

Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych

Praca zbiorowa pod redakcją
Wacława Koleka



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2011

Monografia zrealizowana w ramach projektu rozwojowego
nr 03-0032-04, Umowa nr 03-0032-04/2008
Opracowanie nowych konstrukcji elementów mikrohydraulicznych układów

Wydanie publikacji dofinansowane przez
Narodowe Centrum Badań i Rozwoju

Recenzent

Zdzisław KABZA

Opracowanie redakcyjne

Katarzyna SOSNOWSKA

Korekta

Alina KACZAK

Projekt okładki

Marcin ZAWADZKI

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>; e-mail: oficwyd@pwr.wroc.pl
zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-7493-617-0

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 742/2011.

SPIS TREŚCI

1. Wprowadzenie	7
2. Badania nad możliwościami zastosowań mikrohydrauliki w przemyśle. Rozpoznanie istniejących konstrukcji i patentów	11
2.1. Podział mikroukładów hydraulicznych	11
2.2. Zalety i wady mikroukładów hydrostatycznych	12
2.3. Zastosowania mikroukładów hydrostatycznych	15
2.4. Podstawowe elementy mikrohydrauliczne	25
2.4.1. Charakterystyczne wielkości nominalne stosowane w mikrohydraulicie i hydraulicie klasycznej	25
2.4.2. Przegląd produkowanych mikropomp hydraulicznych	26
2.4.3. Mikrozawory	33
Literatura	37
3. Kryteria podobieństwa przepływów w elementach mikrohydraulicznych i elementach modelowych	39
3.1. Podobieństwo układów fizycznych	40
3.2. Kryteria podobieństwa modelowego uzyskane na drodze analizy równań teoretycznych. Liczby podobieństwa w hydraulicie	41
3.3. Kryteria podobieństwa modelowego uzyskane na drodze analizy wymiarowej	46
3.4. Możliwości wykorzystania teorii podobieństwa do badań statycznych i dynamicznych zaworów	58
3.5. Podsumowanie	62
Wykaz ważniejszych oznaczeń	64
Literatura	64
4. Przepływy nieizotermiczne w układach mikrohydraulicznych	65
4.1. Badanie przepływów w mikroprzewodach	66
4.2. Wpływ zmian lepkości na natężenie przepływu w mikroprzewodzie	69
4.3. Podsumowanie	71
Wykaz ważniejszych oznaczeń	71
Literatura	72
5. Identyfikacja czynników oddziałujących na elementy mikrohydrauliczne. Badanie doświadczalne zaworu modelowego	73
5.1. Obiekt badany	74
5.2. Pomiar współczynnika μ wypływu zaworu modelowego	76
5.3. Określenie charakteru przepływu w szczelinie dławiącej zaworu	81

5.4. Równowaga sił działających na grzybek w warunkach stacjonarnych	82
5.4.1. Równowaga sił działających na grzybek stożkowy z dodatnim kątem rozwarcia	83
5.5. Badania doświadczalne weryfikujące warunki równowagi sił działających na element sterujący zaworu modelowego	88
5.6. Badania doświadczalne określające warunki powstawania kawitacji w elementach mikrohydraulicznych	90
5.6.1. Badania doświadczalne zjawiska kawitacji w mikroelemencie hydraulicznym na przykładzie kryzy	92
Wykaz ważniejszych oznaczeń	95
Literatura	96
6. Wymagania stawiane cieczom w układach mikrohydraulicznych	97
6.1. Klasyfikacje olejów hydraulicznych	97
6.2. Badania określające wymagania stawiane cieczom roboczym w układach mikrohydraulicznych	99
Wykaz ważniejszych oznaczeń	103
Literatura	104
7. Modele matematyczne elementów mikrohydraulicznych	105
7.1. Model matematyczny mikrorozdzielacza hydraulicznego	105
7.1.1. Przyjęcie założeń upraszczających modelu	105
7.1.2. Analiza obciążeń działających na suwak rozdzielacza	106
7.2. Opracowanie modelu matematycznego mikrozaworu zwrotnego. Rozwiązanie modelu	113
7.2.1. Model matematyczny wybranej konstrukcji mikrozaworu zwrotnego	113
7.2.2. Rozwiązanie numeryczne modelu matematycznego	118
7.3. Opracowanie modelu matematycznego mikrozaworu dławiącego. Rozwiązanie modelu	120
7.3.1. Model matematyczny wybranej konstrukcji mikrozaworu dławiącego	120
7.3.2. Rozwiązanie numeryczne modelu matematycznego	122
7.4. Opracowanie modelu matematycznego mikrozaworu bezpieczeństwa. Rozwiązanie modelu	125
7.5. Opracowanie modelu dynamicznego mikropompy zębatej. Rozwiązanie modelu	135
Wykaz ważniejszych oznaczeń	139
Literatura	140
8. Budowa uniwersalnych stanowisk do badań elementów mikrohydraulicznych	141
8.1. Budowa stanowiska do rejestracji parametrów hydraulicznych i mechanicznych	141
8.1.1. Stanowisko badawcze do wyznaczenia charakterystyk statycznych i dynamicznych elementów mikrohydraulicznych	141
8.1.2. Układ sterowania stanowiskiem pomiarowym	143
8.1.3. Opracowanie koncepcji pomiarów i rejestracji parametrów hydraulicznych i mechanicznych elementów mikrohydraulicznych	145
8.2. Budowa stanowisk do rejestracji wielkości akustycznych	151
8.2.1. Stanowisko badawcze do wyznaczenia mocy akustycznej	151

8.2.2. Stanowisko badawcze do przeprowadzenia lokalizacji źródeł dźwięku	153
Literatura	154
9. Eksperymentalne określenie wpływu drgań mechanicznych na przebiegi ciśnień w wybranych układach mikrohydraulicznych	156
9.1. Wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na przebieg ciśnienia w układzie z mikrozaworem przelewowym	156
9.1.1. Charakterystyka źródła zewnętrznych drgań mechanicznych	157
9.1.2. Stanowisko generatora drgań mechanicznych działających na wybrane elementy mikrohydrauliczne	158
9.1.3. Wyniki badań wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozawór przelewowy	163
9.2. Badania doświadczalne określające wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozasilacz hydrauliczny	169
9.3. Drgania giętne mikroprzewodów hydraulicznych wzbudzone przepływem pulsacyjnym cieczy	176
9.3.1. Opis matematyczny drgań giętych przewodów	176
9.3.2. Badania doświadczalne wzbudzania się drgań giętych mikroprzewodu hydraulicznego	181
Wykaz ważniejszych oznaczeń	186
Literatura	187
10. Badania właściwości hydraulicznych i wibroakustycznych wykonanych prototypów ...	188
10.1. Badania doświadczalne weryfikujące założenia parametrów hydraulicznych projektowanej mikropompy zębatej	188
10.1.1. Parametry konstrukcyjne pompy	188
10.1.2. Charakterystyka statyczna pompy prototypowej	189
10.2. Badanie charakterystyk zaprojektowanego mikrozaworu bezpieczeństwa	193
10.3. Badanie doświadczalne charakterystyk zaprojektowanego mikrozaworu zwrotnego	198
10.4. Badania doświadczalne charakterystyk zaprojektowanego mikrozaworu dławiącego	201
10.5. Badania akustyczne zaprojektowanego mikrozasilacza hydraulicznego	204
10.6. Badania akustyczne mikropompy zębatej	212
10.7. Badania drgań skrętnych w mikropompie zębatej	215
Wykaz ważniejszych oznaczeń	216
Literatura	217
11. Sformułowanie podstaw projektowania i warunków eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych	218
11.1. Opracowanie algorytmu projektowania i zaleceń eksploatacyjnych mikropompy zębatej	218
11.2. Algorytmy projektowania podstawowych zaworów mikrohydraulicznych i warunki ich eksploatacji	228
11.3. Badania doświadczalne możliwości sterowania dławieniowego układu mikrohydraulicznego odpowiadających eksploatacji w warunkach rzeczywistych	233

Wykaz ważniejszych oznaczeń	243
Literatura	243
12. Podsumowanie	244
Streszczenie w j. angielskim	247
Streszczenie w j. niemieckim	248
Zespół realizatorów projektu rozwojowego	249

1. WPROWADZENIE

Wacław KOLLEK

Napęd hydrostatyczny jest najbardziej dogodnym rodzajem napędu stosowanym do sterowania i regulacji prędkości roboczych maszyn i urządzeń, umożliwiającym rozwiązywanie nawet najbardziej złożonych problemów z dziedziny mikrohydrauliki. Nie ustają więc prace nad konstrukcją i modernizacją podstawowych elementów hydraulicznych. Prace rozwojowe koncentrują się głównie na podnoszeniu parametrów eksploatacyjnych umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami oraz spełnienie wymagań norm wyznaczanych przez Unię Europejską w szczególności w zakresie emitowanego hałasu i poziomu drgań przez układy czy elementy nowoczesnej hydrauliki. Dynamiczny postęp w zakresie mikroelektroniki oraz mikromechaniki stworzył nowe możliwości do rozwoju mikroukładów płynowych, czyli hydraulicznych. Mikroukłady hydrauliczne są układami, w których czynnikiem roboczym jest ciecz, a elementy służące do generowania przepływu oraz ciśnienia mają wymiary od kilkuset nanometrów do kilku centymetrów. W mikrohydraulicznych strumieniach objętości mogą być małe ($2\text{--}50\text{ cm}^3/\text{s}$), bądź bardzo małe ($<2\text{ cm}^3/\text{s}$). W klasycznych napędach hydrostatycznych stosuje się odpowiednie typoszeregi wielkości nominalnych WN . Dla zaworów wielkością nominalną jest średnica nominalna otworów przepływowych. Wszystkie elementy hydrauliczne o średnicach nominalnych mniejszych niż 6 mm [$WN < 6\text{ mm}$] zaliczane są do mikroelementów hydraulicznych, a stosowane są w dziedzinach wymagających przeniesienia stosunkowo dużej mocy, zapewnienia płynności ruchów przy znacznym ograniczeniu wymiarów geometrycznych. Nieprzerwany rozwój elementów i układów mikrohydraulicznych powoduje, że coraz częściej układy te wypierają układy pneumatyczne czy elektromechaniczne. Miniaturyzacja pozwala również zastąpić klasyczną hydraulikę mikrohydrauliką wszędzie tam, gdzie ze względu na wymiary czy masę nie może być ona zastosowana. Dzieje się tak w inżynierii i technice medycznej, np. w napędach stołów operacyjnych i rentgenowskich, foteli dentystycznych, w motoryzacji, np. w serwomechanizmach wspomagających układy kierownicze i hamulcowe, w automatycznych skrzyniach biegów, w zawieszaniach hydropneumatycznych, w konstrukcji fotela kierowcy czy w urządzeniach podnośnikowych, w przemyśle lotniczym, a także

chemicznym i spożywczym w urządzeniach przeznaczonych do dokładnego dozowania strumienia płynu. Mikroukłady hydrostatyczne mogą zastępować układy pneumatyczne lub elektromechaniczne wszędzie tam, gdzie ich stosowanie jest ograniczone ze względu na wymagania odnośnie do możliwości rozwijania dużych sił lub momentów obrotowych przy zachowaniu precyzyjnego ruchu elementu wykonawczego oraz łatwości sterowania tym ruchem. Do przeniesienia tych samych sił lub momentów obrotowych można wykorzystać dużo mniejsze układy hydrauliczne zamiast dużych klasycznych układów pneumatycznych bądź elektromechanicznych, przy zachowaniu dotychczasowej możliwości automatyzacji. Konstruktor projektując elementy mikrohydrauliczne, stoi przed problemem zachowania dużej szczelności oraz małych strat ciśnienia podczas przepływu. Aby sprostać tym wymaganiom, zastosowanie konstrukcji stosowanej w konwencjonalnej hydraulice tylko ze zmniejszonymi wymiarami może okazać się pomysłem nietrafionym. W ramach mikrohydrauliki istnieje wciąż wiele problemów wymagających szczegółowej identyfikacji i opisania, a wiedza z problemów rozwiązanych wymaga usystematyzowania. Kolejnymi problemami mogą okazać się dodatkowe zjawiska, występujące w mikro-, ale nieobserwowane w makroskali, np. zjawiska elektrostatische. W przedstawionej publikacji podjęto próbę usystematyzowania i rozwoju stanu wiedzy dotyczącej istotnych zagadnień z dziedziny mikrohydrauliki.

Monografia będąca podsumowaniem projektu rozwojowego nr 03-0032-04, Umowa nr 03-0032-04/2008 pod tytułem *Opracowanie nowych konstrukcji elementów mikrohydraulicznych układów* podzielona została na jedenaście rozdziałów. Dwa pierwsze rozdziały poświęcone są analizie możliwości zastosowań mikrohydrauliki w przemyśle i przeglądowi istniejących konstrukcji czołowych firm światowych. Rozdział trzeci zawiera opracowanie kryteriów podobieństwa przepływów w elementach mikrohydraulicznych i elementach modelowych. Projektowanie oraz badanie zminiaturyzowanego układu hydrostatycznego wiąże się nieodzownie z pomiarem odpowiednich wielkości fizycznych. Do najważniejszych z nich należy ciśnienie oraz prędkość przepływającej cieczy. W zminiaturyzowanym układzie hydrostatycznym pomiar tych wielkości może nastroczać trudności, gdyż wymaga zastosowania mikrocujników, które są elementami bardzo drogimi, oraz specjalnego zabiegu technologicznego, który umożliwi umieszczenie tych czujników w mikroelementach. Pomiar globalny prędkości oraz ciśnienia jest więc dosyć trudny, a pomiar rozkładu tych parametrów jeszcze trudniejszy. Pomocna może okazać się w tej sytuacji teoria podobieństwa. Rozsądne wydaje się bowiem tworzenie modeli danych mikroelementów w większej skali. Wyniki uzyskane z badań modelowych można wykorzystać do projektowania danego mikroelementu lub interpretacji zjawisk w nim zachodzących. W rozdziale czwartym zaprezentowano wyniki badań doświadczalnych weryfikujące znane zależności dotyczące oporu i charakteru przepływu, po zastosowaniu ich do przewodów o średnicach nominalnych w zakresie 0,3–1,1 mm. Zaproponowano współczynniki poprawkowe uściślające zależności wiążące natężenie przepływu z różnicą ciśnień dla

przewodów mikrohydraulicznych. W rozdziale piątym, na podstawie badania doświadczalnego zaworu modelowego przeprowadzono identyfikację czynników oddziałujących na elementy mikrohydrauliczne. Wykorzystano do tego celu podstawowy węzeł konstrukcyjny występujący w wielu typach zaworów hydraulicznych, a mianowicie układ grzybek stożkowy–gniazdo ostrokrawędziowe lub gniazdo sfazowane. Wybór ten uzasadniają zalety zaworów grzybkowych, wśród których należy wymienić przede wszystkim łatwość wykonania, a więc niski koszt, odporność na zanieczyszczenia oraz dużą szczelność w stanie zamkniętym.

Na podstawie badań eksperymentalnych określono:

- charakter przepływu w szczelinie zaworowej, podając wartość krytycznej liczby Reynoldsa rozdzielającej obszary przepływu laminarnego od burzliwego;
- zależność współczynnika przepływu μ od kształtu i liczby Reynoldsa;
- wartość kąta β wypływu strugi ze szczeliny dławiącej;
- bilans sił działających na grzybek zaworu i zweryfikowano doświadczalnie warunki równowagi;
- warunki powstawania kawitacji w elemencie mikrohydraulicznym.

Uzyskane dane umożliwią, po uwzględnieniu warunków podobieństwa, parametryzację modeli matematycznych projektowanych zaworów mikrohydraulicznych, w których średnica gniazda powinna być dziesięciokrotnie mniejsza w stosunku do badanego zaworu modelowego. W rozdziale szóstym przedstawiono wymagania stawiane ciecziom roboczym w układach mikrohydraulicznych. Badania doświadczalne miały na celu określenie klasy czystości cieczy roboczej i zakresu zmian współczynnika lepkości w projektowanych układach mikrohydraulicznych. Parametry te decydują m.in. o fizykochemicznym zjawisku tzw. obliteracji (zarastania, zamulania) szczelin.

W celu określenia wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na właściwości statyczne i dynamiczne poszczególnych mikrozworów i mikropomp hydraulicznych opracowano ich modele matematyczne omówione w rozdziale siódmym. Parametryzację poszczególnych modeli przeprowadzono na podstawie badań modelowych, a rozwiązania numeryczne przedstawiono, nie stosując linearyzacji równań wyjściowych.

W rozdziale ósmym opisano stanowiska badawcze elementów mikrohydraulicznych i zestawiono tory pomiarowe poszczególnych wielkości hydraulicznych i mechanicznych. Rozdział dziewiąty poświęcony jest eksperymentalnemu określeniu wpływu drgań mechanicznych podłoża na poszczególne elementy mikrohydrauliczne i w konsekwencji na drogi przenoszenia się wibracji na pulsację ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym i zwiększania się poziomu hałasu.

W rozdziale dziesiątym przedstawiono wyniki badań doświadczalnych właściwości hydraulicznych i wibroakustycznych wykonanych prototypów mikroelementów hydraulicznych. Podsumowujący rozdział jedenasty zawiera podstawy projektowania i warunków eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych, a także badania

doświadczalne możliwości sterowania dławieniowego układu mikrohydraulicznego odpowiadających mu eksploatacji w warunkach rzeczywistych.

Powyższe podsumowanie treści poszczególnych rozdziałów dowodzi, że niniejsza publikacja stanowi kompleksowe podejście do podstaw projektowania elementów i układów mikrohydraulicznych oraz podaje pewne wskazania dotyczące ich eksploatacji.

2. BADANIA NAD MOŻLIWOŚCIAMI ZASTOSOWAŃ MIKROHYDRAULIKI W PRZEMYŚLE ROZPOZNANIE ISTNIEJĄCYCH KONSTRUKCJI I PATENTÓW

Grzegorz ŁOMOTOWSKI, Piotr OSIŃSKI,
Janusz RUTAŃSKI, Michał STOSIAK

2.1. PODZIAŁ MIKROUKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Dynamiczny rozwój mikroelektroniki oraz mikromechaniki stworzył nowe możliwości do rozwoju mikroukładów płynowych, czyli mikrohydrauliki oraz mikropneumatyki. Mikroelektronika może zapewnić sterowanie elementami mikromechanicznymi, które mogą nadawać płynącemu medium określone parametry. Pomimo iż mikroukłady płynowe nie mają jeszcze bardzo szerokiego zastosowania, to ten obszar techniki cieszy się bardzo dużym zainteresowaniem badaczy i innowacyjnych firm, które próbują wprowadzić tego rodzaju produkty na rynek.

Mikroukłady hydrauliczne są to układy, w których czynnikiem przepływającym jest ciecz, a elementy służące do nadawania tej cieczy wymaganego przepływu oraz ciśnienia mają wymiary od kilkuset nanometrów do kilku centymetrów. Elementy mikrohydrauliczne przystosowane są do przepływów małych ($2\text{--}50\text{ cm}^3/\text{s}$) bądź bardzo małych (poniżej $2\text{ cm}^3/\text{s}$). Układy mikrohydrauliczne można podzielić ze względu na pełnioną funkcję na dwie grupy.

Pierwszą grupę stanowią układy, w których ciekła substancja pełni rolę nośnika energii hydraulicznej pomiędzy generatorem a odbiornikiem. Układy te, nazywane także hydrauliką zminiaturyzowaną, mają zastosowanie w napędach i sterowaniu małych maszyn, urządzeń lub przyrządów. Ciśnienia w tych układach dochodzą nawet do 40 MPa. Wymiary nominalne mikroelementów przeważnie nie są w tym przypadku mniejsze od jednego milimetra. W przeciwnym razie przenoszone moce byłyby zbyt małe. Właśnie tego typu układom poświęcona jest niniejsza monografia.

Warto podkreślić, że istnieje także druga grupa układów mikrohydraulicznych, których celem nie jest przeniesienie energii, lecz nadanie cieczy określonych paramet-

trów – ciśnienia lub natężenia przepływu. Układy te stosowane są także do precyzyjnego dozowania płynów, np. atramentu w drukarce. Mają one jednak również ogromne znaczenie w medycynie oraz przemyśle chemicznym [2.12], gdzie wykorzystuje się je np. do produkcji leków lub innego rodzaju substancji, a także w inżynierii i technice medycznej, np. w układach wspomagających pracę serca i płuc, umożliwiających dializę krwi, czy dozujących leki. Ciekawym przykładem zastosowania mikrohydrauliki w technice medycznej jest bezinwazyjne robienie zastrzyków insulinowych [2.14]. Ciśnienie w tego typu układach mikrohydraulicznych jest zazwyczaj nieznacznie wyższe od ciśnienia atmosferycznego. Wymiary elementów, z których są zbudowane, są zazwyczaj w skali mikrometrów, a w skrajnych przypadkach mogą być mikroukładami hydraulicznymi wytrawianymi w krzemie o mikroskopijnych rozmiarach.

Konstruktor, projektując elementy mikrohydrauliczne, musi jednocześnie dbać o minimalizację przecieków oraz oporów przepływu. Aby sprostać tym wymaganiom, zastosowanie konstrukcji wykorzystywanej w zwykłej hydraulice ze zmniejszonymi wymiarami może okazać się pomysłem nietrafionym. Dlatego też obserwuje się zastosowania zupełnie nowych innowacyjnych konstrukcji różniących się materiałami, zasadą działania, rodzajem sterowania i przeniesienia napędu. Jest to szczególnie zauważalne w mikroelementach hydraulicznych o wymiarach mierzonych w mikrometrach, gdzie często spotykane są nowatorskie konstrukcje, w których do sterowania elementami mikrohydraulicznymi stosuje się zjawiska magnetoelektryczne, piezoelektryczne, termoelektryczne itp. [2.14, 2.15].

W obydwu przypadkach małe wymiary elementów mikrohydraulicznych wiążą się z większą dokładnością wykonania. Dlatego też konieczne może być bazowanie na innych technologiach oraz sięgnięcie po inne materiały konstrukcyjne niż w przypadku klasycznej hydrauliki.

2.2. ZALETY I WADY MIKROUKŁADÓW HYDROSTATYCZNYCH

Największą zaletą napędu hydrostatycznego jest możliwość uzyskania wyjątkowo dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy, tj. małej masy na jednostkę generowanej lub przenoszonej mocy. Dlatego też możliwe jest wykonywanie znacznej pracy przy zachowaniu minimalnych wymiarów, dużo mniejszych niż gdyby użyto napędów elektromechanicznych bądź pneumatycznych. Na przykład gęstość mocy dla pomp i silników hydrostatycznych może dochodzić nawet do 10 kW/kg, podczas gdy gęstość mocy przeciętnych silników elektrycznych wynosi 0,1–0,15 kW/kg. Elementy hydrostatycznego układu napędowego cechują się zatem zwartą budową oraz małą masą.

Wymieniona właściwość układów hydrostatycznych sprzyja możliwości ich miniaturyzacji oraz stosowania tam, gdzie do tej pory sprawdzały się napędy elektromechaniczne i pneumatyczne o dużych gabarytach. Napędy mechaniczne wymagają prze-

kładni, które są ciężkie i mają duże gabaryty. W napędach pneumatycznych nośnikiem energii jest sprężone powietrze, które cechuje się niższymi ciśnieniami roboczymi niż ciecz w układach hydrostatycznych, dlatego też gęstość przenoszanej mocy jest niższa. Układy hydrostatyczne mają tym większą gęstość przenoszanej energii, im wyższe są ciśnienia robocze.

Dodatkowo mała masa ruchomych elementów hydraulicznych wpływa na ich małą bezwładność. Skutkuje to możliwością rozwijania oraz zmiany prędkości odbiornika hydraulicznego, jakim jest siłownik lub silnik hydrostatyczny, w bardzo krótkim czasie.

Układy hydrostatyczne doskonale nadają się do automatyzacji z użyciem sterowania elektronicznego. Zarówno prędkość, jak i przemieszczenie siłownika bądź silnika hydraulicznego można nastawiać bardzo precyzyjnie. Zwiększenie dokładności uzyskuje się dzięki układom automatycznej regulacji, które obecnie są szeroko stosowane w hydraulice. Możliwości automatyzacji mikroukładów hydrostatycznych są również bardzo duże. Elektroniczne mikroczyjniki przemieszczenia, prędkości oraz siły są coraz powszechniejsze. Brak jest natomiast mikrozaworów elektrohydraulicznych, w szczególności takich, które cechowałyby się dużą prędkością działania. Dlatego powinno się dołożyć wszelkich starań, aby rozwijać ten rodzaj elementów.

Przewody hydrauliczne są przeważnie elastyczne, więc można je swobodnie wyginać i układać jak przewody elektryczne. Elementy mikroukładu hydrostatycznego mogą więc być dowolnie rozmieszczone. Należy jednak pamiętać, że w układach mikrohydraulicznych przewody powinny mieć odpowiednio dużą średnicę i być możliwie krótkie, gdyż pozwoli to uniknąć dużych strat hydraulicznych. Z wymienionych względów najkorzystniejszym rozwiązaniem są konstrukcje bezprzewodowe.

Oprócz niewątpliwych zalet, układy hydrostatyczne mają również wady, które szczególnie dają się zauważyć przy próbie miniaturyzacji.

Napęd hydrostatyczny zawsze wymaga pierwotnego źródła energii (na przykład silnika spalinowego lub elektrycznego) oraz zbiornika cieczy. Pierwotne źródło energii pracuje z pewną sprawnością, która wpływa na sprawność całego układu. Ponadto oba te elementy zwiększają masę i przestrzeń zabudowy układu napędowego. Można jednak pierwotne źródło energii wraz ze zbiornikiem usytuować z dala od pracującego układu oraz z jednego źródła zasilać wiele układów mikrohydraulicznych.

Sprawność napędu hydrostatycznego spełniającego rolę przekładni może być wyraźnie mniejsza niż sprawność układu elektromechanicznego. Szczególnie dotyczy to układów sterowanych dławieniowo. W układach mikrohydraulicznych, ze względu na małe powierzchnie przepływowe i wynikające z tego niebezpieczeństwo dużych strat hydraulicznych, wysoka sprawność jest trudna do osiągnięcia. Z drugiej strony istnieje także problem zminimalizowania przecieków, które przy bardzo małych przepływach powinny mieć taką samą względną procentową wartość jak w przypadku przepływów w tradycyjnej hydraulice.

W mikroukładach hydraulicznych przenoszone moce nie są duże, tak więc sprawność układu nie jest aż tak istotna. Ważniejsza wydaje się pewność działania oraz niezawodność. Jeżeli jednak układ będzie miał bardzo małą sprawność, to straty energii będą skutkować wzrostem temperatury czynnika roboczego. Zmiany temperatury skutkować będą zmianami lepkości, co z kolei może przyczynić się do niekontrolowanych zmian takich parametrów cieczy roboczej, jak ciśnienie lub natężenie przepływu. Konieczne może być więc stosowanie zbiorników o dużej powierzchni lub dodatkowych elementów, np. chłodnic, zwiększających masę oraz stopień skomplikowania układu.

Elementy hydrauliczne, szczególnie te, w których wykorzystuje się sterowanie elektroniczne, są bardzo wrażliwe na zanieczyszczenia czynnika roboczego. Każdy układ hydrostatyczny musi mieć odpowiedni system filtracji usuwający zanieczyszczenia dostające się do cieczy roboczej z zewnątrz lub w wyniku ściernego zużycia się jego ruchowych elementów. Przy miniaturyzacji układu hydrostatycznego problem zanieczyszczeń staje się bardzo poważny. Wymaga on stosowania bardzo dokładnej filtracji, gdyż cząstki zanieczyszczeń, których znaczenie jest pomijalne w klasycznej hydraulice, mogą zaburzać w wyraźny sposób pracę układu mikrohydraulicznego i powodować szybkie zużycie się mikroelementów.

Z wymienionych względów układy mikrohydrauliczne są jeszcze bardzo rzadko stosowane, a producenci i badacze ciągle ulepszają konstrukcje mikroelementów oraz tworzą nowe niekonwencjonalne rozwiązania nieobecne w tradycyjnej hydraulice. Ważnym zagadnieniem jest rodzaj czynnika roboczego. Powinien być on traktowany jako kluczowy element układu hydrostatycznego, gdyż odpowiada za przenoszoną moc. Popularne oleje hydrauliczne, szeroko stosowane w klasycznej hydraulice, nie zawsze równie dobrze spełniają swoją funkcję w mikroukładach. Opracowanie innowacyjnych cieczy roboczych, które mogłyby zapewnić minimalne straty hydrauliczne i objętościowe, dużą dokładność pozycjonowania elementu wykonawczego niezależnie od jego obciążenia oraz dobre odprowadzanie ciepła i smarowanie spowodowałyby dużo bardziej dynamiczny rozwój mikroukładów hydraulicznych. Idealne medium robocze to takie, które miałyby małą ściśliwość, stosunkowo małą lepkość (ma to duże znaczenie, gdyż w mikroukładach przepływy są przeważnie laminarne), a jednocześnie zachowywałyby dobre własności smarne, dużą przewodność cieplną oraz duże ciepło właściwe. Warto podkreślić, że cena czynnika roboczego ma mniejsze znaczenie w mikrohydraulice niż w hydraulice klasycznej, gdyż cieczy w mikroukładzie jest dużo mniej.

Napędy hydrostatyczne mają jeszcze jedną wadę. Ze względu na to, że stosuje się oleje hydrauliczne, ewentualne wycieki zewnętrzne mogą wpłynąć niekorzystnie na środowisko naturalne, bezpieczeństwo oraz higienę pracy. Wada ta nie jest tak istotna jak przy klasycznej hydraulice, gdyż ilość medium roboczego w mikroukładach hydraulicznych jest niewielka. Wyjątek stanowi zastosowanie mikroukładów hydrostatycznych w inżynierii medycznej, gdzie wymagana jest duża czystość. Należy jednak

dołożyć wszelkich starań, aby wadę tę wyeliminować, poprawiając niezawodność układów bądź stosując jako ciecze robocze substancje zupełnie nieszkodliwe dla człowieka.

2.3. ZASTOSOWANIA MIKROUKŁADÓW HYDROSTATYCZNYCH

Miniaturyzacja maszyn wymusza miniaturyzację jednego z najpopularniejszych napędów maszyn – napędu hydrostatycznego. Warto przypomnieć, że układy hydrostatyczne pasują idealnie do trendu miniaturyzacji, gdyż przenoszą duże ilości energii, cechując się jednocześnie zwartą, małogabarytową oraz lekką budową. Mikrohydraulika może więc zastąpić hydraulikę klasyczną, jeśli jej stosowanie jest nieopłacalne ze względu na zbyt duże wymiary oraz zbyt dużą przenoszoną moc względem tej, na którą jest zapotrzebowanie. Ma ona zastosowanie we wszelkiego rodzaju zminiaturyzowanych urządzeniach, gdzie potrzebne są duże siły.

Mikroukłady hydrostatyczne sprawdzają się również wszędzie tam, gdzie stosowanie układów pneumatycznych lub elektromechanicznych jest ograniczone ze względu na wymagania odnośnie do możliwości rozwijania dużych sił lub momentów przy zachowaniu precyzyjnego ruchu elementu wykonawczego oraz łatwości sterowania tym ruchem. Do przeniesienia tych samych sił można wykorzystać dużo mniejsze układy hydrauliczne zamiast dużych klasycznych układów pneumatycznych bądź elektromechanicznych, przy zachowaniu dotychczasowej możliwości automatyzacji. Mikrohydraulika może mieć zastosowanie w tych obszarach, w których do tej pory jedynym możliwym rozwiązaniem były układy pneumatyczne i z powodzeniem wypełnić pewną lukę na rynku.

Mikrohydraulika jest wykorzystywana nie tylko w układach napędowych, ale także sterujących różnego rodzaju maszyn. Układy mikrohydrauliczne mogą bez przeszkód współpracować z innymi rodzajami sterowań, zarówno konwencjonalnymi, tj. elektronicznym i pneumatycznym, jak i niekonwencjonalnymi, tj. piezoelektrycznym, magnetostrykcyjnym, termicznym, elektrostatycznym itp.

Uogólniając, można stwierdzić, że mikroukłady hydrostatyczne znajdują zastosowanie w mechanice precyzyjnej, w której wymagane są duże siły, bądź wszędzie tam, gdzie wymagana jest miniaturyzacja urządzeń i maszyn. Przydatność układów hydrostatycznych jest więc bardzo duża. Niektóre możliwości ich zastosowania zostały przedstawione w tym rozdziale (por. dalej).

Pierwszym polem zastosowań mikroukładów hydraulicznych są elementy służące do sterowania zaworami dwustopniowymi klasycznej hydrauliki, tzw. piloty. Elementy te są już dosyć powszechne. Warto zwrócić uwagę, że próbie miniaturyzacji zaworów dwustopniowych, w których stopień główny ma wymiary milimetrów lub dziesiątych części milimetra i może mieć jeszcze konwencjonalną konstrukcję, stopień sterowania wstępnego musi być jeszcze mniejszy. Tak więc przy realizacji wstępnego sterowania

należy brać pod uwagę mikroawory rozdzielające lub zwrotne o rozmiarach mierzonych w mikrometrach i o nowatorskich konstrukcjach (np. membranowych przytoczonych w podrozdziale 2.4.3). Piloty takie mogą więc być sterowane piezoelektrycznie, elektrostatycznie, termicznie, magnetostrykcyjnie itp. Nie ma też przeciwwskazań do tego, aby nowatorskie konstrukcje mikroaworów hydraulicznych pełniły rolę pilotów elementów pneumatycznych.

Mikroukłady hydrostatyczne mogą być stosowane we wszelkiego rodzaju maszynach technologicznych, szczególnie w przemyśle lekkim, m.in. włókienniczym, tekstylnym, tworzyw sztucznych, w którym klasyczne maszyny hydrauliczne byłyby przewymiarowane.

Mikroukłady hydrostatyczne mogą stanowić element wyposażenia zautomatyzowanych linii montażowych oraz produkcyjnych. Mogą być także aplikowane do napędu elementów wykonawczych m.in. w procesach technologicznych, montażu, transporcie, nadawaniu orientacji określonym przedmiotom, podawaniu przedmiotów, sortowaniu itp.

Obecnie w każdym rodzaju przemysłu, m.in. przemyśle obrabiarkowym, lotniczym, chemicznym, maszynowym, górniczym, hutniczym, biomedycznym, spożywczym, włókienniczym, istotną rolę odgrywają manipulatory lub roboty przemysłowe, gdyż zapewniają one wysoką jakość i dużą wydajność produkcji. Tendencje rozwoju manipulatorów, podobnie jak innych maszyn, zmierzają w kierunku miniaturyzacji, czyli zmniejszenia wymiarów i masy.

Manipulatory przemysłowe powinny zapewnić możliwość osiągnięcia wymaganego położenia i orientacji kiści, do której np. może być zamocowana głowica technologiczna. Czynność ta powinna być wykonana z dużą dokładnością, z wykorzystaniem kinematycznych par postępowych oraz obrotowych. Użycie układu mikrohydraulicznego z siłownikami bądź silnikami hydrostatycznymi zamontowanymi w parach kinematycznych zapewnia możliwość przeniesienia dużych sił w obrębie tych par, łatwość sterowania ich ruchem oraz jego dużą dokładność. Napęd hydrostatyczny jest napędem o najmniejszym stosunku masy do przenoszonej mocy, dlatego też masa manipulatora może być mała. Zasilacz hydrauliczny może być zamontowany poza manipulatorem i poprzez przewody hydrauliczne zasilać wszystkie siłowniki i silniki zamontowane w parach kinematycznych.

Obecnie prowadzone są prace nie tylko nad manipulatorami i robotami przemysłowymi, ale również nad robotami podobnymi do człowieka, które pracowałyby autonomicznie lub z człowiekiem. Możliwości układu kinematycznego człowieka nie można równać pod kątem jego zdolności ruchowych z układami jakichkolwiek innych maszyn. Dlatego też trwają prace nad robotami podobnymi do człowieka, które mogłyby wykonywać np. prace domowe, być wykorzystywane w medycynie, w rehabilitacji oraz działalności rozrywkowej. Najważniejszym elementem w wykonywaniu czynności manipulacyjnych jest dłoń ludzka. Gdyby udało się skonstruować część robota podobną do dłoni ludzkiej, wówczas w połączeniu z odpowiednim systemem

sterowania robot mógłby wykonywać czynności manualne i operować różnymi przedmiotami tak jak człowiek. Można tu nawet przytoczyć takie przykłady, jak naprawianie urządzeń czy wykonywanie operacji chirurgicznych. Jak się okazuje, układ mikrohydrauliczny może napędzać tak skomplikowaną część robota, jak ta imitująca dłoń ludzką. Prototyp urządzenia wykorzystującego układ mikrohydrauliczny imitującego dłoń ludzką został przedstawiony na rysunku 2.1.



Rys. 2.1. Sztuczna dłoń, w której wykorzystany został układ mikrohydrauliczny [2.7]

Dłoń robota z wyglądu bardzo przypomina dłoń ludzką. Jest również pięciopalczasta. Do jej produkcji użyto bardzo lekkich materiałów, głównie stopów aluminium o bardzo podwyższonej wytrzymałości, zapewniających dużą wytrzymałość oraz sztywność konstrukcji. Dłoń składa się z 11 par kinematycznych, z których 8 jest napędzanych przez mikrohydrauliczne elementy wykonawcze. Liczba par kinematycznych została zoptymalizowana pod kątem dynamiki oraz funkcjonalności mechanizmu sztucznej dłoni. Wszystkie pary kinematyczne oraz połączone z nimi elementy wykonawcze są zamienne, co ułatwia ewentualną naprawę układu oraz obniża koszty produkcji. Więcej informacji na temat układu kinematycznego oraz konstrukcji sztucznej dłoni znajduje się w źródle [2.7].

W porównaniu do innych rodzajów układów napędowych, pod względem takich kryteriów, jak np. pasmo przenoszenia, dobra dynamika, mały stosunek przenoszonej mocy do masy, zwartość konstrukcji, dokładność pozycjonowania, najlepszy okazał się mikronapęd hydrostatyczny. Duże znaczenie ma również to, że hydrauliczne ele-

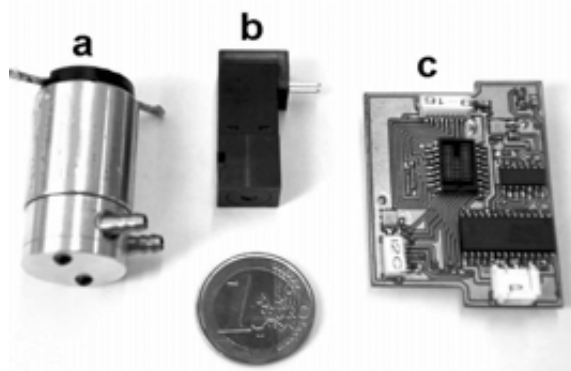
menty wykonawcze odznaczają się małym współczynnikiem tarcia, a ich koszty produkcji są niższe niż w przypadku konwencjonalnych napędów elektromechanicznych.

Mikroukład hydrauliczny służący do napędu par kinematycznych składa się ze zbiornika, mikropompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym, przewodów hydraulicznych, specjalnych mikrozaworów oraz mikrohydraulicznych elementów wykonawczych. Wałek pompy jest napędzany silnikiem elektrycznym prądu stałego. Sterowanie prędkością tego silnika odbywa się z wykorzystaniem modułu PWM. Elektroniczny układ sterujący steruje więc nie tylko mikrozaworami, ale również prędkością wałka pompy. Daje to dodatkowe możliwości w zginaniu i prostowaniu palców z różnymi prędkościami. Elektroniczny układ sterujący wykorzystuje sygnały pochodzące z nadrzędnego systemu sterującego robota, z czujników przemieszczenia par kinematycznych oraz panujących w tych parach sił. Elementy mechaniczne, hydrauliczne i elektroniczne tworzą zintegrowany układ znajdujący się w śródreżcu (rys. 2.2).

Opisana powyżej sztuczna dłoń może służyć do chwytania oraz manipulowania przedmiotami o różnym kształcie i różnych wymiarach. Każdy przedmiot jest chwytny w inny, najbardziej optymalny sposób, co jest możliwe dzięki niezależnemu sterowaniu wszystkimi parami kinematycznymi. Możliwe też jest wykonywanie takich czynności, jak naciśnięcie guzika czy operowanie dźwignią.

Masa sztucznej dłoni wynosi 0,67 kg, z czego waga mikroukładu hydraulicznego wynosi zaledwie 0,16 kg. Sztuczna dłoń może podnieść za uchwyt i utrzymać walizkę o masie 11 kg. Minimalny czas, z jakim otwarta sztuczna dłoń może się zamknąć wynosi 2 s. Do napędu wykorzystywane jest napięcie stałe o wartości 10 V. Poziom emitowanego hałasu wynosi 47 dB.

Ciekawe zastosowanie mikroukładu hydraulicznego stanowi także specjalnie zaprojektowany robot kanałowy przystosowany do naprawy lub remontu rur kanalizacyjnych (rys. 2.3).



Rys. 2.2. Przykładowe elementy układu elektrohydraulicznego zastosowanego w sztucznej dłoni: a) mikropompa zębata, b) mikrozawór, c) elektroniczny układ sterujący [2.7]



Rys. 2.3. Robot kanałowy przeznaczony do naprawy i remontu rur ściekowych [2.10]

Ze względu na najmniejszy stosunek masy i wymiarów do przenoszonej mocy oraz łatwość sterowania mikrohydraulika ma ogromne znaczenie również w takich dziedzinach, jak lotnictwo i astronautyka, głównie w układach napędowych i sterowniczych samolotów, promów kosmicznych i rakiet. Każde zmniejszenie masy pojazdu latającego ma bowiem ogromne znaczenie, gdyż wiąże się z energooszczędnością. Przestrzeń przeznaczona na układy napędowe i sterujące w jednostkach latających jest bardzo mała, jednocześnie jednak wymagane jest zainstalowanie dodatkowych układów awaryjnych, które pracują jedynie wówczas, gdy nastąpi uszkodzenie układu głównego. Dlatego właśnie wymiary elementów mają kluczowe znaczenie.

W samolotach instalacje hydrauliczne występują m.in. w zespołach podnoszenia i opuszczania podwozia, urządzeniach mechanizacji skrzydła, hamulcach aerodynamicznych, zespołach hamowania kół podwozia, instalacjach uruchamiających drzwi komór różnego przeznaczenia, instalacjach sterujących wlotem powietrza do silników, urządzeniach chłodzących. W ich skład wchodzi elementy klasycznej hydrauliki, coraz częściej w wersji zminiaturyzowanej. Przykładem mogą być montowane w samolotach hydrauliczne układy regulacji – serwomechanizmy elektrohydrauliczne [2.8]. Informacje o rodzajach mikroelementów hydraulicznych oraz miejscu ich umieszczenia w samolotach pasażerskim oraz wojskowych można znaleźć w [2.11].

W skład konstrukcji pojazdów samochodowych mogą wchodzić elementy zminiaturyzowanej hydrauliki mobilnej. Cechują się one zwartą, małogabarytową i lekką budową, co jest bardzo korzystne, gdyż w przypadku pojazdów niezwykle istotna jest ich masa. Im jest ona mniejsza, tym lepsza jest dynamika oraz większa energooszczędność.

Elementy mikrohydrauliczne mogą być wykorzystane w serwomechanizmach wspomagających układ kierowniczy i hamulcowy, w automatyzacji skrzyń biegów, w układzie napędu na cztery koła, w mechanizmach różnicowych, w sterowaniu popy-



Rys. 2.4. Szyba okna pojazdu opancerzonego oraz elementy mikroukładu hydraulicznego realizującego jej opuszczanie i podnoszenie [2.10]

chaczy zaworowych, jako napęd sprężarki wyrównującej ciśnienie powietrza w kołach, w zawieszeniach hydropneumatycznych, w urządzeniach podnośnikowych, w konstrukcjach foteli kierowcy, oraz innych elementach poprawiających komfort bądź bezpieczeństwo jazdy.

Przykład mikrozespołu zasilająco-sterującego dla pojazdów samochodowych został opisany w [2.2]. Natomiast w [2.11] przedstawiono rodzaje elementów mikrohydraulicznych oraz miejsca ich rozmieszczenia w samochodach wyścigowych.

Ciekawym rozwiązaniem jest mikroukład hydrostatyczny odpowiedzialny za opuszczanie i podnoszenie szyb w pojazdach opancerzonych. Drzwi pojazdu wyposażone w taki mechanizm wraz z przykładami zastosowanych elementów mikrohydraulicznych zostały przedstawione na rysunku 2.4.

Mikroukłady hydrostatyczne znajdują także zastosowanie w pojazdach przystosowanych dla osób niepełnosprawnych. Mogą być wykorzystane do napędu wszelkiego rodzaju urządzeń ułatwiających osobie niepełnosprawnej wsiadanie do samochodu czy też załadunek wózka. Przykłady tego rodzaju zastosowań zostały przedstawione na rysunku 2.5.

Oprócz lotnictwa i motoryzacji z osiągnięć mikrohydrauliki korzystają także konstruktorzy okrętów lub małych jednostek pływających. Na rysunku 2.6 przedstawione zostało zaaplikowanie układu mikrohydraulicznego do napędu mechanizmu steru w motorówce.

Mikroukłady hydrostatyczne mogą mieć zastosowanie w napędzie różnego rodzaju mechanizmów małych maszyn roboczych. Warto przytoczyć tu przykład podnoszonej kabiny – platformy roboczej, której bardziej szczegółowy opis znajduje się w [2.10].

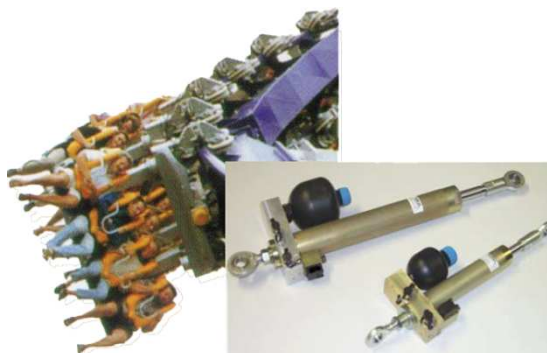
Układ mikrohydrauliczny decyduje również o działaniu urządzeń zabezpieczających w kolejkach w parkach rozrywki uniemożliwiających wypadnięcie pasażera.



Rys. 2.5. Zastosowanie mikroukładów hydrostatycznych w pojazdach przystosowanych dla osób niepełnosprawnych [2.10]

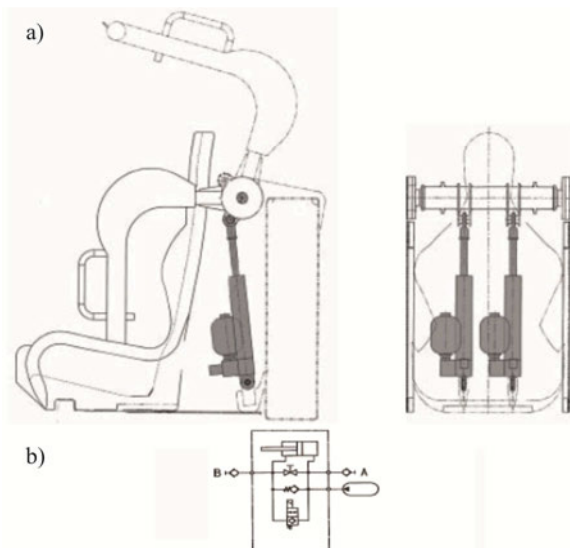


Rys. 2.6. Motorówka z napędem mechanizmu steru wyposażonym w mikroukład hydrostatyczny [2.10]



Rys. 2.7. Zastosowanie zespołu mikrohydraulicznego do zapinania pasów bezpieczeństwa w kolejkach [2.10]

Zapinanie i odpinanie specjalnych sztywnych pasów bezpieczeństwa odbywa się bowiem za pomocą cylindra hydraulicznego (rys. 2.7). Warto dodać, że do tej pory stosowane były mechaniczne układy ze specjalną sprężyną bądź układy pneumatyczne. Układ hydrauliczny jest jednak od nich dużo bezpieczniejszy.



Rys. 2.8. Mikrozespoł hydrauliczny (a) oraz sposób podpięcia mikrozespołu do pasów bezpieczeństwa (b) [2.10]

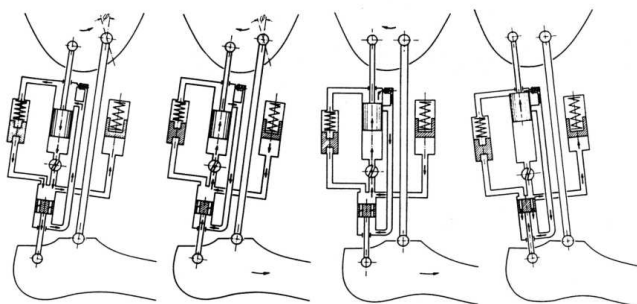
Sposób podpięcia mikrozespołu hydraulicznego do mechanizmu pasów bezpieczeństwa przedstawia rysunek 2.8. Dzięki energii doprowadzonej z zewnątrz następuje wsuw siłownika powodującego zapięcie pasów. Jednocześnie ciecz przepływa spod tłoka do akumulatora, ładując go. Pasy bezpieczeństwa są otwierane dzięki energii z akumulatora. W celu zapewnienia jeszcze większego bezpieczeństwa mogą zostać zastosowane dwa układy (redundancja).

Ważnymi dziedzinami, w których stosuje się mikroukłady hydrostatyczne, są inżynieria i technika medyczna. Elementy mikrohydrauliczne wchodzi w skład mechanizmu napędowego stołów operacyjnych i rentgenowskich, foteli dentystycznych, protez itp.

Przykładowy projekt rozwiązania stosującego mikroelementy hydrauliczne w protezie kończyny dolnej będącej w różnych fazach ruchu przedstawiano schematycznie na rysunku 2.9. Mikroelementy płynowe znacząco usprawniają działanie protezy, a także minimalizują jej wymiary i masę.

Na rysunku 2.10 przedstawiono urządzenie umożliwiające pozycjonowanie łóżek pacjentów podczas operacji chirurgicznych lub badań. Urządzenie to składa się z mikrohydraulicznych elementów wykonawczych, w których zewnętrzne sterowanie odbywa się na drodze elektronicznej. Do zadawania odpowiednich pozycji stołu operacyjnego służy specjalny pilot (rys. 2.10b)

Elementy mikrohydrauliczne mogą być instalowane także w urządzeniach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Pozycja [2.10] podaje przykład mikroukładu hydrosta-



Rys. 2.9. Proteza kończyny dolnej z elementami hydraulicznymi w różnych fazach chodzenia [2.19]



Rys. 2.10. Kompletny system pozycjonowania stołów operacyjnych bądź łóżek pacjentów, w którym zastosowano mikroukład hydrostatyczny [2.10]

tycznego odpowiedzialnego za napęd mechanizmu służącego do otwierania i podniesienia szklanych dachów w szklarniach.

Szerokim polem zastosowań mikroukładów hydrostatycznych są wszelkiego rodzaju narzędzia ręczne. Przykładem mogą być kombinerki, narzędzia służące do przecinania materiałów czy narzędzia chirurgiczne, w których należy jednak zwrócić uwagę na ciecz roboczą, która nie może w żaden szkodliwy sposób wpływać na pacjenta.

W specjalnym mikroukładzie hydraulicznym, zaprojektowanym przez jedną z firm, który może być stosowany w różnego rodzaju narzędziach ręcznych, użyto zupełnie nowatorskiego rozwiązania zamiast konwencjonalnych elementów hydraulicznych i układów w skali makro. Na rysunku 2.11 znajdują się kombinerki z wbudowanym mikroukładem hydraulicznym. Kombinerki zasilane są energią pochodzącą z ludzkiej dłoni i nie mają żadnego zewnętrznego źródła zasilania. Zintegrowany układ mikrohydrauliczny wewnątrz kombinerki składa się z pompy tłokowej, akumulatora pełniącego także funkcję zbiornika cieczy, cylindra oraz specjalnych zaworów typu Fast-Flow. Układ ten nie zawiera przewodów hydraulicznych.



Rys. 2.11. Kombinerki zasilane energią ludzkiej dłoni [2.13]

Zawory typu FastFlow są innowacyjnymi zaworami o bardzo małej masie, składającymi się z ruchomego uszczelnienia. Zapewniają one doskonałą szczelność w kierunku zaporowym i minimalne straty hydrauliczne w kierunku przepływu poprzez utworzenie dużej powierzchni przepływowej. Mogą być stosowane jako zawory zwrotne lub przelewowe.

Mikroukład pracuje w trzech trybach. Zmiany trybów realizowane są w sposób automatyczny, w zależności od siły obciążającej cylinder – w tym wypadku siły działającej na kombinerki. Tryb pierwszy jest wtedy, kiedy kombinerki nie są obciążone, a polega na szybkim zaciśnięciu się szczęk. Gdy siła działająca na kombinerki przekroczy pewną wartość, wtedy szczęki zaciskają się wolniej, a wartość siły, jaką zadaje człowiek, jest zgodna z pewnym z góry ustawionym przełożeniem. Po przekroczeniu kolejnej wartości granicznej następuje bardzo silne wzmocnienie siły zadawanej przez człowieka. Na kombinerkach można wtedy uzyskać siłę dochodzącą nawet do jednej tony – oczywiście kosztem niewielkiego przemieszczenia szczęk kombinerki.

Wartości sił, które powodują przejście między poszczególnymi trybami, mogą być nastawiane przez użytkownika. Warto zwrócić uwagę, że wszystkie trzy tryby są ważne. Na przykład odpowiednie ustawienie siły i przemieszczenia w drugim trybie ma kluczowe znaczenie w narzędziach przecinających, gdyż potrzebna jest odpowiednie odkształcenie przecinanego materiału.

Opisywany mikroukład hydrauliczny cechuje się bardzo dużą sprawnością. Strat hydrauliczne są niewielkie, gdyż brak jest przewodów, a powierzchnia przepływu zaworów jest duża. Strat objętościowe są również niewielkie, gdyż element zamykający zawór jest jednocześnie uszczelnieniem.

Warto zauważyć, że rozwiązanie zaproponowane w przytoczonym przykładzie może zwrócić rozwój mikrohydrauliki w kierunku odejścia od klasycznych układów i tworzenia zintegrowanych układów niewykorzystujących przewodów hydraulicznych. Ze względu na małe straty mocy oraz duże wzmocnienie siły rozwiązania takie mogą stać się w przyszłości bardzo popularne.

Narzędzia ręczne mogą być zasilane nie tylko energią pochodzącą z ludzkiej dłoni. W publikacji [2.9] przedstawiono narzędzie, które zasilane jest baterią elektryczną o napięciu 12 V. Pozwala ono osiągnąć siłę do 6 ton i może być wykorzystywane do operacji, takich jak: cięcie, zgniatanie, wkręcanie, łączenie i rozdzielanie mechaniczne

itp. Mikroukład hydrauliczny zasilany jest mikropompą o wydajności $0,08 \text{ cm}^3/\text{obr}$, która pracuje z prędkością obrotową $2000 \text{ obr}/\text{min}$ i może być obciążona ciśnieniem do $5,5 \text{ MPa}$.

2.4. PODSTAWOWE ELEMENTY MIKROHYDRAULICZNE

2.4.1. CHARAKTERYSTYCZNE WIELKOŚCI NOMINALNE STOSOWANE W MIKROHYDRAULICE I HYDRAULICE KLASYCZNEJ

W hydraulice klasycznej dla danego typu elementów stosowane są odpowiednie typoszeregi wielkości nominalnych (NG – Nenngrösse, WN – wielkości nominalne). Dokonuje się tego na podstawie charakterystycznych wielkości nominalnych dla poszczególnych elementów hydraulicznych tworzących typoszereg. Dla zaworów są to średnice nominalne otworów przepływowych, dla cylindrów hydraulicznych średnice tłoka, dla silników hydraulicznych chłonności właściwe, natomiast dla pomp wyporowych wydajności właściwe. Typoszeregi WN stosowane w hydraulice klasycznej są ograniczone minimalnymi wielkościami nominalnymi, np. nominalna wielkość minimalna otworu przepływowego dla zaworów wynosi 6 mm [2.20, 2.21].

W tabeli 2.1 przedstawiono typowe elementy hydrauliki klasycznej, dla których podano wielkości nominalne WN , oraz odpowiadające im parametry charakterystyczne i maksymalne ciśnienia.

Jak wynika z tabeli 2.1, hydraulika klasyczna obejmuje elementy o wielkości nominalnej nie mniejszej niż 6 mm . Wszystkie elementy hydrauliczne o średnicach mniejszych od 6 mm zalicza się zatem do mikrohydrauliki. W tabeli 2.2 przedstawiono przykładowe parametry charakterystyczne (q – chłonność właściwa, Q – wydajność, d – średnica nominalna, p_{\max} – ciśnienie nominalne) i wymiary (L – długość, B – szerokość, m – masa) elementów hydraulicznych o $WN < 6$, a zatem zaliczanych

Tabela 2.1. Parametry wybranych elementów hydrauliki klasycznej [2.2–2.6]

Elementy hydrauliczne	NG_{\min}	Parametr charakterystyczny	Ciśnienie p_{\max} , MPa
Siłownik typu LZO	25	$\varnothing = 25 \text{ mm}$	5
Silnik gerotorowy	80	$Q = 80 \text{ cm}^3/\text{obr}$	16
Zawór przelewowy	6	$Q_{\max} = 40 \text{ dm}^3/\text{min}$	31,5
Zawór przelewowy proporcjonalny	6	$Q_{\max} = 4 \text{ dm}^3/\text{min}$	31,5
Zawór redukcyjny	10	$Q_{\max} = 40 \text{ dm}^3/\text{min}$	31,5
Zawór rozdzielający 3/2 suwakowy	6	$Q_{\max} = 16 \text{ dm}^3/\text{min}$	10
Regulator przepływu dwudrogowy	6	$Q_{\max} = 16 \text{ dm}^3/\text{min}$	31,5
Zawór zwrotny	10	$Q_{\max} = 10 \text{ dm}^3/\text{min}$	31,5

Tabela 2.2. Wybrane mikroelementy hydrauliczne o $WN < 6$ firmy Mannesmann Rexroth [2.21, 2.22, 2.26]

Elementy hydrauliczne	Typ	WN_{\min}	Parametr charakterystyczny	p_{\max}	L ,	B ,	m ,
				MPa	mm	mm	kg
Pompa zębata	PG2	4	$q = 4 \text{ cm}^3/\text{obr}$	25	88	42	2,4
Silnik wielotłokowy	A2FM	5	$q = 5,9 \text{ cm}^3/\text{obr}$	31,5	121	50	2,5
Zawór zwrotny	YC	4	$Q = 4 \text{ dm}^3/\text{min}$	21	25	15	0,16
Zawór redukcyjny	DRE	4	$d = 4 \text{ mm}$	10	67	28	0,5
Zawór Cartridge	FTWE	2	$d = 2\text{mm}$	10	47	25	0,12

do elementów mikrohydraulicznych, produkowanych przez firmę Mannesmann Rexroth. Parametrem, który poza WN pozwala wyodrębnić mikrohydraulikę z całego obszaru hydrauliki, jest wielkość natężenia przepływu. Klasyfikacji przepływu, a co za tym idzie również określenia obszaru mikrohydrauliki, można dokonać według przyjętego podziału [2.21, 2.22, 2.26]:

- przepływy bardzo małe $< 2 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($120 \text{ cm}^3/\text{min}$),
- przepływy małe $2\text{--}50 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($120\text{--}3000 \text{ cm}^3/\text{min}$),
- przepływy średnie $50\text{--}500 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($3\text{--}30 \text{ dm}^3/\text{min}$),
- przepływy duże $500\text{--}2000 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($30\text{--}120 \text{ dm}^3/\text{min}$),
- przepływy bardzo duże $> 2000 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($> 120 \text{ dm}^3/\text{min}$).

W elementach mikrohydraulicznych realizowane są natężenia przepływu zawarte w dwóch pierwszych zakresach, tj. do $50 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($3000 \text{ cm}^3/\text{min}$). Na tej podstawie można stwierdzić, że przyjmowane w mikrohydraulicce typoszeregi poszczególnych elementów ograniczone są z jednej strony wielkościami nominalnymi WN , z drugiej przyjętym zakresem natężenia przepływu.

2.4.2. PRZEGLĄD PRODUKOWANYCH MIKROPOMP HYDRAULICZNYCH

Podstawowym elementem w każdym układzie hydraulicznym jest generator energii hydraulicznej zakumulowanej w przetłaczanym czynniku roboczym. Obecnie na rynku światowym funkcjonują firmy wyspecjalizowane w produkcji mikroelementów hydraulicznych na skalę masową. Do najbardziej znanych firm należą: Hoerbiger Micro Fluid z Niemiec, Hydro Leduc z Francji, Mannesmann Rexroth z Niemiec, Lee z USA, Jihostroj z Czech. Wśród mikropomp wporowych stosowanych w układach mikrohydraulicznych jako generatory energii ciśnienia oraz jako silniki hydrauliczne nie ma takich typów pomp, które miałyby zdecydowaną przewagę nad innymi pod każdym względem i mogły je w pełni zastąpić. Każdy typ pompy ma swoje zalety, które sprawiają, że w określonych układach jest on stosowany częściej niż inne. Mikropompy różnią się wymiarami, budową, zasadą działania oraz technologią wykona-



Rys. 2.12. Części składowe mikropomp gerotorowych
HNP Mikrosysteme GmbH [2.12]

nia. W grupie mikropomp wyporowych, najczęściej stosowanych, można wyróżnić: mikropompy o ruchu posuwisto-zwrotnym elementu wyporowego, tj. pompy tłokowe, oraz wyporowe o ruchu obrotowym, do których można zaliczyć pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym (w tym gerotorowe). Wymagania stawiane mikropompom to przede wszystkim: mała wydajność geometryczna, możliwość uzyskania wysokich ciśnień tłoczenia, niewielkie zmiany wydajności następujące wraz ze wzrostem ciśnienia, niska pulsacja wydajności prowadząca w konsekwencji do niskiej pulsacji ciśnienia, wysoka sprawność oraz trwałość, odporność na zanieczyszczenia i niski koszt wytwarzania. W znacznej mierze wymagania te spełniają pompy zębate. Stosowane często nie tylko w napędach hydrostatycznych, ale również do dozowania płynów o dużej lepkości, m.in. w przemyśle motoryzacyjnym, chemicznym, farmaceutycznym i biotechnice. Za ich pomocą można dozować wodę, roztwory wodne olejów i klejów, farby, lakiery oraz silikony.

Mikropompy zębate mają zasadę działania taką samą jak jednostki konwencjonalne. Różnice dotyczą przede wszystkim technologii wytwarzania oraz przyjętej tolerancji wykonania, która w głównej mierze decyduje o sprawności wyprodukowanej jednostki. Na rysunku 2.12 przedstawiono koła i wieńce zębate stosowane w produkowanych obecnie mikropompach gerotorowych. Wykonanie tak małych jednostek wyporowych wymaga spełnienia wysokich wymogów technologicznych.

Obecnie mikropompy produkowane są w postaci mikroagregatów oraz w wersji klasycznej jako odrębne jednostki tego samego typu, tworzące typoszereg ustawiony według WN stanowiącej wydajność właściwą (jednostkową) pompy $q \text{ cm}^3/\text{obr}$.

Mikroagregaty serii A10, produkowane przez firmę niemiecką Hoerbigerer, wyposażone są w mikropompy zębate o zazębieniu zewnętrznym o wydajności 0,2–3,5 dm^3/min [2.19]. Napędzane są silnikami elektrycznymi na prąd stały DC lub zmienny AC, o napięciach znamionowych 12 V DC, 24 V DC, 220 V AC, o mocy w zakresie 0,1–1,2 kW. Mikroagregaty budowane są w trzech wersjach:

- wersji R z mikrorozdzielaczem 4/2 zapewniającym dwa kierunki przepływu,
- wersji H z mikrorozdzielaczem 2/2 realizującym cykl podnoszenia elementu wykonawczego,
- wersji Q z jednym kierunkiem przepływu.

System zabezpieczenia i regulacji mikroagregatów stanowią mikrozawory bezpieczeństwa i zwrotne. Czystość cieczy roboczej zapewniają filtry usytuowane po stronie ssawnej mikropompy. Maksymalne ciśnienie tłoczenia p_{\max} wynosi 21 MPa, natomiast prędkość obrotowa mikropompy w zależności od przyjętego silnika elektrycznego wynosi 1500–3000 obr/min. Zakres temperatury roboczej wynosi 288–353 K. Zakres lepkości kinematycznej cieczy ν stosowanej w mikroagregatach firmy Hoerbiger mieści się w zakresie 10–500 mm²/s. Zbiornik oleju integralnie związany z pompą w postaci kompaktowej, wykonany z polipropylenu, zachowuje stałość wymiarów i kształtu do temperatury 398 K. Pojemność zbiornika oleju wynosi 1–3 dm³. Objętość oleju znajdującego się w układzie mikroagregatu mieści się, w zależności od jego wielkości, w zakresie 0,2–1,2 dm³.

W tabeli 2.3 przedstawiono objętości geometryczne V_g cm³/obr mikropomp zębatych zastosowanych w mikroagregatach serii A10.

Stosunkowo niewielka masa poszczególnych jednostek, wynosząca w zależności od ich typu i wersji 3,8–8,1 kg, oraz niewielkie wymiary gabarytowe 404×125×125 mm sprawiają, że mikroagregaty serii A10 mogą być montowane na podkładkach elastycznych w pozycji pionowej lub poziomej za pomocą śrub M6.

Drugą serię mikroagregatów produkowanych przez firmę Hoerbiger stanowią jednostki AK3 wyposażone w mikropompy zębate o zazębieniu zewnętrznym, o wydajności od 0,25–2,5 dm³/min, pracujące pod ciśnieniem tłoczenia $p_t = 20$ MPa [2.28].

Agregaty typu AK3 wyposażone są w mikropompę zębatą o zazębieniu zewnętrznym. Napędzane są one silnikami elektrycznymi prądu zmiennego o mocy 0,37–0,75 kW zapewniającymi uzyskanie prędkości nominalnej $n = 1400$ i $n = 2800$ obr/min. Pojemność zbiornika oleju wynosi 2 lub 4 dm³. Wlot i wylot mikroagregatu stanowią otwory z gwintem całowym umożliwiające wykorzystanie przyłączy o średnicy 1/4".

W tabeli 2.4 zestawiono objętości geometryczne V_g cm³/obr typoszeregu mikropomp zębatych zastosowanych w mikroagregatach typu AK3.

Tabela 2.3. Wydajność właściwa mikropomp zębatych stosowanych w mikroagregatach serii A10 [2.28]

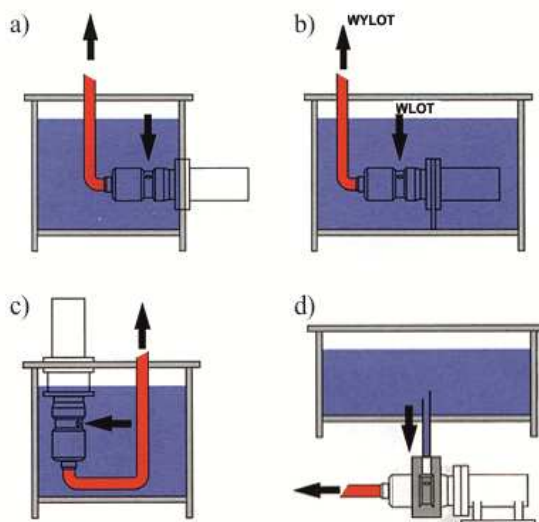
Typ mikroagregatu	A100	A102	A103	A104	A105	A106	A108	A109
Objętość geometryczna mikropompy V_g cm ³ /obr	0,18	0,27	0,36	0,48	0,6	0,84	0,97	1,21

Tabela 2.4. Wydajność właściwa mikropomp zębatych stosowanych w mikroagregatach serii AK3 [2.28]

Typ mikroagregatu	AK 3 A	AK 3 B	AK 3 C	AK 3 D	AK 3 E	AK 3 F
Objętość geometryczna mikropompy V_g cm ³ /obr	0,18	0,27	0,36	0,48	0,6	0,84

Następną grupę mikropomp tworzą pompy wielotłoczkowe osiowe typu PB 32,5, PB 33, PB 33,5, PB 36,5 produkowane przez francuską firmę Hydro Leduc [2.29]. Są to pompy o stałej wydajności z ruchomą tarczą oporową. Napełnianie komór wyporowych i wytłaczanie czynnika roboczego do układu odbywa się za pomocą rozrządu zaworowego.

W nieruchomym bloku cylindrowym znajdują się trzy komory wyporowe współpracujące z trzema tłoczkami wykonującymi ruch posuwisto-zwrotny wywołany przez obracającą się tarczę oporową. W typoszeregu znajdują się także mikropompy wielotłoczkowe osiowe typu PBV 56,5 oraz PBV 57,5 mające pięć tłoczków. Są to pompy o zmiennej wydajności uzyskiwanej za pomocą kompensatora. Sposób zainstalowania tych pomp przedstawiono na rysunku 2.13.



Rys. 2.13. Sposoby instalowania mikropomp wielotłoczkowych osiowych firmy Hydro Leduc: a), b), c) mikropompy zanurzone w cieczy, d) mikropompa zasilana grawitacyjnie

Tabela 2.5. Parametry hydrauliczno-mechaniczne mikropomp wielotłoczkowych osiowych Hydro Leduc

Typ mikropompy	Geometryczna objętość robocza	Prędkość obrotowa n		Ciśnienie na wyjściu p_i		Masa pompy m	Liczba tłoczków	Wlot pompy	Wylot pompy
	V_g	nom	max	nom	max				
	cm ³ /obr	min ⁻¹	min ⁻¹	MPa	MPa				
PB 33 051750	0,020	5000	6000	30	35	0,3	3	3×Ø 6	kołektor
PB 33 054960	0,045			35	100	0,3		3×Ø 6	M8×1
PB 33 057030	0,054			30	35	0,3		3×Ø 6	M8×1
PB 33,5 057015	0,070			30	35	0,3		3×Ø 6	7/16–20UNF
PB 36,5 050720	0,115			30	35	0,9		2×Ø10	M10×1
PB 36,5 057920	0,15			30	35	0,9		2×Ø10	3/8–24UNF
PB 36,5 0511585	0,17			30	35	0,9		2×Ø10	3/8–24UNF
PB 36,5 050790	0,28			30	35	0,9		2×Ø10	M10×1
PB 36,5 057310	0,36			30	35	0,9		2×Ø10	M10×1
PBV 56,5 058120	0,0–1,1	3150	3500	25	35	4,2	5	7/1620UNF	7/16–20UNF
PBV 57,5 051740	0,0–1,5	3500	–	25	35	4,2	5	7/1620UNF	7/1620UNF

W tabeli 2.5 zawarto objętości geometryczne, parametry geometryczne otworów wlotowych i wylotowych, ciśnienie na wyjściu (nominalne i maksymalne) oraz prędkości obrotowe mikropomp wielotłoczkowych osiowych typu PB 32,5, PB 33, PB 33,5, PB 36,5, PBV 56,5, PBV 57,5 firmy Hydro Leduc [2.29].

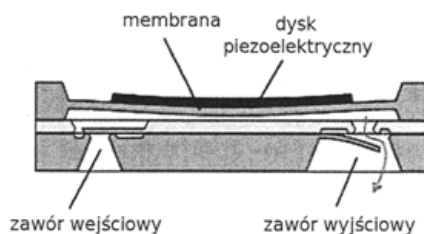
Ciecz roboczą stanowią oleje hydrauliczne na bazie oleju mineralnego bądź syntetycznego, mające własności smarne i niewywołujące korozji. Zakres lepkości kinematycznej dla mikropomp PB 32,5, PB 33, PB 33,5, PB 36,5 wynosi $\nu = (1–300) \text{ mm}^2/\text{s}$, natomiast dla mikropomp o zmiennej wydajności PBV 56,5, PBV 57,5 lepkość kinematyczna wynosi $\nu = (1–400) \text{ mm}^2/\text{s}$. Maksymalna temperatura cieczy podczas pracy mikropomp wynosi 473 K.

Typoszereg mikropomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym serii X produkowany przez Jihostroj A.S. Aerotechnology & Hydraulics w Velesinie w Czechach, przedstawiono w tabeli 2.6, natomiast warunki eksploatacyjne mikropomp serii X w tabeli 2.7 [2.30].

W mikrohydraulicie stworzono wiele nowatorskich pomp wyporowych, znacznie różniących się od jednostek konwencjonalnych. Przykładem tego są mikropompy membranowe o wymiarach mierzonych w mikrometrach, pracujących pod niskim ciśnieniem i służących do dozowania płynów (rys. 2.14).

Tabela 2.7. Właściwości fizykochemiczne cieczy roboczych stosowanych w mikropompach zębatych serii X wyprodukowanych przez Jihostroj A.S. [2.30]

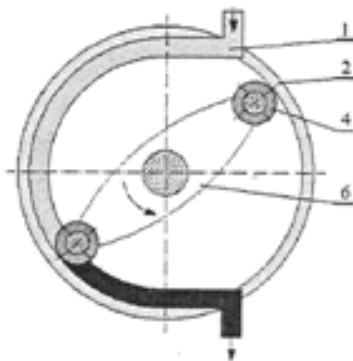
Ciecz robocza		Oleje hydrauliczne na bazie oleju mineralnego mające własności smarne i niepowodujące korozji
Zakres lepkości przy pracy ciągłej	ν , mm ² /s	20–100
Lepkość maksymalna	ν , mm ² /s	1200
Lepkość minimalna	ν , mm ² /s	10
Zakres temperatury cieczy	T_c , K	253 ÷ +353
Zakres temperatury otoczenia	T_o , K	253 ÷ +328
Współczynnik filtracji	β_x	$\beta_{25} \geq 75$, gdy $p_t < 20$ MPa
Współczynnik filtracji	β_x	$\beta_{10} \geq 75$, gdy $p_t > 20$ MPa
Klasa czystości cieczy wg ISO 4406		19/16, gdy $p_t < 20$ MPa
Klasa czystości cieczy wg ISO 4406		17/14, gdy $p_t > 20$ MPa



Rys. 2.14. Pompa membranowa ze sterowaniem piezoelektrycznym [2.14]

Okresowo zmienny sygnał elektryczny podawany na dysk piezoelektryczny powoduje jego cykliczne odkształcanie, co przekłada się na zmianę objętości komory wyporowej, a w konsekwencji na zasysanie i tłoczenie cieczy. Dwa membranowe zawory zwrotne, znajdujące się w dolnej części pompy ukierunkowują przepływ cieczy z kanału ssawnego do kanału tłoczenia.

W pompach membranowych sterowanie może odbywać się również w inny sposób. Przy sterowaniu pneumatycznym nad komorą roboczą znajduje się komora sterująca, do której podawany jest gaz pod odpowiednim, okresowo zmiennym ciśnieniem. Przy sterowaniu elektryczno-termiczno-pneumatycznym zasada działania układu jest podobna jak przy sterowaniu pneumatycznym, przy czym okresowo zmiennie ciśnienie gazu uzyskuje się poprzez okresowo zmienny prąd podawany na grzałkę ogrzewającą gaz. Przy wzroście temperatury gazu wzrasta również jego ciśnienie. W przypadku



Rys. 2.15. Pompa perystaltyczna dwurołkowa:
1 – dren, 2 – bieżnia, 4 – rolka, 6 – ramię [2.14]

sterowania elektrostatycznego membrana stanowi odkształcalną elektrodę dolną, nad którą umieszczona jest nieodkształcalna elektroda górna. Membrana odkształca się okresowo zmiennie poprzez okresowo zmiennie napięcie podawane na elektrodę górną.

Mikropompy membranowe mają szerokie zastosowanie w chemii i medycynie. Wykorzystuje się je do bardzo dokładnego dozowania różnych cieczy – kwasów, rozтворów, substancji organicznych.

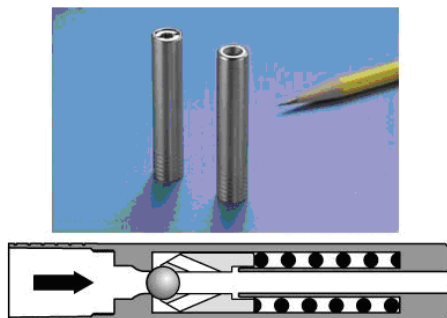
Kolejnym rodzajem mikropomp pracujących pod niskim ciśnieniem są mikropompy perystaltyczne rolkowe (rys. 2.15). Jej działanie polega na cyklicznym przesuwaniu się rolek po okrągłej bieżni i ugniataniu drenu, a w efekcie przepychaniu cieczy z komory ssania do komory tłoczenia.

Mikropompy perystaltyczne rolkowe wykorzystywane są m.in. w medycynie jako sterylne pompy krwi. Cechuje je bardzo duża szczelność i sterylność, uzyskiwana dzięki brakowi bezpośredniego kontaktu elementów ruchomych z krwią.

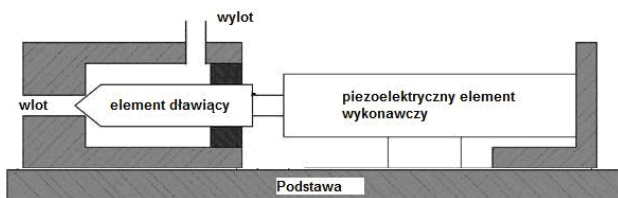
2.4.3. MIKROZAWORY

Niezwykle ważnym elementem mikroukładu hydraulicznego są zawory hydrauliczne. Obecnie niektóre firmy zaczynają się specjalizować w produkcji tego rodzaju elementów. Przykładem może być mikrozwór przelewowy pokazany na rysunku 2.16. Zawór ten waży zaledwie 20 g. Jego ciśnienie nominalne wynosi 35 MPa, a przecieki są mniejsze niż $2 \text{ cm}^3/\text{min}$.

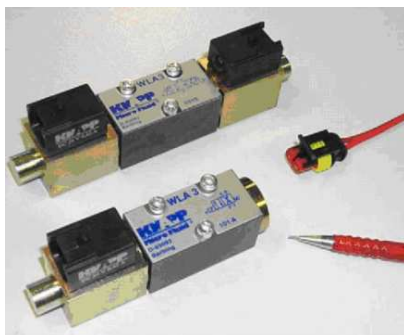
Ciekawą konstrukcję zaworu dławiącego sterowanego piezoelektrycznie przedstawiono w [2.23] oraz [2.33]. Poglądowy szkic tego zaworu zamieszczony został na rysunku 2.17. Zawór ten zbudowany jest z pary grzybek–gniazdo (średnica gniazda 3 mm). Przemieszczenia elementu domykającego są na tyle małe, że można zastosować piezoelektryczny element sterujący. Szczelina dławiąca może być w tym zaworze



Rys. 2.16. Mikrozwór przelewowy amerykańskiej firmy The Lee Company [2.11]



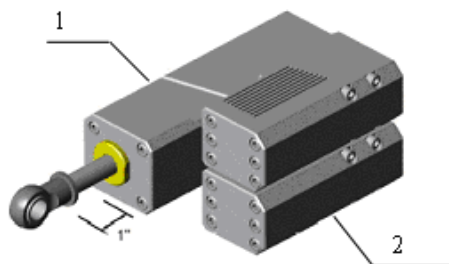
Rys. 2.17. Schemat mikrozworu dławiącego sterowanego piezoelektrycznie [2.32, 2.33]



Rys. 2.18. Przykład rozdzielaczy mikrohydraulicznych WLA3 firmy Hoerbiger Microfluid GmbH

zadawana z dużą dokładnością. Badania na tym zaworze były prowadzone dla natężeń przepływu 0–4,5 dm³/min oraz dla ciśnień 0–7 MPa. Elementy piezoelektryczne zainstalowane w zaworze cechują się małymi wymiarami, dużą szybkością działania oraz małym poborem mocy, w związku z czym idealnie nadają się do automatyzacji sterowań dławieniowych układów mikrohydraulicznych. Zawór ten jest na razie jedynie prototypem.

Rysunek 2.18 przedstawia zminiaturyzowane rozdzielacze 4/3 bądź 4/2.

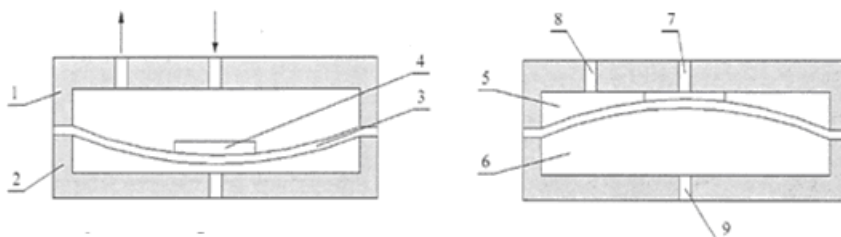


Rys. 2.19. Zminiaturyzowany siłownik zintegrowany z zaworem mikrohydraulicznym: 1 – siłownik mikrohydrauliczny, 2 – zawór mikrohydrauliczny

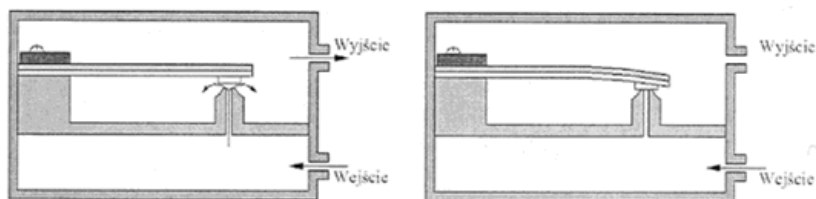
Zawory czterodrogowe odznaczają się następującymi wartościami parametrów charakterystycznych: średnica nominalna 3 mm, ciśnienie maksymalne 25 MPa, maksymalne natężenie przepływu $8 \text{ dm}^3/\text{min}$, budowa kompaktowa i mała masa, korpus zaworu o powierzchni 26 mm^2 , cewki elektromagnesów działające pod napięciem 12/24 V DC, niewielkie przecieki $3\text{--}30 \text{ cm}^3/\text{min}$ w zależności od warunków pracy. Dzięki małym wymiarom zawory te mogą być montowane bezpośrednio na cylindrze hydraulicznym, dzięki czemu zmniejszają się gabaryty całego układu hydraulicznego. Rysunek 2.19 przedstawia taką właśnie integrację zaworu ze zminiaturyzowanym siłownikiem hydraulicznym [2.31].

Oprócz mikrozworów mających konstrukcje podobne do tych należących do klasycznej hydrauliki, istnieją także zawory o konstrukcji nowatorskiej. Najczęściej są to zawory zwrotne i odcinające. Z układu zaworów odcinających można stworzyć element pełniący funkcję rozdzielacza [2.15]. Przykładowe rodzaje mikrozworów odcinających zamieszczone są na rysunkach 2.20, 2.21 i 2.22, a przykładowa konstrukcja zaworu zwrotnego znajduje się na rysunku 2.23.

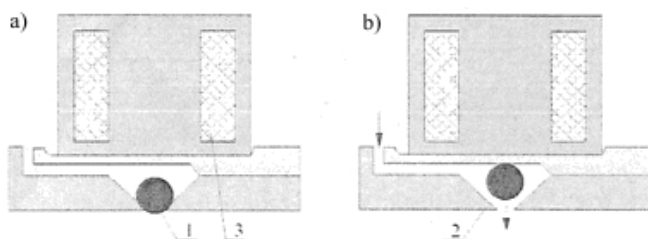
Zawór z rysunku 2.20 jest otwarty, gdy komora sterująca jest połączona z atmosferą. Gdy do tej komory zostanie podane powietrze pod odpowiednim ciśnieniem, wówczas membrana odkształci się i zamknie przepływ z kanału wlotowego do wylotowego.



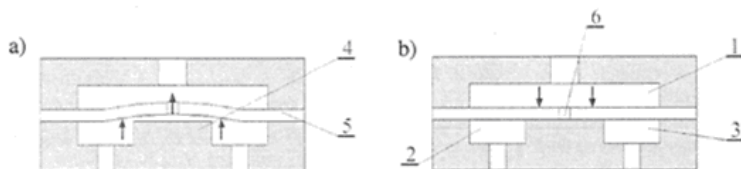
Rys. 2.20. Mikrozwór odcinający membranowy ze sterowaniem pneumatycznym: 1 – górna część obudowy, 2 – dolna część obudowy, 3 – membrana, 4 – płytka silikonowa, 5 – komora wyporowa, 6 – komora sterująca, 7 – kanał wlotowy, 8 – kanał wylotowy, 9 – kanał sterujący [2.15]



Rys. 2.21. Mikrozwór odcinający piezoelektryczny z wyginaną belką w stanie otwarcia i zamknięcia [2.15]



Rys. 2.22. Mikrozwór odcinający kulowy ze sterowaniem elektromagnetycznym: a) zamknięty, b) otwarty; 1 – kulka, 2 – gniazdo zaworu, 3 – elektromagnes [2.15]



Rys. 2.23. Mikrozwór zwrotny membranowy: 1 – górna komora robocza, 2, 3 – dolne komory robocze, 4 – gniazdo zaworu, 5 – membrana, 6 – otwór w membranie [2.15]

Zawór z rysunku 2.21 odcina przepływ, jeśli na materiał piezoelektryczny doprowadzi się napięcie. Wtedy belka wygina się i dysza zostaje zamknięta.

Zawór z rysunku 2.22 jest zamknięty, jeśli na elektromagnes nie jest doprowadzony prąd. Po doprowadzeniu prądu elektromagnes przyciąga metalową kulkę, co powoduje otwarcie zaworu i umożliwia przepływ cieczy.

W mikrozworach zwrotnych wykorzystuje się najczęściej konstrukcje membranowe. Mikrozwór z rysunku 2.23 umożliwi swobodny przepływ cieczy z części dolnej do górnej, gdyż ciśnienie w części dolnej unosi membranę do góry. Przepływ z części górnej do dolnej nie jest możliwy, gdyż ciśnienie w części górnej dociska membranę do gniazda zaworu, odcinając przepływ. Podane powyżej nowatorskie konstrukcje mikrozworów można stosować w mikroukładach hydraulicznych o bardzo małych wymiarach.

LITERATURA

- [2.1] Dindorf R., Łaski P., Wołkow J., *Technika napędu i sterowania mikroelementów płynowych*, X Jubileuszowa Ogólnopolska Konferencja CYLINDER 2000 „Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych”, Szczyrk 2000.
- [2.2] Dindorf R., Wołkow J., *Mikrohydraulika w pojazdach samochodowych*, TeKa Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, tom 20, 2000.
- [2.3] Dindorf R., Wołkow J., *Mikrohydraulika*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 6/1999.
- [2.4] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroprzetworniki w układach płynowych*, *Hydraulika i Pneumatyka* nr 3/2001.
- [2.5] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe*, *Mikrohydraulika*, IX Konferencja CYLINDER 1999 „Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie, Eksploatacja Układów Hydraulicznych”, Zakopane 1999.
- [2.6] Dindorf R., Wołkow J., *Układy płynowe w inżynierii biomedycznej*, Ossolineum, 1999.
- [2.7] Kargov A., Asfour T., Pylatiuk C., Oberle R., Klosek H., Schulz S., Regenstein K., Bretthauer G., Dillmann R., *Development of an Anthropomorphic Hand for a Mobile Assistive Robot*, IEEE 9th International Conference on Rehabilitation Robotics: Frontiers of the Human-Machine Interface, 28 June–1 July 2005, Chicago 2005.
- [2.8] Kollek W., Palczak E., *Zastosowanie mikrohydrauliki w maszynach i urządzeniach*, *Napędy i Sterowanie*, nr 6/1999 oraz 7/1999.
- [2.9] Materiały promocyjne firmy Hydro Leduc, http://www.hydroleduc.com/site/en_index.php
- [2.10] Materiały promocyjne firmy Hoerbiger Microfluid, Katalog – Customized Micro-Hydraulics for Special Markets, <http://www.hoerbiger.com/Micro-Fluid.937.0.html?&L=1>
- [2.11] Materiały promocyjne firmy The Lee Company, <http://www.theleeco.com>
- [2.12] Materiały promocyjne firmy HNP Microsysteme GmbH, <http://www.hnp-mikrosysteme.de/>
- [2.13] Materiały promocyjne firmy LatchTool, <http://www.latchtool.com>
- [2.14] Skrzyniarz S., Jędrzykiewicz Z., *Zastosowanie pomp w technologii MEMS*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 6/2007.
- [2.15] Skrzyniarz S., Jędrzykiewicz Z., *Zastosowanie zaworów w technologii MEMS*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 1/2008.
- [2.16] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, tom I, Warszawa 2003.
- [2.17] Tupper M. McPheterson B., *LatchTool PowerCylinder: fluid power in the palm of your hand...*, Technical paper – Latchtool Group.
- [2.18] Wiebush B., *Shrinking hydraulics*, OEM Off – Highway January 2009.
- [2.19] Dindorf R., *Zastosowanie elementów płynowych w protezach kończyn*, *Mechanika w medycynie* 5, Rzeszów 2000.
- [2.20] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe*, *Mikrohydraulika*, IX Konferencja CYLINDER 1999 „Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych”, Zakopane 1999.
- [2.21] Dindorf R., Wołkow J., *Mikrohydraulika*, *Hydraulika i Pneumatyka*, Zeszyt 6/99, 1999.
- [2.22] Dindorf R., Wołkow J., *Mikrohydraulika w pojazdach samochodowych*, TeKa Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN, 2003, zeszyt 20.
- [2.23] Katalog KNAPP, *Micro Fluid*.
- [2.24] Katalog HNP, *Mikrosystem*.
- [2.25] Kollek W., Kuźma Z., Rutański J., Stosiak M., *Zminiaturyzowane elementy dla układów mikrohydraulicznych maszyn i urządzeń*, XXII Konferencja „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane, 19–22.01.2009.

- [2.26] Dindorf R., Łaski P., Wołkow J., *Technika napędu i sterowania mikroelementów płynowych*, X Konferencja CYLINDER 2000 „Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych”, Szczyrk 2000.
- [2.27] Katalog Mannesmann Rexroth – Produkt Catalogue Mobil Hydraulics.
- [2.28] Katalog Hoerbiger Microfluid – Maßgeschneiderte Micro – Hydraulik für Spezielle Märkte.
- [2.29] Katalog Hydro Leduc Francja.
- [2.30] Katalog Jihostroj A.S., *Aerotechnology & Hydraulics*, Velesin, Czechy.
- [2.31] Kollek W., Stosiak M., *Hydrotronika szansą rozwoju napędów i sterowań hydraulicznych*, Systems, 8/2003.
- [2.32] Wong A.P., Bullough W.A., Chin S.B., Chua Y.S., *Performance of the piezo-poppet valve*, Part 1: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Jan. 1, 2006, Vol. 220, Issue 6.
- [2.33] Wong A.P., Bullough W.A., Chin S.B., *Performance of the piezo-poppet valve*, Part 2: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Jan. 1, 2006, Vol. 220, Issue 6.

3. KRYTERIA PODOBIENSTWA PRZEPLYWÓW W ELEMENTACH MIKROHYDRAULICZNYCH I ELEMENTACH MODELOWYCH

Wacław KOLLEK, Grzegorz ŁOMOTOWSKI

Projektowanie oraz badanie zminiaturyzowanego układu hydrostatycznego wiąże się nieodzwrotnie z pomiarem odpowiednich wielkości fizycznych. Do najważniejszych z nich należy ciśnienie oraz prędkość przepływającej cieczy. W tradycyjnym układzie hydrostatycznym pomiar tych wielkości nie nastręcza zbyt dużych problemów. Bez większych trudności możemy zarówno mierzyć je globalnie w konkretnych miejscach układu, jak i sprawdzać ich rozkład przy jakimś interesującym nas elemencie, np. ruchomym grzybku. Pomiar globalny prędkości oraz ciśnienia umożliwia znalezienie parametrów układu, takich jak np. współczynnik przecieków pompy czy współczynnik strat ciśnienia w szczelinie rozdzielacza. Pomiar rozkładu prędkości oraz ciśnienia umożliwia określenie sił hydrodynamicznych oraz hydrostatycznych, które są kluczowym czynnikiem w dynamice elementu hydraulicznego.

W zminiaturyzowanym układzie hydrostatycznym pomiar przytoczonych wielkości może być utrudniony, gdyż wymaga zastosowania mikroczytników, które wciąż jeszcze są elementami bardzo drogimi, oraz specjalnego zabiegu technologicznego, umożliwiającego umieszczenie tych czujników w mikroelemencie. Pomiar globalny prędkości oraz ciśnienia jest więc dosyć trudny, a pomiar rozkładu tych parametrów jeszcze trudniejszy.

W tej sytuacji można posłużyć się teorią podobieństwa. Umożliwia ona jednoznaczne odwzorowanie procesów zbyt szybkich procesami wolniejszymi, procesów zachodzących w dużej skali procesami zachodzącymi w skali mniejszej, procesów zachodzących w zbyt wysokiej temperaturze bądź pod zbyt wysokim ciśnieniem procesami o mniejszych tego typu parametrach itp. Rozsądne wydaje się więc tworzenie modeli danych mikroelementów w większej skali. Wyniki uzyskane z badań modelowych można wykorzystać do projektowania lub przeprojektowania danego mikroelementu lub interpretacji zachodzących w nim zjawisk.

Niniejszy rozdział zawiera rozważania na temat warunków, jakie powinny być spełnione, aby zjawiska zachodzące w mikroelementach były podobne do zjawisk zachodzących w modelach, oraz w jaki sposób należy przenosić rezultaty z badań modelowych na rzeczywiste mniejsze elementy.

Jeżeli udałoby się zbudować mikromodel podobny do rzeczywistego układu, to dobrze jest wykonać go z przezroczystego materiału, tak aby móc obserwować zachowanie się cieczy (na przykład obecność turbulencji czy kąt wypływu cieczy ze szczeliny).

Tworzenie modeli w mniejszej skali jest dosyć nowatorskim rozwiązaniem. Do tej pory tworzono przeważnie mniejsze modele dużych elementów. Nasuwa się więc pytanie, czy takie rozwiązanie ma sens, czy w skali mikro nie zachodzą nieco inne zjawiska niż w skali makro, czy takie same równania opisują procesy w skali mikro i makro, a jeśli tak, to czy ze względów technologicznych możliwe jest odtworzenie idealnie podobnych układów.

3.1. PODOBIENSTWO UKŁADÓW FIZYCZNYCH

W geometrii bardzo często używanym pojęciem jest podobieństwo geometryczne. Oznacza ono, że znając jedną bezwymiarową liczbę, czyli skalę, oraz wszystkie wymiary danej figury lub bryły, możemy jednoznacznie określić wszystkie wymiary figury geometrycznie podobnej.

Teoria podobieństwa rozszerza podobieństwo geometryczne o zjawiska fizyczne. Nietrudno zauważyć, że samo podobieństwo geometryczne dwóch elementów, w których zachodzą dwa zjawiska, nie gwarantuje podobieństwa tych zjawisk. Teoria podobieństwa zakłada, że dwa zjawiska są podobne, jeśli skale odpowiednich wielkości fizycznych, np. długości, ciśnienia, lepkości, gęstości itp., są ze sobą powiązane odpowiednimi związkami. Przez pojęcie skali rozumieć należy stosunek danej wielkości fizycznej występującej w elemencie rzeczywistym do danej odpowiadającej jej wielkości fizycznej występującej w modelu. Przykładami skali mogą być:

- skala długości: $k_l = l_{rz}/l_m$, gdzie l_{rz} jest dowolnym wymiarem elementu rzeczywistego, a l_m jednoznacznie odpowiadającym mu wymiarem modelu (skala musi być jednakowa dla wszystkich wymiarów elementu),
- skala ciśnienia: $k_p = p_{rz}/p_m$, gdzie p_{rz} jest ciśnieniem panującym w elemencie rzeczywistym, a p_m jest ciśnieniem panującym w elemencie modelowym (skala musi być jednakowa dla wszystkich zadanych ciśnień),
- skala gęstości: $k_\rho = \rho_{rz}/\rho_m$, gdzie ρ_{rz} jest gęstością czynnika w układzie rzeczywistym, a ρ_m gęstością czynnika w modelu.

Ważną rzeczą jest to, że skala dotyczy zarówno samych wielkości, jak i ich elementarnych przyrostów.

Jeśli powiążemy ze sobą odpowiednimi związkami skalę wielkości fizycznych rzeczywistego układu i modelu, to układy będą podobne i interesującą nas wynikową wielkość fizyczną będziemy mogli odczytać również z odpowiedniej skali. Takie podejście jest podejściem globalnym.

Często zdarza się, że potrzebny jest przestrzenny rozkład danej wielkości, istotny w podejściu lokalnym. Jeżeli zostanie zachowane podobieństwo geometryczne elementu rzeczywistego i modelu, to danemu punktowi w elemencie rzeczywistym będzie jednoznacznie odpowiadał punkt w modelu. Przy zachowaniu odpowiedniej skali wielkości fizycznych (globalnych, np. gęstości, lepkości, oraz zadanych w odpowiadających sobie punktach, np. ciśnienia, prędkości) zajdzie zjawisko podobne, czyli będzie zachowana analogia pól fizycznych. Oznacza to, że we wszystkich odpowiadających sobie punktach elementu rzeczywistego i modelu wielkości fizyczne modelu będą równe wielkościom rzeczywistym po jednoznacznym przeskalowaniu. Dodatkowo dla stanów nieustalonych można wprowadzić skalę czasu i przy zachowaniu warunków podobieństwa jednoznacznie odwzorowywać zdarzenia czasowe w układzie rzeczywistym zdarzeniami zachodzącymi w modelu.

Podobieństwo geometryczne dwóch elementów, w których zachodzi dane zjawisko, jest w większości układów kluczowym czynnikiem podobieństwa tych zjawisk. Jednak okazuje się, że niektóre wymiary geometryczne mogą nie mieć wpływu na zachodzące zjawisko i można nie stosować do nich podobieństwa geometrycznego [3.1].

W dalszej części rozdziału zaprezentowane zostaną sposoby otrzymywania zależności między skalami danych wielkości, aby zaszło zjawisko podobne. W rozdziale przedstawione zostaną również krótkie przykłady możliwości zastosowań teorii podobieństwa.

3.2. KRYTERIA PODOBIEŃSTWA MODELOWEGO UZYSKANE NA DRODZE ANALIZY RÓWNAŃ TEORETYCZNYCH LICZBY PODOBIEŃSTWA W HYDRAULICE

Jednym z podstawowych równań opisujących zachowanie się elementarnej objętości płynącej cieczy jest równanie Naviera–Stokesa. Dla uproszczenia analizy równanie to zostało zapisane dla przepływu jednowymiarowego i przedstawione wzorem (3.1). Należy zwrócić uwagę, że nie ogranicza to wcale ogólności wyprowadzonego wzoru.

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} = F - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (3.1)$$

gdzie: x – współrzędna miejsca, m, t – czas, s, ν – kinematyczny współczynnik lepkości cieczy, m²/s, ρ – gęstość płynącej cieczy, kg/m³, v – prędkość cieczy w określo-

nym miejscu i czasie, m/s , p – ciśnienie w określonym miejscu i czasie, Pa, F – siła masowa na jednostkę masy w określonym miejscu i czasie, m/s^2 .

Jeżeli są dane dwa przepływy cieczy: w obiekcie rzeczywistym oraz w obiekcie modelowym, to można je opisać równaniami (3.2) oraz (3.3), w których indeksem rz oznaczone są wielkości w obiekcie rzeczywistym, a indeksem m wielkości w obiekcie modelowym.

$$\frac{\partial v_m}{\partial t_m} + v_m \frac{\partial v_m}{\partial x_m} = F_m - \frac{1}{\rho_m} \frac{\partial p_m}{\partial x_m} + v_m \frac{\partial^2 v_m}{\partial x_m^2} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial v_{rz}}{\partial t_{rz}} + v_{rz} \frac{\partial v_{rz}}{\partial x_{rz}} = F_{rz} - \frac{1}{\rho_{rz}} \frac{\partial p_{rz}}{\partial x_{rz}} + v_{rz} \frac{\partial^2 v_{rz}}{\partial x_{rz}^2} \quad (3.3)$$

Zgodnie z wcześniejszymi rozważaniami należy wprowadzić odpowiednie skale. Niech będą one opisane wzorami:

$$k_l = \frac{x_{rz}}{x_m} = \frac{\partial x_{rz}}{\partial x_m}, \quad k_t = \frac{t_{rz}}{t_m} = \frac{\partial t_{rz}}{\partial t_m}, \quad k_v = \frac{v_{rz}}{v_m},$$

$$k_p = \frac{\rho_{rz}}{\rho_m}, \quad k_v = \frac{v_{rz}}{v_m} = \frac{\partial v_{rz}}{\partial v_m}, \quad k_p = \frac{p_{rz}}{p_m} = \frac{\partial p_{rz}}{\partial p_m}, \quad k_F = \frac{F_{rz}}{F_m} \quad (3.4)$$

Po takim zabiegu możemy równania przepływu w obiekcie rzeczywistym zapisać w postaci, w której obecne są wielkości z przepływu w obiekcie modelowym:

$$\frac{k_v}{k_t} \frac{\partial v_m}{\partial t_m} + \frac{k_v^2}{k_l} v_m \frac{\partial v_m}{\partial x_m} = k_F F_m - \frac{k_p}{k_p k_l} \frac{1}{\rho_m} \frac{\partial p_m}{\partial x_m} + \frac{k_v k_v}{k_l^2} v_m \frac{\partial^2 v_m}{\partial x_m^2} \quad (3.5)$$

Łatwo zauważyć, że równanie różniczkowe cząstkowe opisujące przepływ w obiekcie rzeczywistym będzie identyczne z równaniem różniczkowym cząstkowym opisującym przepływ w obiekcie modelowym, wtedy gdy spełniony będzie warunek:

$$\frac{k_v}{k_t} = \frac{k_v^2}{k_l} = k_F = \frac{k_p}{k_p k_l} = \frac{k_v k_v}{k_l^2} = \text{const} \quad (3.6)$$

Jeżeli więc przepływ w obiekcie rzeczywistym jest opisany tym samym równaniem, co przepływ w obiekcie modelowym, to w obiekcie rzeczywistym i modelowym zajdzie zjawisko podobne, pod warunkiem zachowania tych samych warunków brzegowych. Identyczność warunków brzegowych zajdzie wtedy, gdy zapewnione zostanie podobieństwo geometryczne powierzchni granicznych, między którymi znajduje się płynąca ciecz, zgodnie z odpowiednią skalą k_l .

Warto zaznaczyć jednak, że przepływy będą podobne przy założeniu, że równanie (3.1) wystarczająco dokładnie opisuje badany proces. Możliwe jest więc pominięcie

takich czynników dodatkowych, jak ściśliwość cieczy, wpływ temperatury itp. Jeżeli okazałoby się, że nie można zaniedbać tych czynników, to zjawiska nie byłyby podobne mimo spełnienia warunku (3.6).

Podsumowując, całkowite podobieństwo fizyczne dwóch przepływów (przy założeniu, że przepływy te dostatecznie dokładnie opisane są równaniem (3.1)) jest zachowane, jeśli:

- spełnione jest podobieństwo geometryczne powierzchni, między którymi płynie ciecz;
- skale wielkości będących parametrami (np. gęstość lub lepkość) oraz będących wielkościami zadanymi w odpowiadających sobie punktach układu rzeczywistego i modelu (np. ciśnienia prędkości lub sił masowych) będą zachowane zgodnie z warunkiem (3.6).

Takie warunki jak warunek (3.6) nazywane są (zgodnie z [3.3] oraz [3.5]) kryteriami podobieństwa całkowitego. Po połączeniu ze sobą dwóch dowolnych członów warunku (3.6), otrzymuje się (zgodnie z pozycją [3.3] oraz [3.5]) kryterium podobieństwa częściowego.

Po połączeniu członu drugiego i piątego można otrzymać wzór (3.7), który po przekształceniu można doprowadzić do wyrażenia (3.8). Wykorzystując zdefiniowaną skalę (3.4), można natomiast otrzymać wyrażenie (3.9) (w którym l_{rz} jest dowolnym wymiarem elementu rzeczywistego, a l_m jednoznacznie odpowiadającym mu wymiarem modelu).

$$\frac{k_v^2}{k_l} = \frac{k_v k_v}{k_l^2} \quad (3.7)$$

$$\frac{k_l k_v}{k_v} = 1 \quad (3.8)$$

$$\frac{l_m v_m}{v_m} = \frac{l_{rz} v_{rz}}{v_{rz}} \quad (3.9)$$

Podobieństwo częściowe zajdzie wtedy, gdy wyrażenie lv/V będzie stałe dla obiektu rzeczywistego oraz modelu. Nietrudno zauważyć, że wyrażenie to ma charakter bezwymiarowy i jest znane w hydromechanice jako liczba Reynoldsa oznaczana wzorem:

$$Re = \frac{lv}{\nu} \quad (3.10)$$

Wyrażenia tego typu zwane są niezmiennikami podobieństwa lub liczbami podobieństwa (zgodnie z [3.3] oraz [3.5]; w [3.4] określane są jako kryteria podobieństwa).

Liczba Reynoldsa ma konkretne znaczenie fizyczne. Przedstawia ona stosunek sił bezwładności do sił tarcia wewnętrznego spowodowanego lepkością cieczy. Jeżeli

liczby Reynoldsa są takie same przy przepływie w obiekcie rzeczywistym i w modelu, to spełnione jest kryterium podobieństwa sił lepkości.

Rezultatem połączenia członu drugiego oraz czwartego jest wyrażenie:

$$\frac{k_p}{k_\rho k_v^2} = 1 \quad (3.11)$$

Po odpowiednim przekształceniu wyrażenia (3.11) można otrzymać liczbę Eulera opisaną wzorem (3.12):

$$Eu = \frac{P}{\rho v^2} \quad (3.12)$$

Znaczenie fizyczne tej liczby jest takie, że przedstawia ona stosunek sił ciśnieniowych do sił bezwładności. Jeśli liczby Eulera są takie same w obiekcie rzeczywistym i w modelu, to spełnione jest kryterium podobieństwa sił ciśnieniowych w cieczach.

Łącząc człon drugi z członem trzecim oraz zakładając, że jedynymi siłami masowymi są siły pochodzące od grawitacji, można otrzymać liczbę Froude'a definiowaną wzorem:

$$Fr = \frac{v^2}{gl} \quad (3.13)$$

Znaczenie fizyczne tej liczby jest takie, że jest to stosunek sił bezwładności do ciężaru cieczy. Jeśli liczby Froude'a są takie same w obiekcie rzeczywistym i w modelu, to spełnione jest kryterium podobieństwa sił grawitacji w cieczach.

W wyniku połączenia członu pierwszego oraz drugiego otrzymuje się jeszcze jedną liczbę podobieństwa zwaną liczbą Strouhala (3.14):

$$Ho = \frac{l}{vt} \quad (3.14)$$

Przyjmując, że badane zjawisko jest dostatecznie dokładnie opisane równaniem (3.1) oraz zachowując podobieństwo geometryczne i spełniając warunek (3.6), otrzymać można całkowite podobieństwo fizyczne zjawisk zachodzących w badanym obiekcie rzeczywistym oraz w modelu. Należy jednak zauważyć, że spełnienie całego warunku (3.6) jest niezwykle trudne, a przy ograniczonych możliwościach doświadczalnych wręcz niemożliwe.

Przykładowo dobór skali zjawiska rzeczywistego i modelu, może wykazać, że aby spełnić warunek równości liczby Froude'a konieczne jest zastosowanie w modelu innej wartości współczynnika g niż 9,81. Gdyby więc model był stworzony z pominięciem liczby Froude'a, jego badania mogłyby zostać przeprowadzone w warunkach

grawitacji ziemskiej. Jej uwzględnienie wymaga jednak zbudowania specjalnej komory, w której możliwe byłoby zadanie pola jednorodnego o innym przyspieszeniu g' . Liczby podobieństwa opisujące zjawiska, które mają mały wpływ na zachowanie się badanego obiektu, powinny w związku z tym zostać pominięte.

To samo dotyczy równań teorii innych niż równanie Naviera–Stokesa. Można założyć, że układ podlega wpływowi wielu parametrów, a jego opis wymaga zastosowania wielu równań, lecz wtedy tworzenie modelu skomplikowałoby się na skutek tworzenia dodatkowych, często niewygodnych skal wielkości fizycznych kosztem znikomej poprawy dokładności badań modelowych.

Zakładając, że przepływ przez element układu hydrostatycznego jest dostatecznie dobrze opisany równaniem (3.1) oraz że jest to przepływ ustalony, na który mały wpływ ma grawitacja, można zamodelować ten element innym elementem z płynącym przez niego innym medium roboczym, przy zachowaniu podobieństwa geometrycznego oraz spełnieniu równości liczby Eulera oraz liczby Reynoldsa. Warunek równości obu liczb przy modelowaniu przepływów przez układy hydrostatyczne wynika z dużej roli lepkości płynącej cieczy oraz występowania znacznych różnic ciśnień między różnymi punktami układu.

Ciekawą rzeczą jest, że przy zachowaniu równania Naviera–Stokesa i uwzględnieniu tylko trzech członów w warunku (3.6) (a więc stwierdzeniu, że istotne znaczenie ma tylko liczba Eulera i Reynoldsa) liczba Eulera staje się funkcją liczby Reynoldsa: $Eu = f(Re)$.

Istnienie zależności $Eu = f(Re)$ zostanie wykazane w dalszej części rozdziału.

Ciekawym zagadnieniem jest uwzględnienie pulsacji wydajności i związanej z nią pulsacji ciśnienia pochodzących od pompy wyporowej oraz uwzględnienie stanów nieustalonych w napędzie hydrostatycznym. W tym przypadku należy jednak zwrócić uwagę, że równanie (3.1) nie tworzyłoby wystarczającego opisu matematycznego. Opisuje ono bowiem przepływ cieczy nieściśliwej, a wszelka dynamika układu hydrostatycznego jest związana ze ściśliwością cieczy, a szczególnie z modułem sprężystości objętościowej cieczy oraz przewodów hydraulicznych E . Należałoby więc skorzystać ze zmodyfikowanego równania teorii lub zupełnie nowych równań i wprowadzić inne liczby podobieństwa, które obejmują moduł sprężystości oraz parametry mające wpływ na dynamikę.

W mechanice płynów stosowane są także liczby podobieństwa, w których wykorzystane są inne równania teorii niż równanie Naviera–Stokesa. Należą do nich np. liczba Macha, liczba Webera, liczba Archimedes, liczba Grashofa. Liczby podobieństwa mogą pochodzić ze zjawisk termodynamicznych, dyfuzyjnych lub być otrzymywane w wyniku działań wykonywanych na bardziej znanych liczbach podobieństwa (np. liczba Knudsen jest stosunkiem liczby Macha do liczby Reynoldsa).

3.3. KRYTERIA PODOBIENSTWA MODELOWEGO UZYSKANE DROGĄ ANALIZY WYMIAROWEJ

W podrozdziale 3.3 opisano, jak dobrać, bazując na równaniach teorii, poszczególne skale wielkości fizycznych modelowanego układu, aby w modelu zaszło podobne zjawisko. W tym rozdziale zostanie przedstawiona możliwość doboru skali metodą analizy wymiarowej. Jest ona bardziej przejrzysta i nie wymaga dokładnej znajomości równań teorii, a jedynie znajomości znaczenia poszczególnych wielkości fizycznych. Jednak jak podaje [3.3], metoda równań teorii i metoda analizy wymiarowej są ze sobą tożsame. Początkowo analiza wymiarowa była stosowana do zmniejszenia pracochłonności eksperymentalnych badań empirycznych poprzez zmniejszenie w nich liczby zmiennych niezależnych. Dopiero po jakimś czasie stała się podstawą teorii podobieństwa.

W rozdziale tym analizę wymiarową omówiono w bardzo skrótowy sposób. Głębszą wiedzę na ten temat czytelnik znajdzie w [3.3].

Każda wielkość fizyczna składa się z liczby oraz jednostki (np. siłę można przedstawić jako $F = 10 \text{ N}$). Aby uprościć rozważania, ograniczono się tylko do jednostek układu SI. Jednostkę każdej wielkości fizycznej można zapisać, zgodnie ze wzorem (3.15), jako iloczyn jednostek podstawowych, za które przyjęto: drogę, m, masę, kg i czas, s. Jeżeli analiza wymiarowa dotyczy termodynamiki, to można jeszcze uwzględnić jednostkę temperatury, K [3.3].

$$\mathbf{Z} = Z \prod_{k=1}^n \mathbf{E}_k^{z_k} \quad (3.15)$$

gdzie: \mathbf{Z} – wielkość wymiarowa, Z – wartość liczbową danej wielkości wymiarowej, \mathbf{E}_k – jednostka podstawowa, z_k – wykładnik potęgowy dla danej jednostki podstawowej, n – liczba jednostek podstawowych.

Siłę na przykład można zapisać jako: $F = 10 \text{ kg}^1 \cdot \text{m}^1 \cdot \text{s}^{-2}$

Niech dany będzie układ fizyczny, w którym zachodzi zjawisko takie, że wielkość wymiarowa \mathbf{Z} jest nieznaną funkcją s innych wielkości wymiarowych $\mathbf{Z}_1, \mathbf{Z}_2, \dots, \mathbf{Z}_s$ tak jak określa to wzór:

$$\mathbf{Z} = \Phi(\mathbf{Z}_1, \mathbf{Z}_2, \dots, \mathbf{Z}_s) \quad (3.16)$$

Funkcja ta nie może być dowolna, gdyż wymiary po lewej i prawej stronie muszą się zgadzać. Właśnie to spostrzeżenie ma kluczowe znaczenie w analizie wymiarowej.

Podstawą analizy wymiarowej jest twierdzenie π . Twierdzenie to mówi, że funkcję (3.16) s zmiennych wymiarowych można zastąpić funkcją $s-m$ zmiennych bezwymiarowych, gdzie m jest liczbą zmiennych niezależnych. Najpierw należy więc znaleźć m zmiennych niezależnych tworzących bazę wymiarową. Liczba zmiennych niezależnych m nie może być większa niż liczba jednostek podstawowych n . Liniową

niezależność zmiennych należy sprawdzić w sposób opisany w [3.3]. Ponadto zmienne niezależne muszą być tak dobrane, aby wymiar każdej zmiennej zależnej mógł być przedstawiony za pomocą iloczynu wymiarów zmiennych niezależnych (zbiór zmiennych niezależnych musi być kompletny).

Stosując odpowiednie obliczenia podane w [3.3], należy każdą zmienną zależną zapisać w postaci uwzględniającej zmienne niezależne zgodnie ze wzorem:

$$\mathbf{Z}_{m+j} = \varphi_j \prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_{ji}} \quad (3.17)$$

gdzie: \mathbf{Z}_{m+j} – wielkość wymiarowa zmiennej zależnej, \mathbf{Z}_i – wielkość wymiarowa zmiennej niezależnej, a_{ij} – potęga, do której należy podnieść daną zmienną niezależną, φ_i – liczba bezwymiarowa.

Po przedstawieniu wszystkich zmiennych zależnych można przedstawić zmienną będącą wynikiem funkcji wymiarowej w sposób przedstawiony wzorem:

$$\begin{aligned} Z &= \varphi \prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_i} = f(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{s-m}) \prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_i} \\ &= f \left(\frac{Z_{m+1}}{\prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_{1i}}}, \frac{Z_{m+2}}{\prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_{2i}}}, \dots, \frac{Z_{m+j}}{\prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_{ji}}} \right) \prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{a_i} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Potęgi a_{ij} oraz a_i należy wyznaczyć, postępując zgodnie z opisem zawartym w [3.3].

Wzór (3.18) jest podstawowym wzorem twierdzenia π . Twierdzenie to nakłada na szukaną funkcję dodatkowe więzy wymiarowe, które muszą być spełnione, i redukuje liczbę zmiennych w badanych zależnościach empirycznych. W wyniku tego znalezienie funkcji empirycznych staje się mniej pracochłonne. Ponadto po zastosowaniu twierdzenia π można operować na zmiennych bezwymiarowych, a dzięki temu uwolnić się od przyjętych jednostek [3.3]. Należy jednak tak dobrać bazę wymiarową, żeby otrzymane zmienne bezwymiarowe $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{s-m}$ mogły mieć interpretację fizyczną. Eksperyment staje się wtedy bardziej przejrzysty.

Analizę wymiarową można wykorzystać także do tworzenia modeli, w których zachodzą zjawiska podobne do zjawisk obserwowanych w układzie rzeczywistym. Załóżmy, że obiekt fizyczny, w którym jedna z wielkości jest związana nieznaną zależnością funkcyjną z innymi wielkościami: $\mathbf{Z}^{RZ} = \Phi(\mathbf{Z}_1^{RZ}, \mathbf{Z}_2^{RZ}, \dots, \mathbf{Z}_s^{RZ})$. Tworzymy więc model, w którym zachodzi ten sam rodzaj zjawiska, tak więc analogicznie możemy przedstawić zależność funkcyjną $\mathbf{Z}^M = \Phi(\mathbf{Z}_1^M, \mathbf{Z}_2^M, \dots, \mathbf{Z}_s^M)$. Od tej chwili górnym indeksem RZ będą oznaczane wielkości w obiekcie rzeczywistym, a indeksem M wielkości w modelu.

W dwóch zapisanych zależnościach funkcyjnych wybierzmy tę samą bazę wymiarową. Wtedy wartości liczbowe zmiennych niezależnych obiektu rzeczywistego będą związane z wartościami liczbowymi zmiennych niezależnych modelu zależnością (3.19), gdzie λ_i jest skalą danej wielkości niezależnej. Podobnie wartości liczbowe zmiennych zależnych obiektu rzeczywistego będą związane z wartościami liczbowymi zmiennych zależnych modelu wyrażeniem (3.20), gdzie μ_j jest skalą danej wielkości zależnej:

$$Z_i^{RZ} = \lambda_i Z_i^M \quad (3.19)$$

$$Z_{m+j}^{RZ} = \mu_j Z_{m+j}^M \quad (3.20)$$

Są więc dwie realizacje procesu, w których stosunek wartości liczbowych wynikowych wartości nieznannej funkcji wymiarowych rzeczywistego obiektu i modelu można przedstawić wzorem (3.21). We wzorze tym λ jest skalą wielkości będącej wartością nieznannej funkcji wymiarowej opisującej proces:

$$\lambda = \frac{Z^{RZ}}{Z^M} \quad (3.21)$$

Skalę λ można zapisać w postaci wyrażenia (3.22), jeśli skorzystamy ze wzoru (3.18) dla obiektu rzeczywistego i modelu oraz dokonamy na nim odpowiednich przekształceń. Dokładniejszy opis oraz sposób obliczenia współczynnika a_i znajduje się w [3.3].

$$\lambda = \frac{f(\varphi_1^{RZ}, \varphi_2^{RZ}, \dots, \varphi_{s-m}^{RZ})}{f(\varphi_1^M, \varphi_2^M, \dots, \varphi_{s-m}^M)} \prod_{i=1}^m \lambda_i^{a_i} \quad (3.22)$$

Analizując wzór (3.22), można zauważyć, że jeśli spełniony będzie warunek (3.23), to skala wynikowej wielkości funkcji wymiarowej będzie zależała tylko od przyjętych skal wielkości zmiennych niezależnych i można będzie opisać ją wzorem (3.24):

$$\varphi_j^M = \varphi_j^{RZ} \quad (3.23)$$

$$\lambda = \prod_{i=1}^m \lambda_i^{a_i} \quad (3.24)$$

Tak więc bezwymiarowe liczby φ_i są niezmiennikami podobieństwa lub, inaczej mówiąc, liczbami podobieństwa opisanymi w podrozdziale 3.3. Aby uzyskać równość (3.24) gwarantującą równość liczb podobieństwa w rzeczywistym obiekcie oraz w modelu, muszą być spełnione kryteria podobieństwa również opisane we wcześniejszej części. Kryteria podobieństwa można zapisać w postaci wyrażenia (3.25). Zgod-

nie z tymi kryteriami skale zmiennych zależnych powinny być ściśle powiązane ze skalami zmiennych niezależnych.

$$\mu_j = \prod_{i=1}^m \lambda_i^{a_{ji}} \quad (3.25)$$

Podane ujęcie jest związane z eksperymentem. W pracy [3.4] podany jest nieco inny zapis, bardziej związany z warunkami podobieństwa, a polegający na przekształceniu wzoru (3.18) do wzorów (3.26) opisujących układ rzeczywisty oraz model. W podejściu tym zawarty jest dodatkowy niezmiennik podobieństwa i nie ma podziału na to, które wielkości są wielkościami wejściowymi, a które wyjściowymi funkcji wymiarowej.

$$\begin{aligned} f(\varphi_1^{RZ}, \varphi_2^{RZ}, \dots, \kappa\varphi_{s-m}^{RZ}, \varphi^{RZ}) &= 0 \\ f(\varphi_1^M, \varphi_2^M, \dots, \varphi_{s-m}^M, \varphi^M) &= 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

We wzorze (3.26) wielkości φ^{RZ} oraz φ^M należy obliczyć podobnie jak pozostałe wartości φ , uznając zmienną \mathbf{Z} jako normalną zmienną zależną, a nie wartość wynikową funkcji wymiarowej.

Przy zachowaniu odpowiednich skal wielkości fizycznych obiekt rzeczywisty i model opisane są tymi samymi równaniami bezwymiarowymi, a więc są fizycznie podobne. Liczba skal, którą możemy wybrać dowolnie, jest równa liczbie wielkości obecnej w bazie wymiarowej. Pozostałe skale są zależne od tych dowolnie wybranych. Nasuwa się więc tutaj wniosek, że im więcej wielkości fizycznych uznamy za istotnie wpływające na zachowanie układu, tym więcej wielkości będzie trzeba dobierać z góry narzuconymi skalami. Wniosek ten jest więc identyczny z wysuniętym w podrozdziale 3.3.

Dotychczasowe podejście było podejściem globalnym w analizie wymiarowej. Teraz krótko zostanie opisane podejście lokalne. Wyobraźmy sobie, że w funkcji opisanej wzorem (3.16) zarówno wielkość wymiarowa \mathbf{Z} , jak i wielkości $\mathbf{Z}_1, \mathbf{Z}_2, \dots, \mathbf{Z}_s$ zależą od wielkości wymiarowych $\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \dots, \mathbf{X}_q$, będących np. współrzędnymi położenia, oznaczających czas lub inne bardziej wyrafinowane wielkości. Funkcję wymiarową można wtedy zapisać wzorem:

$$\mathbf{Z} = \Phi(\mathbf{Z}_1, \mathbf{Z}_2, \dots, \mathbf{Z}_s, \mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \dots, \mathbf{X}_q) \quad (3.27)$$

Każdą wielkość wymiarową \mathbf{X}_p można zapisać w układzie jednostek w sposób podobny do \mathbf{Z} . Podobnie każdą wielkość \mathbf{X}_p można przedstawić jako iloczyn wielkości wymiarowych z bazy wymiarowej oraz pewnej liczby bezwymiarowej ξ_p zgodnie ze wzorem (3.28). Sposób obliczania współczynników b_{pi} podany jest w [3.3].

$$\mathbf{X}_p = \xi_p \prod_{i=1}^m \mathbf{Z}_i^{b_{pi}} \quad (3.28)$$

Zależne wielkości wymiarowe będą więc opisane wzorem (3.29), w którym bezwymiarowa liczba φ_j zależy od bezwymiarowych liczb $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_q$.

$$Z_{m+j} = \varphi_j(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_q) \prod_{i=1}^m Z_i^{\alpha_{ji}} \quad (3.29)$$

Ostateczna postać funkcji wymiarowej będzie więc opisana wzorem:

$$Z = f(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_r, \xi_1, \xi_2, \dots, \xi_q) \prod_{i=1}^m Z_i^{\alpha_i} \quad (3.30)$$

Aby wzory (3.29) oraz (3.30) stały się bardziej czytelne, należy założyć, że np. wielkości X_p są współrzędnymi położenia. Współrzędne położenia można zatem zapisać w sposób bezwymiarowy zgodnie ze wzorem (3.28), otrzymując współrzędne ξ_p . Każda wielkość bezwymiarowa φ_j będzie wtedy zależała od nowych współrzędnych bezwymiarowych ξ_p . O wielkości Z w konkretnym punkcie o współrzędnych ξ_p będzie więc decydował rozkład φ_j w poszczególnych punktach ξ_p .

Jeżeli więc weźmiemy pod uwagę obiekt rzeczywisty i model, to aby zaszło podobieństwo, rozkład liczb bezwymiarowych w poszczególnych bezwymiarowych punktach musi być taki sam, czyli funkcje φ^{RZ} i φ^M muszą być identyczne. Zostało to przedstawione we wzorze (3.31):

$$\varphi_j^M(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_q) = \varphi_j^{RZ}(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_q) \quad (3.31)$$

Aby zaszała równość (3.31), konieczne jest odwzorowanie odpowiadających sobie punktów układu rzeczywistego i modelu w jeden punkt o współrzędnych bezwymiarowych ξ_p . Jeżeli więc przyjmiemy, że współrzędne w układzie rzeczywistym i modelu są związane skalą v_p , jak to przedstawiono we wzorze (3.32), to skala ta również powinna być związana ze skalą bazy wymiarowej zależnością (3.33). Dowodzi to, że niezbędne jest zachowanie dokładnego podobieństwa geometrycznego:

$$X_p^{RZ} = v_p X_p^M \quad (3.32)$$

$$v_p = \prod_{i=1}^m \lambda_i^{b_{pi}} \quad (3.33)$$

Skale zmiennych niezależnych μ_j należy dobrać zgodnie ze wzorem (3.30). Jeżeli są to zmienne, na które można wpływać w konkretnych punktach obiektu rzeczywistego i modelu, to powinniśmy je dobrać z odpowiednią skalą w odpowiadających sobie punktach obiektu rzeczywistego i modelu.

Powyższe postępowanie gwarantuje, że w odpowiadających sobie punktach obiektu rzeczywistego i modelu wszystkie istotne wielkości fizyczne układu rzeczywistego będą równe wielkościom fizycznym modelu pomnożonym przez odpowiednią skalę.

Stanie się tak jednak, gdy problem zostanie dobrze sformułowany (poprawny wybór wielkości wpływających na badane zjawisko).

Przykładem obrazującym możliwość zastosowania analizy wymiarowej do określenia warunków podobieństwa może być element hydrauliczny połączony z dwóch stron przewodami o takich samych średnicach, tak że średnia prędkość cieczy wpływającej do elementu jest równa średniej prędkości cieczy wypływającej z elementu. Badaną wielkością niech będzie spadek ciśnienia na tym elemencie.

W przypadku, gdy ze względu na zbyt małe rozmiary elementu nie ma możliwości pomiaru spadku ciśnienia w rzeczywistym obiekcie, należy skonstruować model w większej skali, ale z zachowaniem odpowiednich wielkości fizycznych, zmierzyć spadek ciśnienia na modelu i pomnożyć go przez właściwą skalę.

Założmy, że spadek ciśnienia na elemencie hydraulicznym Δp , Pa zależy tylko od prędkości wpływającej do niego cieczy v , m/s, gęstości cieczy ρ , kg/m³, dynamicznego współczynnika lepkości η , kg/ms oraz jakiegoś charakterystycznego wymiaru w elemencie l , m, np. najmniejszej średnicy hydraulicznej w elemencie, przez który przepływa ciecz. Słuszność tych założeń potwierdzają teorie zarówno te dotyczące przepływów laminarnych (zależność Hagen–Poiseuille’a), jak i te przepływów turbulentnych (zależność Weisbacha). Spadek ciśnienia jest więc nieznaną funkcją wymienionych parametrów:

$$\Delta p = f(v, \rho, \eta, l) \quad (3.34)$$

Analizę wymiarową należy rozpocząć od wyboru bazy. Najlepszą bazą w tym przypadku jest baza: ρ , η , l . Zawiera ona parametry cieczy oraz charakterystyczny wymiar określający geometrię elementu. Wielkości te są stałe dla konkretnego elementu układu hydraulicznego.

Kolejnym krokiem jest zapisanie wszystkich wielkości za pomocą wyrażeń wymiarowych opartych na układzie jednostek: L – jednostka długości, m, M – jednostka masy, kg, T – jednostka czasu, s. Wynikiem tego są zależności:

$$\rho = \rho L^{-3} M^1 T^0 \quad (3.35)$$

$$\eta = \eta L^{-1} M^1 T^{-1} \quad (3.36)$$

$$l = l L^1 M^0 T^0 \quad (3.37)$$

$$v = v L^1 M^0 T^{-1} \quad (3.38)$$

$$\Delta p = \Delta p L^{-1} M^1 T^{-2} \quad (3.39)$$

Zmienną zależną v można zapisać zgodnie z wyrażeniem (3.40) jako iloczyn liczby bezwymiarowej φ_1 oraz wielkości niezależnych określonych poprzez bazę:

$$v = \varphi_1 \rho^{a_{11}} \eta^{a_{12}} l^{a_{13}} \quad (3.40)$$

Spadek ciśnienia można zapisać zgodnie ze wzorem:

$$\Delta p = f(\varphi_1) \rho^{a_1} \eta^{a_2} l^{a_3} \quad (3.41)$$

Nieznane wykładniki potęgowe można otrzymać, rozwiązując odpowiednie układy równań. Dokładny opis metody znajduje się w [3.3]. Przykład układu równań dla przypadku zmiennej v zobrazony został wzorem:

$$\begin{aligned} -3a_{11} - a_{12} + a_{13} &= 0, \\ a_{11} + a_{12} &= 0, \\ -a_{12} &= -1. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Po obliczeniach otrzymuje się zależności:

$$v = \varphi_1 \rho^{-1} \eta^1 l^{-1} \quad (3.43)$$

$$\Delta p = f(\varphi_1) \rho^{-1} \eta^2 l^{-2} \quad (3.44)$$

Niezmiennik podobieństwa φ_1 (przedstawiony wzorem (3.45) jest opisywaną w wcześniejszej części i bardzo dobrze znaną w mechanice płynów liczbą Reynoldsa. We wcześniejszych rozważaniach zaprezentowano pogląd, że wskazane jest, aby wielkości bezwymiarowe φ_i miały określoną interpretację fizyczną. Warto zauważyć, że wybierając inną bazę wymiarową, nie otrzymano by wielkości bezwymiarowej o tak istotnym znaczeniu fizycznym. Spadek ciśnienia na elemencie hydraulicznym można przedstawić za pomocą wzoru (3.46).

$$\varphi_1 = \frac{v \rho l}{\eta} = \frac{v l}{\nu} = Re \quad (3.45)$$

$$\Delta p = f(Re) \frac{\eta^2}{\rho l^2} \quad (3.46)$$

Przekształcając odpowiednio wzór (3.46), można wykazać, że przy przepływie przez element hydrauliczny liczba Eulera jest funkcją liczby Reynoldsa (3.47). Zależność (3.47) została już zasygnalizowana we wcześniejszej części niniejszego rozdziału. Poniżej przedstawiono jej dowód w postaci analizy wymiarowej. Dowód jest ważny jedynie wtedy, gdy przyjmujemy, że na proces wpływają wielkości określone w wyrażeniu (3.34).

$$\Delta p \frac{1}{\rho v^2} = f(Re) \frac{\eta^2}{\rho l^2} \frac{1}{\rho v^2} \Rightarrow \frac{\Delta p}{\rho v^2} = f(Re) \frac{1}{Re^2} \Rightarrow Eu = f(Re) \quad (3.47)$$

Wróćmy teraz do problemu podobieństwa. Skale lepkości λ_η , gęstości λ_ρ oraz długości λ_l określone wzorami (3.48)–(3.50) można dobrać dowolnie. Ma to ogromne

znaczenie, gdyż skala długości jest skalą najważniejszą (obiekt jest mały, a model ma być większy w wybranej przez nas skali), a gęstość czy lepkość są trudne do dobrania w narzuconej skali. Dobór płynu z narzuconą lepkością oraz gęstością może nawet w niektórych przypadkach okazać się niemożliwy. Warto więc podkreślić, że wybór odpowiedniej bazy wymiarowej ma kolosalne znaczenie.

$$\eta^{RZ} = \lambda_\eta \eta^M \quad (3.48)$$

$$\rho^{RZ} = \lambda_\rho \rho^M \quad (3.49)$$

$$l^{RZ} = \lambda_l l^M \quad (3.50)$$

Po wyborze skal: λ_η , λ_ρ , λ_l , można obliczyć ściśle uzależnioną od nich skalę prędkości μ_v określoną wyrażeniem (3.51), która zapewni podobieństwo zjawisk. Skala prędkości powinna być obliczona zgodnie ze wzorem (3.52). Warto zauważyć, że dobór odpowiedniej skali prędkości cieczy nie jest zbyt kłopotliwy, w przeciwieństwie do doboru cieczy o odpowiedniej lepkości:

$$v^{RZ} = \mu_v v^M \quad (3.51)$$

$$\mu_v = \lambda_\rho^{-1} \lambda_\eta \lambda_l^{-1} \quad (3.52)$$

Spadek ciśnienia w rzeczywistym elemencie hydraulicznym możemy wyznaczyć ze wzoru (3.53). We wzorze tym uwzględniony jest zmierzony spadek ciśnienia na elemencie modelowym oraz skala ciśnienia liczona ze wzoru (3.54).

$$\Delta p^{RZ} = \lambda \Delta p^M \quad (3.53)$$

$$\lambda = \lambda_\rho^{-1} \lambda_\eta^2 \lambda_l^{-2} \quad (3.54)$$

Rozwijając wyrażenie (3.52) oraz (3.54), otrzymamy wyrażenie (3.55) oraz (3.56), które ma bardziej praktyczny zapis. Jest ono ponadto identyczne z tym, jakie uzyskano w [3.1].

$$\frac{v^{RZ}}{v^M} = \left(\frac{\rho^M}{\rho^{RZ}} \right) \left(\frac{\eta^{RZ}}{\eta^M} \right) \left(\frac{l^M}{l^{RZ}} \right) \quad (3.55)$$

$$\frac{\Delta p^{RZ}}{\Delta p^M} = \left(\frac{\rho^M}{\rho^{RZ}} \right) \left(\frac{\eta^{RZ}}{\eta^M} \right)^2 \left(\frac{l^M}{l^{RZ}} \right)^2 \quad (3.56)$$

Można by było postawić pytanie, dlaczego spadek ciśnienia zależy tylko od jednego charakterystycznego wymiaru geometrycznego l . W rzeczywistości może wpływać na niego wiele innych wymiarów geometrycznych. Przy zastosowaniu analizy wymia-

rowej do znalezienia zależności empirycznej we wzorze (3.34) powinny się więc znaleźć także te inne wymiary geometryczne. W analizie wymiarowej wykorzystywanej do znajdowania zjawisk fizycznie podobnych nie jest to jednak potrzebne, gdyż zmiana jednego wymiaru geometrycznego w określonej skali pociąga za sobą zmianę wszystkich wymiarów geometrycznych w dokładnie tej samej skali, zgodnie z warunkiem podobieństwa geometrycznego.

Rozważmy teraz problem, w którym interesuje nas rozkład ciśnień w różnych punktach o współrzędnych x_1, x_2, x_3 , znajdujących się we wnętrzu elementu hydraulicznego. Interesujące nas ciśnienie jest więc nieznaną funkcją określoną wyrażeniem:

$$p = f(v, \rho, \eta, l, x_1, x_2, x_3) \quad (3.57)$$

Zgodnie z wcześniejszymi rozważaniami można wprowadzić współrzędne bezwymiarowe zapisane w sposób określony wzorem (3.58). Skale współrzędnych elementu rzeczywistego oraz modelu będą takie same jak skala długości i są opisane wyrażeniem (3.59). Umożliwia to swobodne przechodzenie ze współrzędnych modelu na układ rzeczywisty i na odwrót:

$$\xi_1 = \frac{x}{l}, \xi_2 = \frac{y}{l}, \xi_3 = \frac{z}{l} \quad (3.58)$$

$$u_1 = u_2 = u_3 = \lambda_4 \quad (3.59)$$

Prędkość można więc zapisać wzorem (3.60), a ciśnienie wzorem (3.61). Aby był spełniony warunek podobieństwa rozkładu ciśnień, tj. aby można było odczytać ciśnienie w modelu w konkretnym punkcie i poprzez przemnożenie go przez skalę otrzymać ciśnienie w odpowiadającym mu punkcie układu rzeczywistego, musi być spełniony warunek (3.62). Warunek ten będzie spełniony wówczas, gdy prędkość zadana w określonych punktach modelu będzie równa prędkości zadanej w odpowiadających im punktach układu rzeczywistego, pomnożonej przez odpowiednią skalę.

$$v = \varphi_1(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \rho^{-1} \eta^1 l^{-1} \quad (3.60)$$

$$p = f(\varphi_1(\xi_1, \xi_2, \xi_3), \xi_1, \xi_2, \xi_3) \rho^{-1} \eta^2 l^{-2} \quad (3.61)$$

$$\varphi_1^M(\xi_1, \xi_2, \xi_3) = \varphi_1^{RZ}(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \quad (3.62)$$

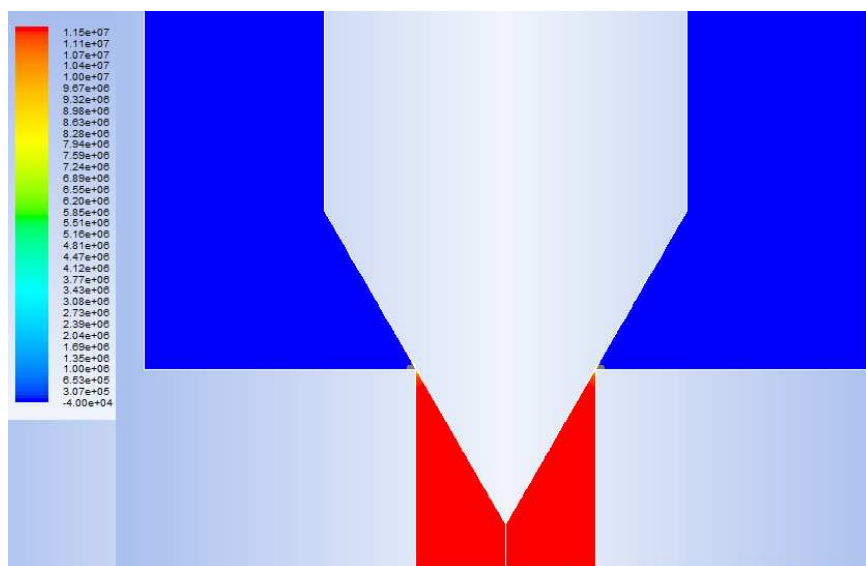
Wartości ciśnień w dowolnym punkcie układu rzeczywistego będzie można policzyć, wykorzystując wzór (3.56) i podstawiając do niego wartość ciśnienia w odpowiadającym mu punkcie modelu. Analogicznie należy postąpić z prędkościami, posługując się jednak wzorem (3.55).

Powyższe rozważania zostały zobrazowane wynikami symulacji komputerowej, w której posłużono się metodą objętości skończonych. Badanym zjawiskiem był przepływ przez szczelinę dławiącą mikrozaworu. Zawór ten składał się z gniazda o średni-

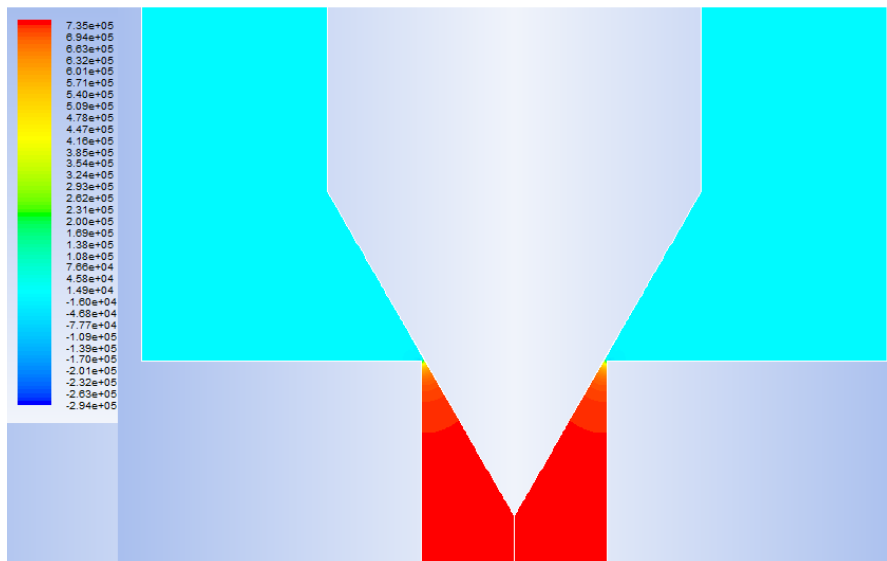
cy 2 mm oraz ze współpracującego z gniazdem stożka o kącie wierzchołkowym 60° . Przyjęto, że wartość gęstości czynnika roboczego wynosi 880 kg/m^3 , a lepkość kinematyczna $30 \text{ mm}^2/\text{s}$. W badaniach symulacyjnych założono, upraszczając, że płynąca ciecz jest nieściśliwa, gęstość oraz lepkość czynnika są stałe, ściany otaczające ciecz są idealnie gładkie.

Na rysunkach 3.1 oraz 3.2 przedstawiony został rozkład ciśnień w zaworze dławiącym dla różnych przemieszczeń stożka względem gniazda. Przepływ przez badany zawór jest osiowosymetryczny, co oznacza, że rozważania można ograniczyć do analizy dwuwymiarowej. Elementy z rysunków 3.1 oraz 3.2 przy analizie dwuwymiarowej są geometrycznie podobne i cechują się różnymi wartościami średnic hydraulicznych. Aby w tych dwóch przypadkach zaszły zjawiska podobne, skierowano takie natężenia przepływu (około $0,4 \text{ dm}^3/\text{min}$), aby liczby Reynoldsa były zbliżone. Rysunki 3.3 oraz 3.4 przedstawiają rozkład prędkości w szczelinie zaworu dławiącego. Szczelina została na tych rysunkach powiększona oraz obrócona w celu zwiększenia przejrzystości obrazu.

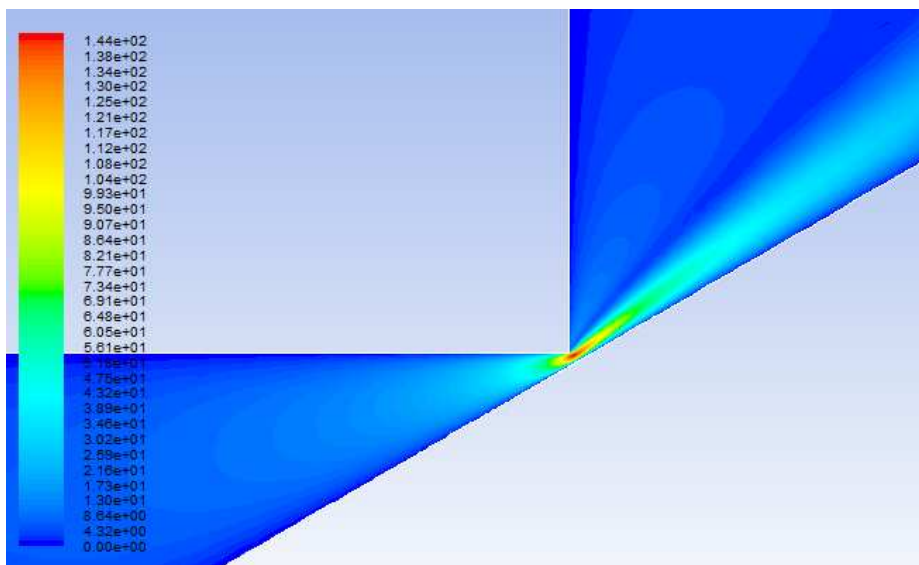
Wyniki symulacji potwierdzają prawdziwość równań (3.55) oraz (3.56). Spadek ciśnienia na zaworze dławiącym przy czterokrotnym zmniejszeniu szczeliny dławiącej jest około 16 razy większy, co potwierdza prawdziwość równania (3.56). Maksymalna prędkość cieczy w szczelinie przy czterokrotnym zmniejszeniu szczeliny dławiącej jest czterokrotnie większa, co potwierdza prawdziwość równania (3.55). Ponadto na rysunkach 3.3 oraz 3.4, widać wyraźnie, że rozkłady prędkości dla dwóch różnych



Rys. 3.1. Rozkład ciśnień statycznych dla średnicy hydraulicznej $d_h = 20 \mu\text{m}$ oraz liczby Reynoldsa 72,1

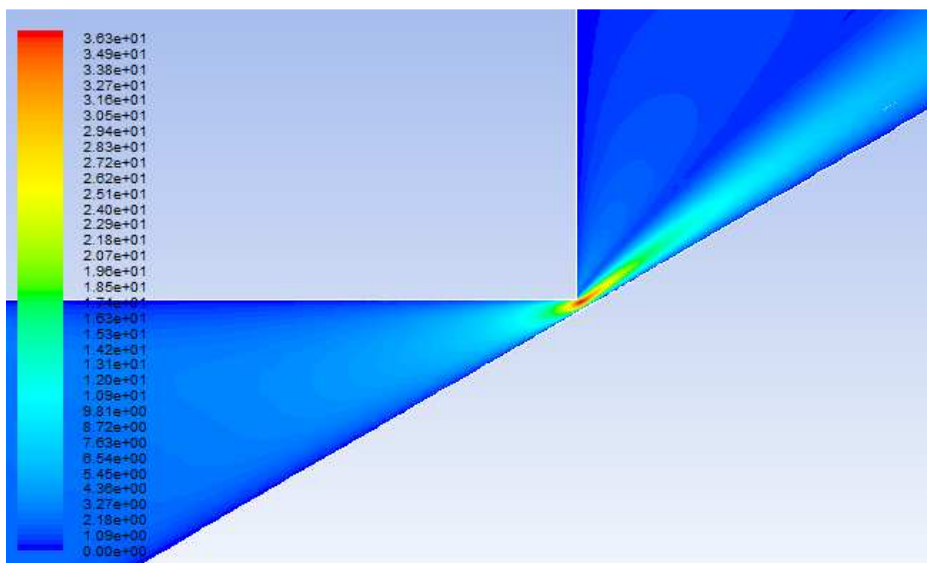


Rys. 3.2. Rozkład ciśnień statycznych dla średnicy hydraulicznej $d_h = 80 \mu\text{m}$ oraz liczby Reynoldsa 73,1

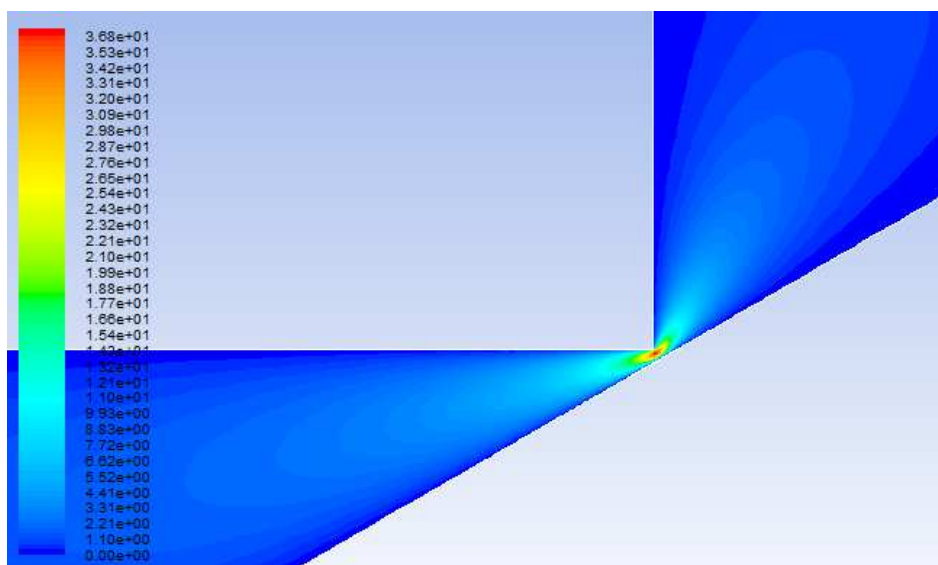


Rys. 3.3. Rozkład prędkości dla średnicy hydraulicznej $d_h = 20 \mu\text{m}$ oraz liczby Reynoldsa 72,1 w powiększeniu

szczelin dławiących różnią się jedynie skalami. Wzór (3.56) jest więc prawdziwy nie tylko dla wartości prędkości maksymalnej, ale również dla prędkości cieczy w dowolnym punkcie położonym w pobliżu szczeliny dławiącej, jeżeli weźmie się pod uwagę



Rys. 3.4. Rozkład prędkości dla średnicy hydraulicznej $d_h = 80 \mu\text{m}$ oraz liczby Reynoldsa 73,1 w powiększeniu



Rys. 3.5. Rozkład prędkości dla średnicy hydraulicznej $d_h = 20 \mu\text{m}$ oraz liczby Reynoldsa 18 w powiększeniu

dwa odpowiadające sobie punkty. Dla porównania można przeanalizować rysunek 3.5 przedstawiający sytuację, gdy liczba Reynoldsa jest dużo mniejsza. Pokazane na nim rozkłady prędkości bardzo się różnią od poprzedniego przypadku.

Rozważany przypadek spadku ciśnienia na elemencie hydraulicznym można zapisać [4], wykorzystując wzór (3.26), za pomocą wyrażenia (3.63). Po dokonaniu odpowiednich przekształceń we wzorze (3.63), otrzymuje się zależność (3.64).

$$f\left(Re, \frac{\Delta p \rho l^2}{\eta^2}\right) = 0 \quad (3.63)$$

$$f\left(Re, \frac{\Delta p \rho l^2}{\eta^2} \frac{1}{Re^2}\right) = 0 \Rightarrow f(Re, Eu) = 0 \quad (3.64)$$

Zależność (3.64) oznacza, że jeśli badane zjawisko można opisać za pomocą wielkości p , v , ρ , η , l , to dwie różne realizacje tego zjawiska będą podobne przy zachowaniu liczb Eulera i Reynoldsa. Równość liczb Eulera i Reynoldsa może być wykorzystywana do obliczenia skali odpowiednich wielkości w tworzonym modelu lub do odczytania wybranej wielkości układu rzeczywistego, gdy znana jest odpowiadająca jej wielkość w modelu (za pomocą pomnożenia jej przez odpowiednią skalę).

Przy założeniu, że badane zjawisko można opisać za pomocą wielkości p , v , ρ , η , l oraz dodatkowo przyspieszenia ziemskiego g , m/s^2 , to na podstawie analizy wymiarowej zjawisko to będzie można określić zależnością (3.65). Dwie różne realizacje tego zjawiska będą więc podobne przy zachowaniu liczb Eulera, Reynoldsa i Froude'a. Jeżeli dodatkowo przyjmujemy, że zjawisko zależy od pewnego charakterystycznego czasu, to będzie je można opisać wyrażeniem (3.66).

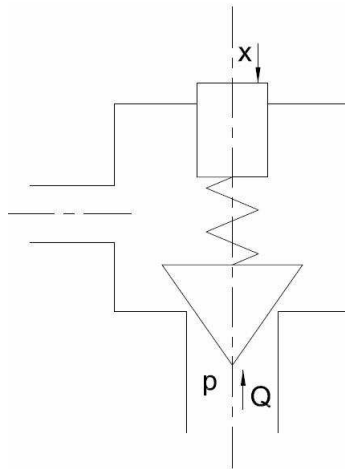
$$f(Re, Eu, Fr) = 0 \quad (3.65)$$

$$f(Re, Eu, Fr, Ho) = 0 \quad (3.66)$$

Poszerzając liczbę zmiennych zakładanych jako istotne dla danego zjawiska, należy uwzględnić więcej kryteriów podobieństwa, co przekłada się na bardziej rygorystyczne powiązania skali wielkości fizycznych między obiektem rzeczywistym i modelem. Liczba skal, które można przyjąć za niezależne, jest ciągle taka sama i równa 3, natomiast liczba skal, które są zależne od tych 3 skal podstawowych, powiększa się w miarę zwiększania dokładności modelu. Dlatego też ważna jest dokładna identyfikacja zjawiska i wybór tylko tych zmiennych, które istotnie wpływają na proces.

3.4. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA TEORII PODOBIENSTWA DO BADAŃ STATYCZNYCH I DYNAMICZNYCH ZAWORÓW

Kluczowym elementem w układach mikrohydraulicznych są zawory. W rozdziale tym zostanie więc podjęta próba przybliżenia możliwości zastosowania teorii podo-



Rys. 3.6. Schemat zaworu maksymalnego z układem grzybek-gniazdo

bieństwa do tego typu elementów. Zawory hydrauliczne w klasycznej hydraulice bardzo często mają odmiany konstrukcyjne, w których występuje gniazdo oraz element domykający w kształcie stożka, tzw. grzybek. Taka odmiana konstrukcyjna idealnie nadaje się do mikrozaworów maksymalnych lub dławiących ze względu na dużą szczelność w fazie zamknięcia oraz łatwe do wykonania kształty geometryczne (rys. 3.6).

W przypadku gdy celem jest znalezienie charakterystyki statycznej zaworu dla pewnego ugięcia wstępnego sprężyny x z wykorzystaniem teorii podobieństwa, istotna jest zależność $p = f(Q)$, gdzie p , Pa jest ciśnieniem przed zaworem przy założeniu, że ciśnienie za zaworem jest równe zero, natomiast Q , m^3/s jest natężeniem przepływu cieczy płynącej przez zawór. Jeżeli ciśnienie p zależy od gęstości cieczy ρ , kg/m^3 , dynamicznego współczynnika lepkości η , kg/ms , sztywności sprężyny k , N/m , charakterystycznego wymiaru zaworu d , m oraz naturalnie od natężenia przepływu Q . Zależność ta zobrazowana jest równaniem (3.67). Jest ona wówczas zgodna z modelem statycznym zaworu zawartym w monografii, uwzględniającym równowagę sił działających na element domykający oraz równanie oporów przepływu w szczelinie dławiącej zaworu.

$$p = f(\rho, \eta, d, k, Q) \quad (3.67)$$

Wielkość d została nazwana charakterystycznym wymiarem zaworu. Charakterystyka statyczna zależy wprawdzie od wielu różnych wymiarów geometrycznych zaworu, jednak tworząc model mikrozaworu w skali większej, zakładamy, że chcemy go wykonać, zachowując podobieństwo geometryczne. Wielkość d odpowiada więc za wszystkie wymiary geometryczne modelu w większej skali, gdyż znając jej wartość, możemy dokładnie odwzorować wszystkie pozostałe wymiary.

Aby uprościć rozważania, założono również, że podobieństwo geometryczne dotyczy także ugięcia wstępnego sprężyny. Stosunek ugięcia sprężyny w modelu do ugięcia sprężyny w mikrozworze musi być zgodny ze skalą podobieństwa geometrycznego. Założenie to jest dosyć wygodne: gwarantuje tyle razy większe przemieszczenie śruby regulacyjnej, ile razy został powiększony cały zawór.

Zgodnie z twierdzeniem π , spośród wielkości mających wpływ na zjawisko można wybrać trzy wielkości o dowolnej skali. Pozostałe skale należy dobrać w taki sposób, aby bezwymiarowa funkcja opisująca dane zjawisko dla modelu była podobna jak dla badanego zaworu. Układy będą wówczas podobne i na podstawie wielkości pomierzonych dla modelu będzie można, mnożąc je przez odpowiednią skalę, uzyskać wielkości w układzie rzeczywistym. Aby modelowanie miało sens, skala długości d powinna być dobierana swobodnie. Niech to będzie pierwsza z trzech wielkości. Ponieważ łatwiej jest dobrać sztywność sprężyny k niż zmieniać czynnik roboczy, aby uzyskać określoną lepkość i gęstość, najlepiej jest przyjąć te parametry jako zmienne niezależne.

Założmy, że jest to mikrozwór, którego model wykonano w większej skali tak, że wszystkie odpowiadające sobie wymiary wiąże stosunek określony równaniem:

$$\lambda_d = \frac{d_{\text{mic}}}{d_{\text{mac}}} = \text{const} \quad (3.68)$$

Jeżeli do modelu oraz do rzeczywistego mikrozworu używa się tego samego oleju, skale lepkości oraz gęstości są takie same i równe 1, co obrazują wzory (3.69) oraz (3.70).

$$\lambda_\eta = \frac{\eta_{\text{mic}}}{\eta_{\text{mac}}} = 1 \quad (3.69)$$

$$\lambda_\rho = \frac{\rho_{\text{mic}}}{\rho_{\text{mac}}} = 1 \quad (3.70)$$

Postępując zgodnie z algorytmem podanym w pozycji [3.3], można zapisać sztywność sprężyny oraz natężenie przepływu jako iloczyn liczb bezwymiarowych oraz wielkości niezależnych określonych poprzez bazę. Opisuje to równanie (3.71) oraz (3.72). Funkcję wiążącą ciśnienie z pozostałymi wielkościami można zapisać za pomocą równania (3.73):

$$k = \varphi_k \rho^{-1} \eta^2 d^{-1} \quad (3.71)$$

$$Q = \varphi_Q \rho^{-1} \eta^1 d^1 \quad (3.72)$$

$$p = f(\varphi_k, \varphi_Q) \rho^{-1} \eta^2 d^{-2} \quad (3.73)$$

Aby funkcja $f(\varphi_k, \varphi_Q)$ opisująca zjawisko w skali makro i mikro była taką samą funkcją bezwymiarową, musi być spełniony warunek: $\varphi_{kRZ} = \varphi_{kM}$ oraz $\varphi_{QRZ} = \varphi_{QM}$ (indeksy RZ oraz M oznaczają kolejno zawór oraz model zaworu). Warunek ten będzie spełniony, jeżeli zostanie zachowana odpowiednia zależność między skalą sztywności sprężyny μ_k a skalami wielkości z bazy oraz między skalą natężenia przepływu μ_Q a skalami wielkości z bazy. Wymagane zależności przedstawione zostały w równaniach:

$$\mu_k = \frac{k_{RZ}}{k_M} = \frac{\rho_M}{\rho_{RZ}} \left(\frac{\eta_{RZ}}{\eta_M} \right)^2 \frac{d_M}{d_{RZ}} = \frac{\lambda_\eta^2}{\lambda_d \lambda_\rho} \quad (3.74)$$

$$\mu_Q = \frac{Q_{RZ}}{Q_M} = \frac{\rho_M}{\rho_{RZ}} \frac{\eta_{RZ}}{\eta_M} \frac{d_{RZ}}{d_M} = \frac{\lambda_\eta \lambda_d}{\lambda_\rho} \quad (3.75)$$

Przy założeniu, że zarówno w zaworze, jak i jego modelu stosowana jest ta sama ciecz, skale sztywności sprężyny oraz natężenia przepływu powinny być zależne od skali długości zgodnie z wzorami:

$$\mu_k = \frac{k_{RZ}}{k_M} = \frac{d_M}{d_{RZ}} = \frac{1}{\lambda_d} \quad (3.76)$$

$$\mu_Q = \frac{Q_{RZ}}{Q_M} = \frac{d_{RZ}}{d_M} = \lambda_d \quad (3.77)$$

Przy zachowaniu opisanych warunków zjawiska zachodzące w modelu będą podobne do zjawisk zachodzących w rzeczywistym zaworze. Ciśnienie zaobserwowane w modelu będzie można przełożyć na ciśnienie, jakie byłoby obecne w mikrozworze, stosując wzór:

$$\lambda_p = \frac{p_{RZ}}{p_M} = \left(\frac{d_M}{d_{RZ}} \right)^2 = \frac{1}{\lambda_d^2} \quad (3.78)$$

Aby wyznaczyć charakterystykę statyczną mikrozworu, należy wykonać model w większej skali, dobierając sztywność sprężyny zgodnie z wzorem (3.76) oraz ustalając jej wstępne napięcie zgodnie ze skalą wymiarów geometrycznych. Następnie należy podawać określone natężenia przepływu na zawór modelowy, wiedząc, że odpowiadają one natężeniom przepływu, jakie byłoby podawane na zawór rzeczywisty zgodnie z zależnością (3.77) (natężenia przepływu kierowane do modelu powinny być tyle razy większe, ile razy większy jest model). Ciśnienie zmierzone na modelu należy przekładać na ciśnienie rzeczywistego zaworu zgodnie z wzorem (3.78). Warto tutaj zwrócić uwagę, że model będzie pracował pod o wiele niższym ciśnieniem niż rzeczywisty zawór. Na przykład w wypadku stworzenia 5-krotnie większego modelu, ciśnieniu 10 MPa w rzeczywistym zaworze będzie odpowiadało ciśnienie 0,4 MPa

w modelu. Zawór modelowy nie będzie więc pracował w takich warunkach jak zawór rzeczywisty.

Założmy do badania właściwości dynamicznych zaworu ma być wykorzystana teoria podobieństwa. Badany jest natomiast przebieg czasowy ciśnienia, który jest odpowiedzią na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Przebieg ten będzie zależny od takich parametrów, jak: gęstość cieczy ρ , kg/m^3 , dynamiczny współczynnik lepkości η , kg/ms , sztywność sprężyny k , N/m , charakterystyczny wymiar zaworu d , m , masa grzybka m , kg , współczynnik oporu ruchu grzybka b , Ns/m , natężenie przepływu kierowanego do zaworu Q , m^3/s , pojemność cieczy i elementy przed zaworem c , m^5/N oraz czas t , s . Wykorzystanie teorii podobieństwa w tym przypadku jest niezwykle trudne, gdyż spośród wymienionych parametrów można wybrać jedynie trzy, których skalę wybiera się dowolnie. Aby zapewnić podobieństwo zjawisk zachodzących w modelu oraz rzeczywistym zaworze, skale pozostałych parametrów będą musiały być ściśle zależne od wybranych trzech skal parametrów bazowych, co może się okazać wręcz niemożliwe do zrealizowania.

Problemem w stosowaniu teorii podobieństwa może być również idealne odtworzenie podobieństwa geometrycznego. Powierzchnie mikroelementów ograniczające płynącą ciecz mają chropowatą strukturę, co może oddziaływać na przebieg zjawisk w nich zachodzących. Odzworowanie chropowatości powierzchni mikroelementów w formie znacznie większej chropowatością na powierzchni dużego elementu modelowego i zachowanie jej struktury może okazać się bardzo trudne. Możliwości wykorzystania teorii podobieństwa są więc w tym przypadku ograniczone stopniem wpływu chropowatości powierzchni na zjawiska związane z przepływem cieczy.

3.5. PODSUMOWANIE

W rozdziale omówiono modelowanie elementów mikrohydraulicznych za pomocą modeli w większej skali. Problem ten ma znaczenie z tego względu, że trudno jest prowadzić badania na rzeczywistym elemencie mikrohydraulicznym bądź jego modelu w skali 1:1. Chodzi tutaj nie tyle o możliwości finansowe i technologiczne dotyczące wykonania modelu w skali 1:1, ale przede wszystkim o trudności w pomiarze wielkości fizycznych, wśród których najważniejsze są przepływ cieczy oraz ciśnienie. Pomiar tych wielkości w konkretnych punktach układu bądź rozkładu tych parametrów w jakimś konkretnym miejscu wiąże się z zakupem bardzo drogich mikroczuJNIków i wykonaniem trudnych operacji technologicznych w celu ich umieszczenia w mikroobiekcie.

Aby poprawnie modelować mikroelementy bądź mikroukłady hydrauliczne za pomocą elementów bądź układów w większej skali i poprawnie interpretować otrzymane wyniki, należy postępować zgodnie z teorią podobieństwa. Teoria ta umożliwia ilościowy i jakościowy opis zjawiska rzeczywistego na podstawie pomiarów przepro-

wadzonych w trakcie podobnego zjawiska, które zachodzi na elemencie modelowym, wykonanym w innej skali.

Teoria podobieństwa zakłada, że dwa zjawiska, które są tego samego rodzaju, mogą być podobne. Oznacza to, że skale wszystkich parametrów oraz wielkości fizycznych mogą być stałe i niezależne od miejsca i czasu. Dwa zjawiska są podobne, jeśli są spełnione tzw. kryteria podobieństwa.

Niniejszy rozdział przedstawia teorię podobieństwa ujętą na dwa sposoby. Warto zaznaczyć jednak, że obie przytoczone metody uzyskiwania kryteriów podobieństwa między elementami rzeczywistymi a modelowymi są ze sobą tożsame.

Podstawą pierwszej metody są równania teorii i warunki, jakie muszą być spełnione, aby równania matematyczne modelu dało się przekształcić do równań identycznych z równaniami matematycznymi procesu rzeczywistego (najczęściej chodzi o równania różniczkowe zwyczajne bądź cząstkowe).

W drugiej metodzie wykorzystuje się możliwość zamiany zmiennych wymiarowych, które przyjęte zostały jako te wpływające na proces, na mniejszą liczbę zmiennych bezwymiarowych poprzez uwzględnienie związków wymiarowych między wielkościami. Istotną jest przy tym definicja, która określa jako podobne procesy, jeżeli są opisane tym samym równaniem bezwymiarowym opisującym proces, oraz podaje zależności między wielkościami w obiekcie rzeczywistym i modelu, które umożliwiają spełnienie tego warunku.

Przy omawianiu warunków, jakie muszą być spełnione, aby model był fizycznie podobny do układu rzeczywistego warto zauważyć następującą rzecz: Im więcej równań teorii uwzględnimy (metoda I) bądź im więcej przyjmujemy wielkości, które wpływają na badane zjawisko (metoda II), tym dokładniej badany model będzie odwzorowywał badane zjawisko. Jednak jeśli model osiągnie już wystarczającą dokładność, to dalsze zwiększanie liczby równań teorii bądź liczby wielkości, które mogą wpływać na proces spowoduje, że model będzie trudny do wykonania ze względu na większą liczbę parametrów bądź wielkości fizycznych (lepkość, gęstość itp.) z wymaganymi skalami przy jednoczesnym znikomym, a w związku z tym pomijalnym wzroście dokładności.

Niezwykle ważną kwestią, która została poruszona w tym rozdziale, jest istnienie tzw. niezmienników podobieństwa czy liczb podobieństwa. Mają one szczególne znaczenie fizyczne i są wyznacznikiem tego, czy układ modelowy jest podobny do rzeczywistego pod względem pewnych aspektów badanego zjawiska. Jeżeli tylko jeden aspekt badanego zjawiska jest kluczowy, to wystarczy spełnienie równości tylko jednej liczby podobieństwa. Jeśli tych aspektów jest więcej, to więcej różnych liczb podobieństwa musi być zachowanych. W wypadku bardzo skomplikowanych zjawisk, na które wpływa bardzo dużo parametrów, możliwości wykorzystania teorii podobieństwa są ograniczone. Powiązanie określonych parametrów modelu odpowiednimi skalami może bowiem okazać się niemożliwe. Teoria podobieństwa jest bardziej odpowiednia do badania prostych zjawisk, na które oddziałuje mała liczba parametrów.

Próba wykorzystania teorii podobieństwa do modelowania mikroelementów bądź mikroukładów hydraulicznych za pomocą makromodeli może nastęrczać wiele problemów. Pierwszym z nich mogą być trudności z odwzorowaniem podobieństwa geometrycznego chropowatości powierzchni. Kolejnymi mogą okazać się dodatkowe zjawiska, które występują w mikroskali, a nie występują w skali makro, np. zjawiska elektrostatyczne. W tym wypadku teoria podobieństwa jest bezużyteczna.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- l – charakterystyczny wymiar oporu hydraulicznego
- η – dynamiczny współczynnik lepkości
- ν – kinematyczny współczynnik lepkości cieczy
- Δp – spadek ciśnienia na elemencie hydraulicznym
- ρ – gęstość płynącej cieczy
- φ – liczba bezwymiarowa
- λ – skala danej wielkości niezależnej
- μ – skala danej wielkości zależnej
- d – charakterystyczny wymiar zaworu maksymalnego
- \mathbf{E}_k – jednostka podstawowa
- Eu – liczba Eulera
- F – siła masowa na jednostkę masy
- k – sztywność sprężyny
- p – ciśnienie
- Q – natężenie przepływu cieczy
- Re – liczba Reynoldsa
- t – czas
- v – prędkość cieczy
- x – współrzędna miejsca
- Z – wartość liczbowa danej wielkości wymiarowej
- \mathbf{Z} – wielkość wymiarowa
- z_k – wykładnik potęgowy dla danej jednostki podstawowej

LITERATURA

- [3.1] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe. Warunki podobieństwa*, IX Konferencja CYLINDER 1999 „Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie, Eksploatacja Układów Hydraulicznych”, Zakopane 1999.
- [3.2] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów*, Część 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [3.3] Kasprzak W. Lysik B., *Analiza wymiarowa. Algorytmiczne procedury obsługi eksperymentu*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1988.
- [3.4] Müller L., *Poradnik inżyniera mechanika – praca zbiorowa*, rozdział 10: *Zasady teorii podobieństwa*, Warszawa 1968, 737–757.
- [3.5] Prosnak W., *Równania klasycznej mechaniki płynów*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2006.

4. PRZEPIŁY WY NIEIZOTERMICZNE W UKŁADACH MIKROHYDRAULICZNYCH

Wacław KOLLEK, Zygmunt KUDŹMA,
Grzegorz ŁOMOTOWSKI, Michał STOSIAK

Istotną zaletą napędu hydrostatycznego jest m.in. możliwość uzyskiwania wyjątkowo dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy w układzie napędowym, tj. małej masy na jednostkę generowanej lub przenoszonej mocy. Wartości ciśnień roboczych rzędu 35–40 MPa są obecnie uznawane za zupełnie normalne. Pozwalają one uzyskać moc 1 kW ze strumienia cieczy roboczej o natężeniu objętościowym wynoszącym zaledwie 30–25 cm³/s (1,8–1,5 dm³/min). Przykładowo gęstość mocy dla pomp i silników hydraulicznych może dochodzić nawet do 10 kW/kg, podczas gdy gęstość mocy przeciętnych silników elektrycznych mieści się w przedziale 0,1–0,15 kW/kg. Trwające nieprzerwanie prace nad konstrukcją i modernizacją podstawowych elementów hydraulicznych koncentrują się głównie na podnoszeniu parametrów eksploatacyjnych umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami oraz spełniających wymogi norm stawianych przez Unię Europejską, w szczególności w zakresie emitowanego hałasu i poziomu drgań przez układy czy elementy nowoczesnej hydrauliki. Dynamiczny rozwój mikroelektroniki oraz mikromechaniki stworzył nowe możliwości do rozwoju mikroukładów płynowych, czyli mikrohydrauliki. Mikroukłady hydrostatyczne mogą być stosowane wszędzie tam, gdzie stosowanie układów pneumatycznych lub elektromechanicznych jest ograniczone ze względu na wymagania odnośnie do możliwości rozwijania dużych sił lub momentów przy zachowaniu precyzyjnego ruchu elementu wykonawczego oraz łatwości sterowania tym ruchem. Do przeniesienia tych samych sił można wykorzystać znacznie mniejsze układy hydrauliczne zamiast dużych klasycznych układów pneumatycznych bądź elektromechanicznych, przy zachowaniu dotychczasowej możliwości automatyzacji.

Mikroukłady płynowe mogą zastępować układy pneumatyczne stanowiące dotychczas często jedyne możliwe rozwiązanie. Pomimo iż nie są one jeszcze stosowane na szeroką skalę, cieszą się bardzo dużym zainteresowaniem badaczy i firm innowacyjnych, które próbują wprowadzić tego rodzaju produkty na rynek.

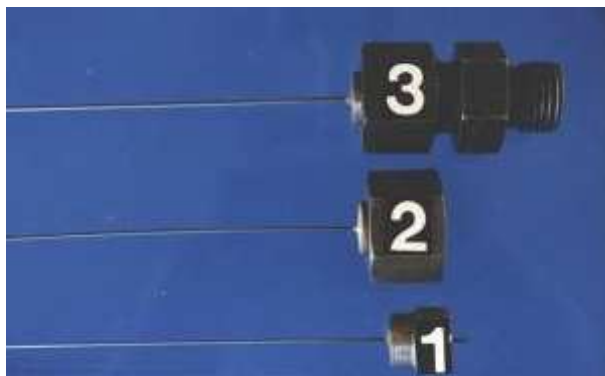
Klasyfikacji przepływów, a co za tym idzie określenia obszaru zastosowania mikrohydrauliki, można dokonać według [4.1] następująco:

- przepływy bardzo małe $< 2 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($< 120 \text{ cm}^3/\text{min}$),
- przepływy małe $< 2\text{--}50 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($120\text{--}3000 \text{ cm}^3/\text{min}$).

W hydrostatycznych napędach klasycznych stosuje się odpowiednie typoszeregi wielkości nominalnych WN . Dla zaworów wielkością nominalną jest średnica nominalna otworów przepływowych. Wszystkie elementy hydrauliczne o średnicach nominalnych mniejszych niż 6 mm ($WN < 6 \text{ mm}$) zalicza się do elementów mikrohydraulicznych [4.2]. Wielkością nominalną dla mikropomp zębatych jest geometryczna objętość robocza $V_g \text{ cm}^3/\text{obr}$. Następny rozdział poświęcony jest problemom związanym z przepływami w mikroprzewodach hydraulicznych stosowanych w tego typu układach.

4.1. BADANIE PRZEPIYWÓW W MIKROPRZEWODACH

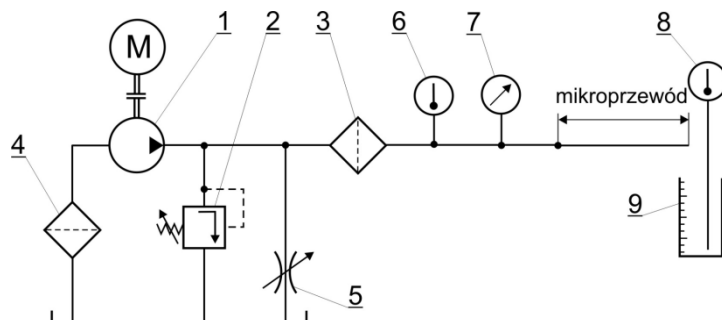
W hydraulice konwencjonalnej wymiarowanie przewodów hydraulicznych stanowi, w pewnym sensie, kompromis pomiędzy minimalizacją wartości strat ciśnieniowych a ciężarem instalacji. Wstępnego doboru średnicy nominalnej dokonuje się z równania ciągłości przepływu, przy założeniu dopuszczalnej prędkości średniej przepływu v . Dla przewodów tłocznych zalecana jest prędkość v 5–6 m/s. Uwzględniając te wytyczne i tok postępowania w zakresie mikrohydrauliki, dla natężenia przepływu, np. $Q = 0,3 \text{ dm}^3/\text{min}$, można wyznaczyć wartość średnicy d przewodu tłoczego. Wyniesie ona około 1,1 mm. W celu określenia oporów przepływu i zjawisk cieplnych związanych z przepływem cieczy rzeczywistej w mikroprzewodzie hydraulicznym przeprowadzono badania doświadczalne. Badania te polegały na pomiarze strat ciśnienia w funkcji natężenia przepływu oleju HL68 w przewodzie stalowym (stal H18N9)



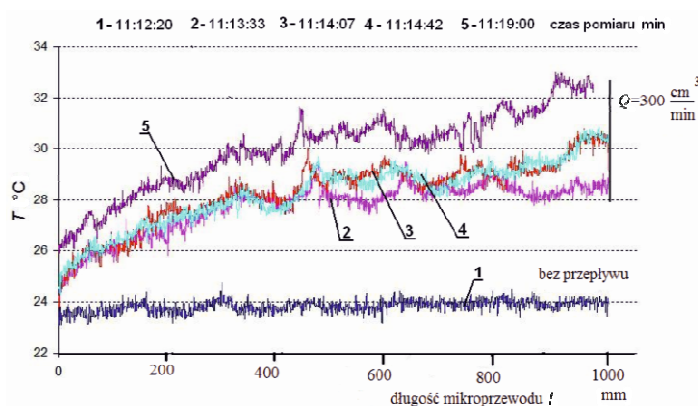
Rys. 4.1. Końcówki przewodu mikrohydraulicznego
 $d = 1,1 \text{ mm}$

o $d = 1,1$ mm oraz rozkładu temperatury na długości przewodu $l = 1$ m. Schemat hydrauliczny układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 4.2. Rozkład temperatury wzdłuż przewodu mikrohydraulicznego, pokazanego na rysunku 4.3, dokonano za pomocą kamery termowizyjnej. Rysunek 4.4 przedstawia wzrost temperatury na początku badanego przewodu mikrohydraulicznego w funkcji czasu trwania przepływu, natomiast rysunek 4.5 jest przykładowym obrazem z kamery termowizyjnej.

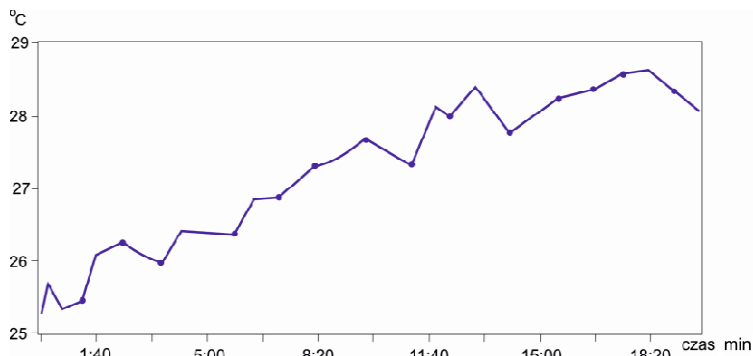
Sposób mocowania (poprzez lutowanie) mikroprzewodów do typowych złączek hydraulicznych pokazano na rysunku 4.1 [4.3].



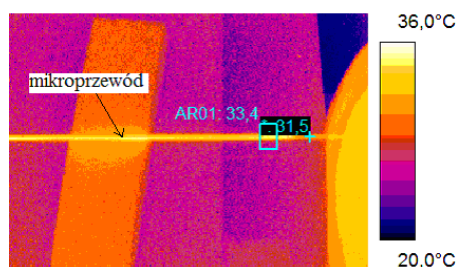
Rys. 4.2. Schemat hydrauliczny układu do badania zjawisk przepływu w mikroprzewodzie: 1 – pompa stałej wydajności, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – filtr tłoczny, 4 – filtr ssawny, 5 – nastawny zawór dławiący, 6, 8 – termometr, 7 – manometr



Rys. 4.3. Rozkład temperatury wzdłuż mikroprzewodu hydraulicznego: 1 – pomiar bez przepływu czynnika roboczego, 2, 3, 4 – pomiar z przepływem czynnika roboczego dokonywany co kilkadziesiąt sekund, 5 – pomiar z przepływem czynnika roboczego po 6 minutach trwania przepływu



Rys. 4.4. Zmiana temperatury początkowego odcinka mikroprzewodu stalowego, $l = 1000$ mm, $Q = 300$ cm³/min, $\Delta p = 10$ MPa



Rys. 4.5. Końcowy odcinek mikroprzewodu hydraulicznego (obraz zarejestrowany kamerą termowizyjną)

Wychodząc z założenia, że całkowita strata mocy przy przepływie przez przewód prostoosiowy o małej średnicy jest zamieniana na ciepło oddawane cieczy roboczej, z zasady równoważności energii mechanicznej i ciepła można wyprowadzić równanie:

$$Q(p_1 - p) = Q\rho c(T - T_0) \quad (4.1)$$

gdzie: ρ – gęstość, c – ciepło właściwe cieczy roboczej, p_1 – wartość ciśnienia na początku mikroprzewodu, p – wartość ciśnienia zmieniająca się z długością mikroprzewodu, T – temperatura czynnika roboczego na końcu mikroprzewodu, T_0 – temperatura czynnika roboczego na początku mikroprzewodu.

W wypadku olejów o $\rho = 900$ kg/m³ i $c = 2,1$ kJ/kg · K [4.4] z zależności (4.1) można otrzymać wzór wielkościowy wiążący przyrost temperatury ΔT czynnika roboczego powstały w trakcie przepływu przez mikroprzewód o różnicy ciśnień Δp :

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{2} \quad (4.2)$$

4.2. WPŁYW ZMIAN LEPKOŚCI NA NATĘŻENIE PRZEPIYWU W MIKROPRZEWODZIE

Objętościowe natężenie przepływu uwarstwionego przez przekrój mikroprzewodu można wyznaczyć z wzoru Hagen–Poiseuille’a:

$$Q = \frac{\pi(p_1 - p)d^4}{128\mu l} \quad (4.3)$$

gdzie: d – średnica wewnętrzna mikroprzewodu, μ – współczynnik lepkości dynamicznej, l – długość mikroprzewodu.

Równanie (4.3) można zapisać w postaci różniczkowej jako:

$$Q = -\frac{dp}{dx} \frac{1}{\mu} A \quad (4.4)$$

gdzie: $A = \frac{\pi d^4}{128}$ stała wartość, x – współrzędna wzdłuż osi mikroprzewodu.

Po uwzględnieniu zależności lepkości od temperatury [4.4] otrzymano:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^k \quad (4.5)$$

gdzie: μ_0 – lepkość dynamiczna w temperaturze T_0 , k – współczynnik.

Wartość liczbowa współczynnika k jest współczynnikiem kierunkowym prostej obrazującej w układzie prostokątnym o podziałce logarytmicznej zmienność lepkości z temperaturą. Dla olejów hydraulicznych współczynnik k przyjmuje wartości 2–3 [4.4].

Po wyznaczeniu T z równania (4.1) i podstawieniu do równania (4.5) otrzymano po przekształceniu:

$$\mu = \mu_0 \frac{1}{\left(1 + \frac{p_1 - p}{c\rho T_0} \right)^k} \quad (4.6)$$

W wyniku rozwinięcia mianownika wyrażenia (4.6) w szereg potęgowy uzyskano:

$$\mu = \mu_0 \frac{1}{1 + k \frac{p_1 - p}{c\rho T_0}} \quad (4.7)$$

Po wstawieniu wyrażenia (4.7) do równania wyjściowego (4.4) i rozdzieleniu zmiennych otrzymano:

$$Q dx = -A \frac{c\rho T_0 + k(p_1 - p)}{\mu_0 c \rho T_0} dp \quad (4.8)$$

Po scałkowaniu obustronnym wyrażenia (4.8) w granicach 0–1 i p_1 do p_2

$$\int_0^l Q dx = -A \int_{p_1}^{p_2} \frac{c\rho T_0 + k(p_1 - p)}{\mu_0 c \rho T_0} dp \quad (4.9)$$

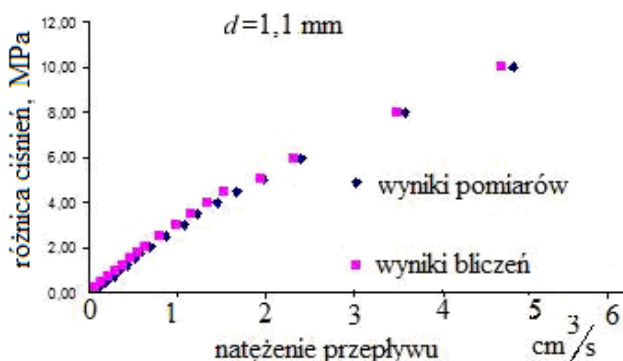
otrzymano ostateczną postać równania opisującego natężenie przepływu uwarstwionego w mikroprzewodzie z uwzględnieniem zmian lepkości wynikającej z przyrostu temperatury czynnika roboczego:

$$Q = \frac{\pi d^4 (p_1 - p_2)}{128 \mu_0 l} + \frac{k}{2c\rho T_0} \cdot \frac{\pi d^4 (p_1 - p_2)^2}{128 \mu_0 l} \quad (4.10)$$

Jak wynika z równania (4.10), uwzględnienie zróżnicowania lepkości spowodowanego zmianą temperatury w mikroprzewodzie prowadzi do wzrostu natężenia przepływu w stosunku do natężenia wyznaczanego z równania Hagen–Poiseuille’a, gdy założy się stałą wartość współczynnika lepkości dynamicznej odpowiadającej temperaturze na początku mikroprzewodu. Wzrost ten wynosi około 20% przy różnicy ciśnień 10 MPa. W rozważaniach nie uwzględniono zmian lepkości pod wpływem wzrostu ciśnienia opisanej zależnością:

$$\mu = \mu_0 e^{bp} \quad (4.11)$$

Wykładnik potęgowy b zależny jest od rodzaju oleju i dla olejów mineralnych przyjmuje wartość $b = (2-3) \cdot 10^{-4} \text{ MPa}^{-1}$ [4.5]. Ponieważ zmiana lepkości wynikająca ze zmian ciśnienia w zakresie 0–20 MPa jest niewielka, czynnik ten w obliczeniach wstępnych może być pominięty.



Rys. 4.6. Zależność różnicy ciśnień od natężenia przepływu w mikroprzewodzie hydraulicznym o długości $l = 1 \text{ m}$

W celu potwierdzenia poprawności wzoru (4.10) porównano wyniki pomiarów obrazujących zależność różnicy ciśnień od natężenia przepływu w mikroprzewodzie o $l = 1$ m i $d = 1,1$ mm z danymi uzyskanymi analitycznie, co przedstawiono na rysunku 4.6. Jak wynika z wykresu, różnice pomiędzy wynikami obliczeniowymi i doświadczalnymi mieszczą się w zakresie niepewności pomiarowej. Pomiarów natężenia przepływu dokonano metodą objętościową z dokładnością 1,5%, natomiast ciśnienie sprawdzano manometrem klasy 0,5.

4.3. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono problemy związane z budową i eksploatacją układów mikrohydraulicznych, szczególnie ze zjawiskami występującymi w trakcie przepływu czynnika roboczego w mikroprzewodach. Dokonano klasyfikacji przepływów, a co za tym idzie, określono obszary zastosowania mikrohydrauliki. Za układy mikrohydrauliczne uważa się takie, w których maksymalna wartość natężenia przepływu nie przekracza $3 \text{ dm}^3/\text{min}$. W badaniach doświadczalnych określono opory przepływu w mikroprzewodzie hydraulicznym o średnicy wewnętrznej $d = 1,1$ mm i długości $l = 1000$ mm w funkcji natężenia przepływu oraz rozkład temperatury wzdłuż badanego przewodu. Stwierdzono zależność proporcjonalną przyrostu temperatury oleju od spadku ciśnienia w mikroprzewodzie. W postaci zależności analitycznej (4.10) opisano związek natężenia przepływu z różnicą ciśnień w przewodzie mikrohydraulicznym, z uwzględnieniem zmian lepkości wynikającej z przyrostu temperatury czynnika roboczego. Ze względu na stosunkowo duże straty ciśnienia, jakie stwierdzono w trakcie badań mikroprzewodu, przy wymiarowaniu tego typu elementu należy zakładać prędkość przepływu nie większą niż 2–3 m/s oraz stosować czynnik roboczy o lepkości mniejszej niż np. lepkość oleju HL 68.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- Q – objętościowe natężenie przepływu
- d – średnica mikroprzewodu hydraulicznego
- Δp – różnica ciśnień
- ρ – gęstość oleju
- c – ciepło właściwe cieczy roboczej
- p_1 – ciśnienie na początku mikroprzewodu
- p – ciśnienie zmieniające się z długością mikroprzewodu
- T – temperatura czynnika roboczego na końcu mikroprzewodu
- T_0 – temperatura czynnika roboczego na początku mikroprzewodu
- μ_0 – lepkość dynamiczna
- x – współrzędna wzdłuż osi mikroprzewodu

LITERATURA

- [4.1] Ławniczak A., *Napędy hydrauliczne o małych prędkościach*, Politechnika Poznańska, Rozprawy Nr 154, Poznań 1988.
- [4.2] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe. Mikrohydraulika*. X Ogólnopolska Konferencja CYLINDER 2000, Szczyrk, 27–29 września 2000.
- [4.3] Palczak E., Gawryś E., Kudźma Z., *Badania procesów przepływu i hałaśliwości w mikrohydraulicie*, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport serii Sprawozdania nr 004/2000, Wrocław 2000.
- [4.4] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny. Układy*, WNT, Warszawa 1992.
- [4.5] Kollek W., *Podstawy projektowania napędów i sterowań hydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.

5. IDENTYFIKACJA CZYNNIKÓW ODDZIAŁUJĄCYCH NA ELEMENTY MIKROHYDRAULICZNE BADANIE DOŚWIADCZALNE ZAWORU MODELOWEGO

Zygmunt KUDŹMA

Zawory stanowią najbardziej rozbudowaną grupę elementów hydrostatycznych układów napędowych. Ich duża różnorodność wynika z wielu funkcji, jakie mają do spełnienia w układzie. Ogólnie umożliwiają one uruchomienie, zatrzymywanie i zmianę kierunku ruchu silnika, sterowanie i regulację natężenia przepływu oraz ciśnienia czynnika roboczego podawanego przez pompę wporową. Od elementów tych zależy funkcjonalność układu oraz jego trwałość eksploatacyjna. Wybór typu i wielkości zaworu jest zdeterminowany wymaganiami napędzanej maszyny lub urządzenia, a także wartościami natężeń przepływu i ciśnienia czynnika roboczego, których iloczyn wyznacza moc przenoszoną przez napęd. Zauważalna w ostatnich latach tendencja do miniaturyzacji elementów i układów hydraulicznych dała początek nowej dziedzinie napędów – mikrohydraulice [5.2, 5.3].

Kryterium klasyfikacji przepływów, a w związku z tym określenia obszaru zastosowania mikrohydrauliki jest ich wielkość. Przepływy mogą więc być:

- bardzo małe $<2 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($<120 \text{ cm}^3/\text{min}$),
- małe $2\text{--}50 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($120\text{--}3000 \text{ cm}^3/\text{min}$),
- średnie $50\text{--}500 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($3\text{--}30 \text{ dm}^3/\text{min}$),
- duże $500\text{--}2000 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($30\text{--}120 \text{ dm}^3/\text{min}$),
- bardzo duże $>2000 \text{ cm}^3/\text{s}$ ($>120 \text{ dm}^3/\text{min}$).

W napędach hydraulicznych przyjęło się, że do grupy elementów mikrohydraulicznych zaliczane są te o zakresie przepływu do $50 \text{ cm}^3/\text{s}$ [5.1].

W zminiaturyzowanym układzie hydrostatycznym pomiar wielkości hydraulicznych, takich jak ciśnienie czy prędkość przepływu, może nastręczać trudności, gdyż wymaga zastosowania wciąż jeszcze bardzo drogich mikroczujników, oraz specjalnego zabiegu technologicznego umożliwiającego umieszczenie tych czujników w mikroelemencie. Pomiar globalny prędkości przepływu oraz ciśnienia jest więc dosyć trud-

ny, a pomiar rozkładu tych parametrów, np. w zaworze ciśnieniowym o średnicy nominalnej $WN < 2$ mm, praktycznie niemożliwy.

Ze względu na trudności związane z przeprowadzeniem badań zjawisk towarzyszących przepływowi czynnika roboczego w mikroelementach hydraulicznych, badania eksperymentalne przeprowadza się niekiedy na elemencie modelowym większym od elementu roboczego i stosuje się odpowiednie kryteria podobieństwa [5.4]. Rozsądne wydaje się więc tworzenie modeli danych mikroelementów w większej skali. Wyniki uzyskane z badań modelowych można wykorzystać do projektowania lub optymalizacji danego mikroelementu.

W odniesieniu do badań doświadczalnych mikroelementów hydraulicznych nie zawsze mogą być dokładnie spełnione kryteria podobieństwa geometrycznego. Problem ten poruszono w rozdziale 3. Badaniom poddano podstawowy węzeł konstrukcyjny zaworów wzniosowych.

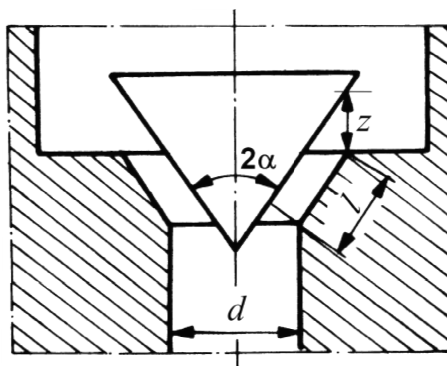
5.1. OBIEKT BADANY

Przedmiotem analizy uczyniono grzybek stożkowy ze względu na to, że jest w praktyce najchętniej stosowany w zaworach wzniosowych. Uzasadniają to zalety zaworów grzybkowych, wśród których wymienić należy przede wszystkim łatwość wykonania, a więc niski koszt, odporność na zanieczyszczenia oraz dużą szczelność zaworu w stanie zamkniętym.

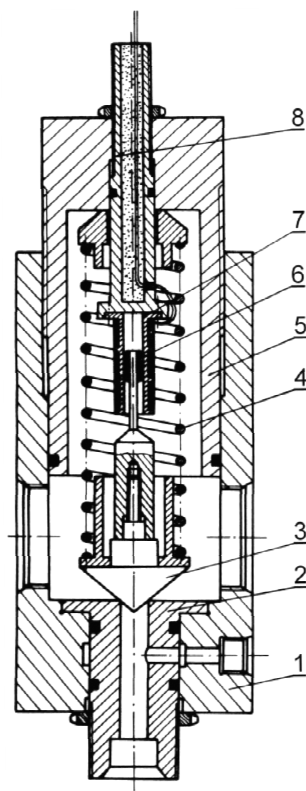
W trakcie badań własności zaworu zmieniane były: kąt wierzchołkowy grzybka 2α oraz długość tworzącej l gniazda zaworowego. Treścią badań eksperymentalnych, a także analizy teoretycznej jest:

- wyznaczenie charakteru przepływu w szczelinie zaworowej,
- ustalenie zależności współczynnika μ od kształtu i liczby Reynoldsa,
- wyznaczenie wartości kąta β wypływu strugi ze szczeliny dławiącej,
- określenie warunków równowagi sił działających na grzybek.

Przekrój osiowy zaworu modelowego przyjętego do badań eksperymentalnych pokazano na rysunku 5.2. W korpusie umieszczona jest wymienna tuleja, która tworzy gniazdo zaworu. Grzybek, obciążony od góry sprężyną, stanowi element zamykający (zawieradło). Napięcie wstępne sprężyny ustalane jest śrubą regulacyjną. Poprzez wymianę tulei i grzybka uzyskuje się różne kombinacje układu grzybek–gniazdo. Z grzybkiem połączony jest sztywno rdzeń ferromagnetyczny, który z cewką tworzy czujnik do pomiaru przemieszczeń grzybka. Do zerowania czujnika służy łącznik z naciętym gwintem drobnozwojnym. Do uszczelnienia otworu, przez który wyprowadzone są przewody czujnika przemieszczeń, zastosowano żywicę epoksydową, natomiast pozostałe elementy zaworu zostały uszczelnione pierścieniami gumowymi „O”.



Rys. 5.1. Układ grzybek–gniazdo przyjęty do badań:
 d – średnica gniazda, l – długość tworzącej gniazda,
 z – wznios grzybka, 2α – kąt rozwarcia grzybka stożkowego



Rys. 5.2. Przekrój osiowy zaworu eksperymentalnego: 1 – korpus, 2 – tuleja, 3 – grzybek, 4 – sprężyna, 5 – śruba regulacyjna, 6 – rdzeń ferromagnetyczny, 7 – cewka czujnika przemieszczeń, 8 – łącznik

Średnica kanału doprowadzającego ciecz d do zaworu wynosiła 10 mm. W tulei i korpusie wykonano otwór promieniowy, który służył do montażu czujnika ciśnienia.

5.2. POMIAR WSPÓŁCZYNNIKA μ WYPŁYWU ZAWORU MODELOWEGO

Przepływ ciecży lepkiej przez element dławiący dowolnego kształtu może być opisany według twierdzenia Π teorii modelowej (twierdzenia Buckingham) [5.13] za pomocą równania:

$$f\left(Re, Eu, \frac{L_1}{D_H}, \frac{L_2}{D_H}, \dots, \frac{L_N}{D_H}\right) = 0 \quad (5.1)$$

gdzie: $Re = \frac{vD_H}{\nu}$ – liczba Reynoldsa, $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ – liczba Eulera, D_H – średnica hydrauliczna, L_1, L_2, \dots, L_N – wymiary kanału, w którym odbywa się przepływ, v – prędkość przepływu, ν – lepkość kinematyczna, Δp – różnica ciśnień.

Współczynnik μ przepływu wyznaczono na podstawie relacji:

$$\mu = \frac{Q_z}{S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (5.2)$$

gdzie: S – powierzchnia przepływu w szczelinie dławiącej, Q_z – natężenie przepływu.

Do obliczenia powierzchni S wykorzystano równanie:

$$S = \pi(d - z \sin \alpha \cos \alpha) z \sin \alpha \quad (5.3)$$

Liczbę Reynoldsa dla przepływu przez przekrój niekołowy, występujący w układzie grzybek–gniazdo, oblicza się, wprowadzając pojęcie promienia hydraulicznego:

$$r_H = \frac{S}{L_z} \quad (5.4)$$

gdzie: L_z – obwód zwilżony.

Znając promień hydrauliczny, liczbę Reynoldsa można wyznaczyć z zależności:

$$Re = \frac{v 4 r_H}{\nu} \quad (5.5)$$

Po wykorzystaniu definicyjnej zależności na prędkość średnią ciecży w szczelinie:

$$v = \frac{Q_z}{S} \quad (5.6)$$

oraz związków (5.5) i (5.6), liczbę Reynoldsa wyznaczono na podstawie równania:

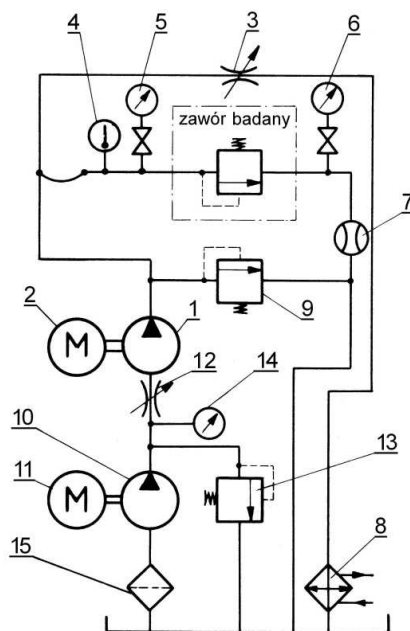
$$Re = \frac{2Q_z}{\pi(d - z \sin \alpha \cos \alpha)v} \quad (5.7)$$

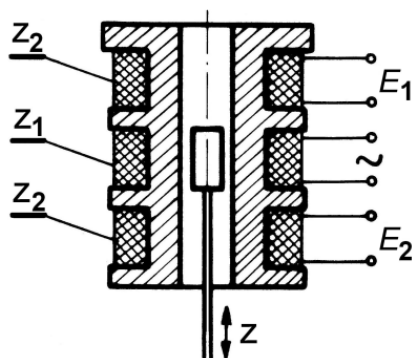
Zawór eksperymentalny (rys. 5.2) poddano badaniom na stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawiono na rysunku 5.3. Pompa zębata zabezpieczona zaworem maksymalnym tłoczy olej przez nastawny zawór dławiący. Poprzez zmianę nastawy tego zaworu zmieniano w układzie ciśnienie p_1 i natężenie przepływu Q_z przez badany zawór. Temperaturę oleju mierzono termometrem termistorowym, ciśnienie przed i za zaworem manometrami klasy 0,5. Natężenie przepływu przez zawór mierzono przepływomierzem turbinkowym typu PT-M1 z czujnikiem przepływu typu PT15-150, o zakresie pomiarowym 0–100 dm³/min, produkcji MERA PIAP Warszawa. Pompa główna napędzana była silnikiem prądu stałego z płynną nastawą prędkości obrotowej. W celu wyeliminowania kawitacji w przewodzie ssawnym pompy głównej zastosowano pompę doładowującą napędzaną silnikiem elektrycznym prądu zmiennego. Ciśnienie w przewodzie ssawnym ustalono za pomocą zaworu dławiącego oraz zaworu przelewowego. Odczytów wartości tego ciśnienia dokonywano za pomocą manometru.

W badaniach stosowany był olej HL 68. Temperatura oleju utrzymywana była w zakresie $T = 313^{\pm 1}$ K za pomocą chłodnicy. Do pomiaru przemieszczeń grzybka zastosowano czujnik transformatorowy solenoidalny własnej konstrukcji. Zasadę budowy i pomiaru tym czujnikiem ilustruje rysunek 5.4

Rys. 5.3. Schemat hydrauliczny stanowiska do badań statycznych zaworu modelowego:

- 1 – pompa zębata, 2 – silnik prądu stałego,
- 3 – zawór dławiący, 4 – termometr,
- 5, 6 – manometry, 7 – przepływomierz,
- 8 – chłodnica, 9 – zawór maksymalny,
- 10 – pompa doładowująca, 11 – silnik prądu zmiennego,
- 12 – zawór dławiący, 13 – zawór maksymalny, 14 – manometr,
- 15 – filtr ssawny





Rys. 5.4. Przekrój osiowy czujnika do pomiaru przemieszczeń grzybka

Czujnik przedstawiony na rysunku 5.4 zawiera uzwojenie pierwotne Z_1 ulokowane w środku dwóch jednakowych cewek wtórnych Z_2 . W środku cewek znajduje się rdzeń ferromagnetyczny, który na sztywno połączony jest z grzybkiem. Według [5.5] ogólna dokładność pomiaru tego typu czujnikiem wynosi 1%, co potwierdziło się w czasie wzorcowania czujnika. Sygnał z czujnika wzmacniany był w mierniku wielkości mechanicznych N101 produkcji ELPO Wrocław, natomiast odczytów wskazań dokonywano za pomocą woltomierza cyfrowego typu V-552, o zakresie pomiarowym 0,001–2 V (I podzakres) i 0,01–20 V (II podzakres) oraz klasie dokładności $\pm 0,1\%$, produkcji ELPO Wrocław.

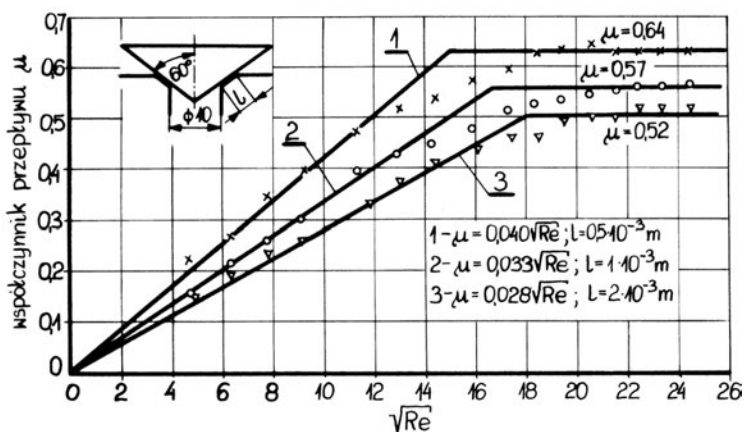
Przed przystąpieniem do pomiarów dokonano wzorcowania toru pomiarowego przemieszczeń grzybka za pomocą czujnika zegarowego o wartości działki elementarnej $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-5}$ m.

Z praktyki pomiarowej wynika, że błąd wskazań przepływomierza turbinkowego uzależniony jest m.in. od lepkości czynnika roboczego. W celu zminimalizowania tego błędu przeprowadzono wzorcowanie czujnika turbinkowego metodą objętościową z dokładnością 1%.

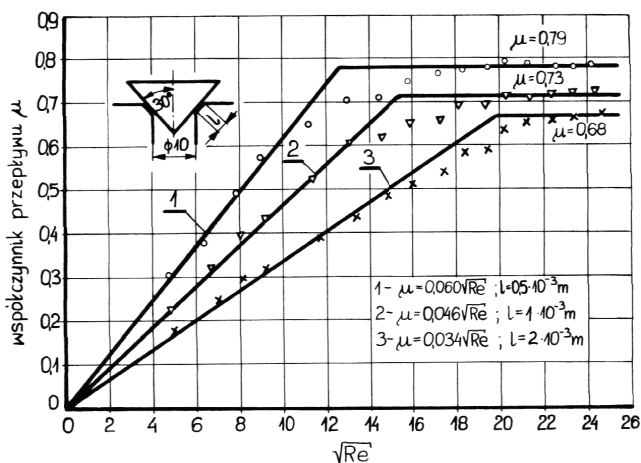
Wyniki pomiarów współczynnika przepływu μ przedstawione są na rysunkach 5.5–5.8, w funkcji wartości pierwiastka kwadratowego z liczby Reynoldsa. Przebieg zależności $\mu = f(\sqrt{Re})$ dla poszczególnych układów grzybek–gniazdo aproksymowano dwoma prostymi metodą najmniejszych kwadratów. W zakresie przepływu laminarnego przyjęto prostą aproksymującą w postaci $\mu = k(\sqrt{Re})$, a w zakresie przepływu burzliwego $\mu = \text{const}$. Liczbę Reynoldsa, odpowiadającą punktowi przecięcia się tych prostych przyjmuje się powszechnie jako krytyczną liczbę Reynoldsa rozgraniczającą zakres przepływu laminarnego od burzliwego. W zakresie przepływu przejściowego różnica pomiędzy wynikami doświadczalnymi a wartościami współczynnika prze-

prędkości μ wyznaczonymi według prostych aproksymujących ma wartość maksymalną $\sim 10\%$. Nie poszukiwano jednak dokładniejszej funkcji aproksymującej, ponieważ przy takim sposobie przyjęcia zmienności współczynnika przepływu μ , w zakresie przepływu laminarnego, zachowana jest liniowa zależność pomiędzy natężeniem przepływu Q a różnicą ciśnień Δp w szczelinie dławiącej zaworu.

W wypadku przepływu laminarnego natężenie przepływu przez szczelinę dławiącą zaworu przy wykorzystaniu zależności $\mu = k(\sqrt{Re})$ obliczane będzie z wzoru:



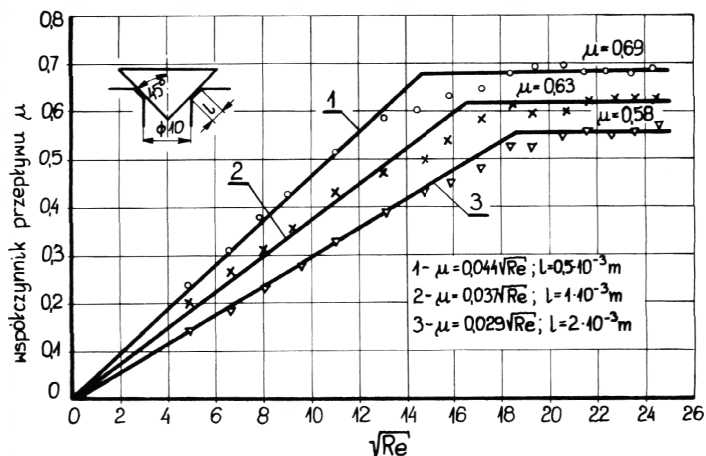
Rys. 5.5. Zależność współczynnika przepływu μ od \sqrt{Re} dla grzybka z dodatnim kątem rozwarcia $\alpha = 60^\circ$



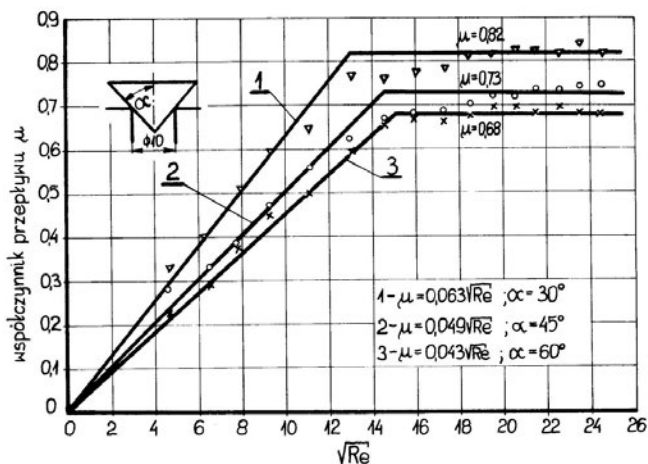
Rys. 5.6. Zależność współczynnika przepływu μ od \sqrt{Re} dla grzybka z dodatnim kątem rozwarcia $\alpha = 30^\circ$

$$Q_z = \frac{8k^2 r_H}{\nu \rho} S \Delta p \quad (5.8)$$

Wartości współczynnika k w zależności od kąta α między tworzącą a osią grzybka, oraz długości tworzącej gniazda l są zaznaczone na rysunkach 5.5–5.8 jako współczynnik kierunkowy prostej aproksymującej.



Rys. 5.7. Zależność współczynnika przepływu μ od \sqrt{Re} dla grzybka z dodatnim kątem rozwarcia $\alpha = 45^\circ$

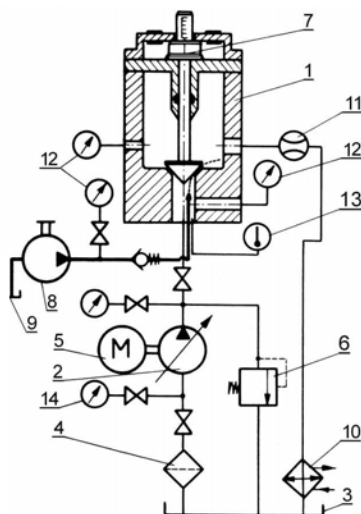


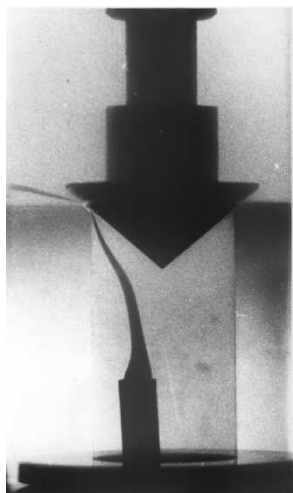
Rys. 5.8. Zależność współczynnika przepływu μ od \sqrt{Re} dla grzybków z dodatnim kątem rozwarcia i ostrokrawędziową formą gniazda; $l = 0$

5.3. OKREŚLENIE CHARAKTERU PRZEPIYU W SZCZELINIE DŁAWIĄCEJ ZAWORU

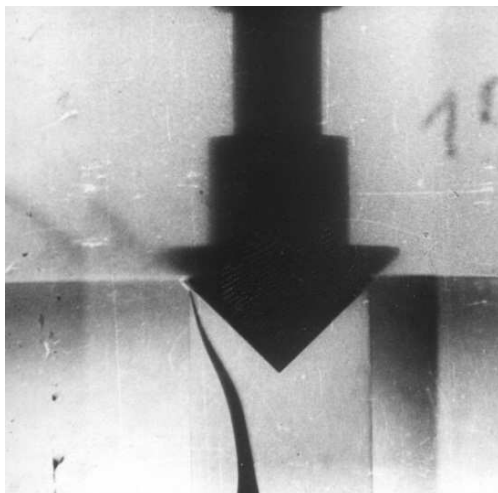
Powszechnie przyjmuje się, że przepływ w szczelinie dławiącej zaworu jest burzliwy, chociaż niektórzy autorzy zwracają uwagę, że dla mniejszej liczby Reynoldsa nabiera cech przepływu laminarnego. W dostępnej literaturze nie podaje się jednak wartości krytycznej liczby Reynoldsa, która rozgranicza przepływ uwarstwiony od burzliwego w szczelinie zaworu. O wystąpieniu (przy różnych wartościach liczby Reynoldsa) przepływu laminarnego można wnioskować na podstawie przebiegu zależności $\mu = f(\sqrt{Re})$ przedstawionych w poprzednim rozdziale. Przejście od przepływu uwarstwowionego do burzliwego odbywa się w określonych warunkach, które charakteryzuje liczba Reynoldsa. Wyznaczenie charakteru przepływu na drodze analitycznej jest niemożliwe ze względu za specyficzny kształt szczeliny. Można jednak określić go eksperymentalnie. W tym celu przeprowadzono badania na specjalnie skonstruowanym stanowisku pomiarowym przedstawionym na rysunku 5.9. Model zaworu, którego korpus wykonany jest ze szkła organicznego, zasilano z pompy o zmiennej wydajności pobierającej czynnik roboczy ze zbiornika poprzez filtr ssawny. Pompę napędzano silnikiem elektrycznym, a układ hydrauliczny zabezpieczono przed ewentualnym przeciążeniem zaworem maksymalnym. Przemieszczenie grzybka ustalano za pomocą śruby regulacyjnej z dokładnością do 0,01 mm ($1 \cdot 10^{-5}$ m). Pompa służyła do zasilania układu strugą cieczy kontrastowej ze specjalnej konstrukcji zbiornika. Jako ciecz kontrastową zastosowano mieszaninę związku chemicznego $\text{HOCH}_2\text{CHOHCH}_2$ oraz tlenków tytanu. Utrzymanie stałej temperatury czynnika roboczego (olej turbinowy T3), a więc lepkości, umożliwia chłodnica. W celu obliczenia

Rys. 5.9. Schemat układu pomiarowego do określania charakteru przepływu: 1 – model zaworu, 2 – pompa wielotłoczkowa, 3 – zbiornik, 4 – filtr ssawny, 5 – silnik elektryczny, 6 – zawór maksymalny, 7 – śruba regulacyjna, 8 – pompa o napędzie ręcznym, 9 – zbiornik cieczy kontrastowej, 10 – chłodnica, 11 – przepływomierz, 12 – manometry, 13 – termometr, 14 – manowakuometr





Rys. 5.10. Przepływ laminarny $\alpha = 450^\circ$,
 $l = 2 \cdot 10^{-3}$ m, $Re = 63$



Rys. 5.11. Przepływ burzliwy $\alpha = 450^\circ$,
 $l = 2 \cdot 10^{-3}$ m, $Re = 180$

liczby Reynoldsa według wzoru (5.7) wymagany był pomiar natężenia przepływu. Dokonano tego za pomocą przepływomierza turbinowego, stosowanego przy pomiarach współczynnika przepływu μ .

Pomiaru ciśnień przed i za szczeliną dławiącą dokonano za pomocą manometrów o zakresie pomiarowym 0–6 MPa, 0–0,5 MPa i klasie dokładności 0,5. Pomiaru temperatury dokonywano za pomocą termometru termistorowego.

Strugę cieczy kontrastowej doprowadzono do kanału wlotowego zaworu przewodem zakończonym dyszą. Obserwacja i fotograficzne rejestrowanie przepływu strugi cieczy kontrastowej wymagały specjalnego oświetlenia korpusu zaworu. Po zachowaniu się strugi cieczy kontrastowej można było wnioskować o charakterze przepływu. Badania przeprowadzono dla grzybków o kącie wierzchołkowym $2\alpha = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$. Długość tworząca gniazda l równa się 0 (krawędź ostra) i 2 mm ($2 \cdot 10^{-3}$ m). Na rysunkach 5.10, 5.11 pokazano przykłady przepływu laminarnego lub burzliwego dla układu grzybek–gniazdo.

5.4. RÓWNOWAGA SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA GRZYBEK W WARUNKACH STACJONARNYCH

Z mechaniki punktu materialnego wiadomo, że zmiana ilości ruchu układu punktów materialnych w czasie jest równa sumie sił działających na ten układ.

$$\frac{d}{dt}(\sum m_i \vec{v}_i) = \sum \vec{F} \quad (5.9)$$

To samo prawo obowiązuje dla ciągłego układu punktów materialnych wypełniających objętość V .

Siły działające na płyn dzieli się na:

- siły masowe lub objętościowe;
- siły powierzchniowe.

W wypadku ruchu stacjonarnego i nieoddziaływania sił masowych równanie zachowania ilości ruchu przybiera postać [5.6]:

$$\int_{S_k} \rho \vec{v} v_n dS_k = \int_{S_k} \vec{F}_n dS_k \quad (5.10)$$

Lewa strona równania (5.10) określa zmianę ilości ruchu wewnątrz powierzchni kontrolnej S_k , natomiast prawa strona określa siłę działającą na powierzchni S_k . Podczas przepływu cieczy w szczelinie dławiącej następuje zamiana energii potencjalnej na kinetyczną. Lokalnie wzrasta prędkość cieczy. Efektem oddziaływania strumienia cieczy o dużej prędkości na powierzchnię grzybka jest siła hydrodynamiczna, której składowa promieniowa dla przepływu osiowo symetrycznego równa się zero, a składowa w kierunku osiowym musi być zrównoważona siłami zewnętrznymi.

5.4.1. RÓWNOWAGA SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA GRZYBEK STOŻKOWY Z DODATNIM KĄTEM ROZWARCIA

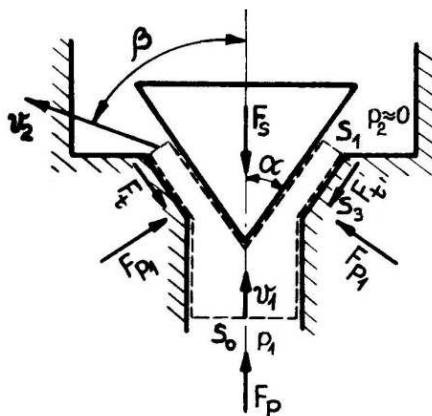
Przyjmując powierzchnię kontrolną jak na rysunku. 5.12 (linia kreskowa) oraz wykorzystując zasadę zmiany pędu w kierunku osiowym, otrzymano warunek równowagi sił działających na grzybek zaworu:

$$F_p + F_{p1} \sin \alpha + F_t \cos \alpha - F_s - \rho Q_z (v_2 \cos \beta - v_1) = 0 \quad (5.11)$$

gdzie: $F_p = p_1 \frac{\pi d^2}{4}$ – siła pochodząca od ciśnienia statycznego działającego na powierzchni S_o , F_{p1} – siła wynikająca z rozkładu ciśnienia w szczelinie dławiącej, działająca na powierzchni S_3 , F_t – siła tarcia działająca na powierzchni S_3 , $F_s = c_s (z_o + z)$ – siła wynikająca z ugięcia sprężyny.

Wyrażenie $\rho Q_z (v_2 \cos \beta - v_1)$ określa tzw. siłę hydrodynamiczną wynikającą ze zmiany pędu cieczy w szczelinie dławiącej. Należy zaznaczyć, że zwrot składowej osiowej tej siły działającej na grzybek zmniejsza przekrój przepływowy, a więc jest zgodny ze zwrotem siły F_s , będącej wynikiem ugięcia sprężyny. Osobnego potraktowania wymaga siła F_{p1} wynikająca ze spadków ciśnienia w szczelinie dławiącej zaworu. W literaturze podawany jest sposób obliczania tej siły.

Baszta [5.8] przyjmuje nieliniowy rozkład ciśnienia w szczelinie zaworu stożkowego i siłę tę oblicza według zależności:



Rys. 5.12. Układ sił działających na grzybek stożkowy z dodatnim kątem rozwarcia

$$F_{p1} = 0,45 p_1 \pi \left[\left(\frac{d}{2} + l \sin \alpha \right)^2 - \frac{d^2}{2} \right] \quad (5.12)$$

Jest to powszechnie stosowany w literaturze sposób wyznaczania siły F_{p1} . Zdaniem autora pracy jest to jednak zbyt daleko idące uproszczenie. Zależność podawana przez Basztę może mieć zastosowanie dla szczelin o stałym przekroju, natomiast dla szczeliny o zmiennym przekroju jest nieprzydatna [5.9–5.11]. Podczas pracy zaworu w miarę wzrostu ciśnienia p_1 wzrasta też przemieszczenie grzybka z , co ma decydujący wpływ na rozkład ciśnienia w szczelinie, a w konsekwencji na wartość siły F_{p1} . W celu określenia wartości tej siły należy wyznaczyć rozkład ciśnienia w szczelinie dławiącej w funkcji natężenia przepływu Q_z i przemieszczenia grzybka z , a następnie scałkować po powierzchni S_3 równej powierzchni gniazda. Jak wynika z badań zamieszczonych w poprzednich rozdziałach, przepływ w szczelinie może być laminarny lub burzliwy. W przypadku większej długości tworzącej gniazda przejście przepływu laminarnego w burzliwy odbywa się dla większej liczby Reynoldsa. Proces destrukcji strug zaczyna się przy wylocie ze szczeliny dławiącej; w szczelinie przepływ jest więc przejściowy, co uwidacznia się też zmiennością współczynnika przepływu μ w zależności od liczby Reynoldsa w dość szerokim zakresie. W wypadku przepływu burzliwego występuje też laminarna warstwa przyścienna wywierająca również wpływ na wartość siły F_{p1} . W świetle tego zdecydowano się na pewnego rodzaju uproszczenie, traktując przepływ w szczelinie jako przepływ laminarny w całym zakresie, a rozkład ciśnienia określono za pomocą całkowania równania Nawiera–Stockesa.

Równanie Nawiera–Stockesa dla cieczy lepkiej nieściśliwej w wypadku modelu przepływu płaskiego w układzie $z'-y'$ w szczelinie płaskiej o zmiennej szerokości wzdłuż współrzędnej y' przyjmuje postać [5.6]:

$$\frac{\partial^2 v_y}{\partial z'^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y'} \quad (5.13)$$

Przy założeniu, że

$$\frac{\partial v_{y'}}{\partial y'} \ll \frac{\partial v_{y'}}{\partial z'} \quad (5.14)$$

i po scałkowaniu wyrażenia (5.13) z uwzględnieniem warunków brzegowych

$$v_{y'} = 0 \quad \text{dla} \quad z' = 0 \quad p = p_1 \quad \text{dla} \quad y'_1 = \frac{d}{2 \sin \alpha} \quad (5.15)$$

$$v_{y'} = 0 \quad \text{dla} \quad z' = z \sin \alpha \quad p = 0 \quad \text{dla} \quad y'_2 = \frac{d}{2 \sin \alpha} + 1$$

otrzymano:

$$v_{y'} = -\frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dy'} (z'^2 - z'z \sin \alpha) \quad (5.16)$$

Natężenie przepływu przez przekrój poprzeczny szczeliny płaskiej wyznacza się jako:

$$Q_z = b \int_0^{z \sin \alpha} v_{y'} dz' \quad (5.17)$$

Szerokość szczeliny b , zmienną w funkcji współrzędnej y' , wyznaczono z zależności:

$$b = 2\pi y' \sin \alpha \quad (5.18)$$

Po podstawieniu wyrażenia (5.18) do zależności (5.17) otrzymano po jej rozwiązaniu:

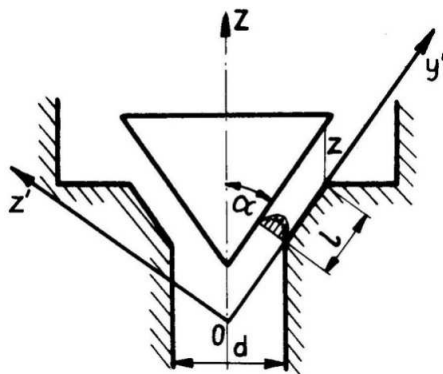
$$Q_z = -\frac{1}{6} \frac{\pi}{\eta} \frac{dp}{dy} z^3 \sin^4 \alpha y' \quad (5.19)$$

Po przekształceniu wyrażenia (5.19) do postaci:

$$dp = -\frac{6Q_z \eta}{z^3 \sin^4 \alpha} \frac{dy'}{y} \quad (5.20)$$

i obustronnym scałkowaniem z wykorzystaniem warunku brzegowego (5.15) dla

$$y'_2 = \frac{d}{2 \sin \alpha} + 1, \quad p = 0$$



Rys. 5.13. Model przepływu płaskiego w szczelinie dławiącej zaworu

otrzymano zależność określającą rozkład ciśnienia w szczelinie dławiącej:

$$p(y') = \frac{6Q_z \eta}{\pi z^3 \sin^4 \alpha} \ln \frac{d + 2l \sin \alpha}{2y' \sin \alpha} \quad (5.21)$$

W celu wyznaczenia siły F_{p1} należy scałkować wyrażenie:

$$dF_{p1} = p(y') dS_3 \quad (5.22)$$

w granicach: od $y'_1 = \frac{d}{2 \sin \alpha}$ do $y'_2 = \frac{d}{2 \sin \alpha} + l$.

Elementarna powierzchnia dS_3 określona jest zależnością

$$dS_3 = 2\pi \sin \alpha y' dy' \quad (5.23)$$

$$F_{p1} = \int_{\frac{d}{2 \sin \alpha}}^{\frac{d}{2 \sin \alpha} + l} \frac{6Q_z \eta}{z^3 \sin^4 \alpha} \ln \left(\frac{\frac{d}{2 \sin \alpha} + 1}{y'} \right) 2\pi \sin \alpha y' dy' \quad (5.24)$$

Po uwzględnieniu granic i scałkowaniu otrzymano ostateczną postać wyrażenia określającego siłę F_{p1} :

$$F_{p1} = \frac{3Q_z \eta}{z^3 \sin^3 \alpha} \left(\frac{d^2}{2 \sin^2 \alpha} \ln \frac{d}{d + 2l \sin \alpha} + \frac{dl}{\sin \alpha} + l^2 \right) \quad (5.25)$$

oraz składową tej siły w kierunku osiowym:

$$F_{p1z} = \frac{3Q_z \eta}{z^3 \sin^2 \alpha} \left(\frac{d^2}{2 \sin^2 \alpha} \ln \frac{d}{d + 2l \sin \alpha} + \frac{dl}{\sin \alpha} + l^2 \right) \quad (5.26)$$

W celu określenia siły F_t wynikającej z tarcia skorzystano z niutonowskiego równania na naprężenia styczne w cieczy lepkiej [5.6]:

$$\tau = \eta \frac{\partial v_{y'}}{\partial z'} \quad (5.27)$$

natomiast siłę F_t wyrażono zależnością:

$$F_t = \int_{\frac{d}{2 \sin \alpha}}^{\frac{d}{2 \sin \alpha} + 1} \tau dS_3 \quad (5.28)$$

Gradient prędkości w kierunku prostopadłym do kierunku ruchu wyznaczono, różniczkując wyrażenie (5.16):

$$\frac{\partial v_{y'}}{\partial z'} = -\frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dy'} (2z' - z \sin \alpha) \quad (5.29)$$

Po uwzględnieniu równania (5.20), otrzymano:

$$\left(\frac{\partial v_{y'}}{\partial z'} \right)_{z'=0} = -\frac{3Q_z}{z^2 \sin^3 y'} \quad (5.30)$$

Na podstawie zależności (5.30), (5.27) oraz (5.28) uzyskano wyrażenie określające siłę F_t :

$$F_t = \frac{6\eta Q_z l}{z^2 \sin^2 \alpha} \quad (5.31)$$

oraz składową tej siły w kierunku osiowym:

$$F_{tz} = \frac{6\eta Q_z l \cos \alpha}{z^2 \sin^2 \alpha} \quad (5.32)$$

Po zastosowaniu w równaniu równowagi (5.13) wyznaczonych składowych sił w kierunku osiowym otrzymano:

$$p_1 S_o - c_s (z_o + z) + \frac{3Q_z \eta}{z^3 \sin^2 \alpha} \left(\frac{d^2}{2 \sin^2 \alpha} \ln \frac{d}{d + 2l \sin \alpha} + \frac{dl}{\sin \alpha} + l^2 \right) + \frac{6\eta Q_z l}{z^2 \sin^2 \alpha} - \rho Q_z (v_2 \cos \beta - v_1) = 0 \quad (5.33)$$

Korzystając z definicji prędkości średniej jako stosunku natężenia przepływu Q_z do pola przepływu S , określono prędkości v_1 i v_2 :

$$v_1 = \frac{4Q_z}{\pi d^2} \quad (5.34)$$

$$v_2 = \frac{Q_z}{\pi(d + 2l \sin \alpha - z \sin \alpha \cos \alpha) z \sin \alpha} \quad (5.35)$$

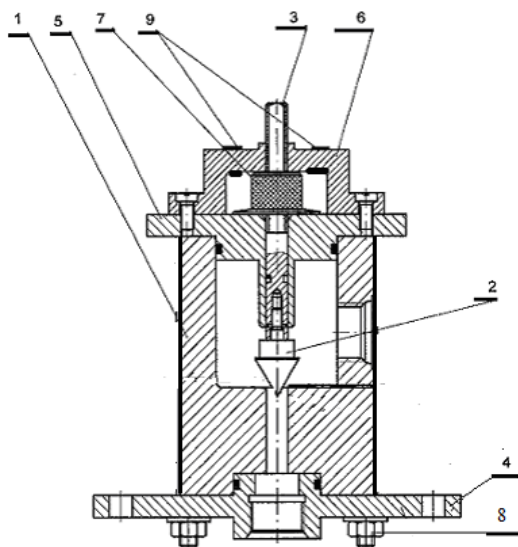
Po wstawieniu zależności (5.34) i (5.35) do równania (5.33) uzyskano:

$$p_1 S_o - c_s (z_o + z) = \rho Q_z^2 \left(\frac{\cos \beta}{\pi(d + 2l \sin \alpha - z \sin \alpha \cos \alpha) z \sin \alpha} - \frac{4}{\pi d^2} \right) - \frac{6\eta Q_z l \cos \alpha}{z^2 \sin^2 \alpha} - \frac{3Q_z \eta}{z^3 \sin^2 \alpha} \left(\frac{d^2}{2 \sin^2 \alpha} \ln \frac{d}{d + 2l \sin \alpha} + \frac{dl}{\sin \alpha} + l^2 \right) \quad (5.36)$$

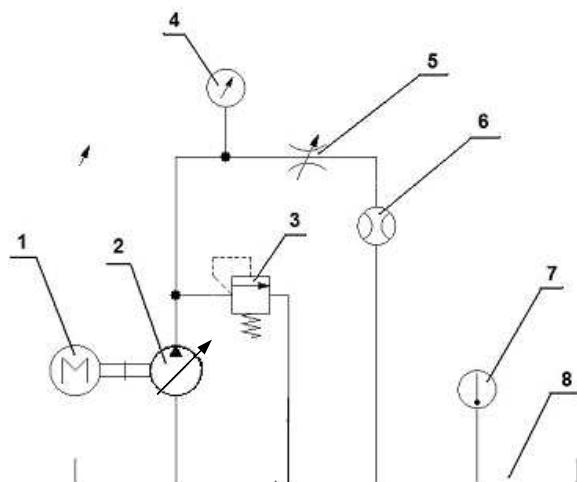
Prawa strona równania zawiera siły związane z przepływem czynnika roboczego przez szczelinę dławiącą zaworu. Siły te są funkcjami dwóch zmiennych natężenia przepływu Q_z oraz przemieszczenia grzybka z przy założeniu stałej lepkości czynnika roboczego.

5.5. BADANIA DOŚWIADCZALNE WERYFIKUJĄCE WARUNKI RÓWNOWAGI SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA ELEMENT STERUJĄCY ZAWORU MODELOWEGO

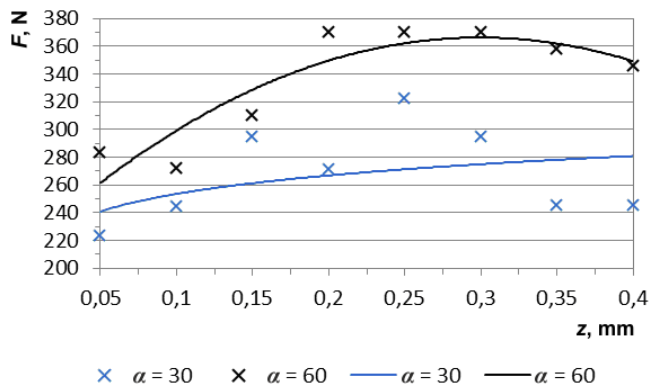
Badania doświadczalne określające wartość sił działających na grzybek zaworu modelowego przeprowadzono w warunkach ustalonego przepływu w szczelinie dławiącej. Badano grzybki stożkowe o kącie rozwarcia $2\alpha = 60^\circ$ i 120° , przy ostrokrawędzowej formie gniazda. Analizując zależność (5.36) dla takiego układu grzybek-gniazdo, w efekcie mierzono różnicę między wartością siły pochodzącej z rozkładu ciśnienia statycznego na powierzchni grzybka i siły hydrodynamicznej działającej w kierunku przeciwnym do siły pochodzącej od ciśnienia statycznego. Przekrój osiowy zaworu modelowego do badania obciążeń grzybka przedstawia rysunek 5.14, natomiast rysunek 5.15 obrazuje schemat układu hydraulicznego, w którym przeprowadzono badania doświadczalne. Pomiaru obciążenia grzybka dokonano za pomocą mostka tensometrycznego, który został naklejony na belkę pomiarową (rys. 5.14). W trakcie doświadczeń zmieniane było przemieszczenie grzybka z i natężenie przepływu przez badany zawór w taki sposób, aby utrzymywać stałą wartość ciśnienia w przewodzie zasilającym układ grzybek-gniazdo. Przykładowe wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 5.16 i 5.17.



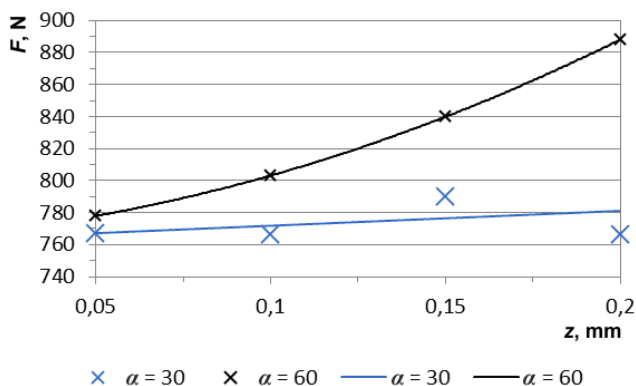
Rys. 5.14. Przekrój osiowy zaworu do badania obciążeń grzybka stożkowego: 1 – korpus, 2 – grzybek, 3 – śruba mikrometryczna, 4 – pokrywa dolna, 5 – pokrywa górna, 6 – belka pomiarowa, 7 – pokrętło, 8 – śruby łączące, 9 – mostek tensometryczny



Rys. 5.15. Schemat układu hydraulicznego do badania obciążeń grzybka zaworu modelowego: 1 – silnik elektryczny prądu zmiennego, 2 – pompa wyporowa zmiennej wydajności, 3 – zawór bezpieczeństwa, 4 – manometr, 5 – zawór badany, 6 – przepływomierz, 7 – termometr, 8 – zbiornik



Rys. 5.16. Zależność siły F działającej na grzybki w funkcji przemieszczenia grzybka z dla $p_{it} = 4 \text{ MPa}$



Rys. 5.17. Zależność siły F działającej na grzybki w funkcji przemieszczenia grzybka z dla $p_{it} = 10 \text{ MPa}$

Z wykresów na rysunkach 5.16 i 5.17 wynika, że siła wypadkowa działająca na grzybek stożkowy zależy m.in. od kąta rozwarcia stożka.

Przy tym samym przemieszczeniu grzybka z i wartości ciśnienia zasilania $p_{it} = \text{const}$ większe wartości sił w kierunku osiowym występują przy większych kątach rozwarcia.

5.6. BADANIA DOŚWIADCZALNE OKREŚLAJĄCE WARUNKI POWSTAWANIA KAWITACJI W ELEMENTACH MIKROHYDRAULICZNYCH

Przepływ cieczy przez element oporowy stwarza warunki do zaistnienia kawitacji, czyli powstawania pęcherzy parowych w płynącej cieczy spowodowanego przez lokalny spadek ciśnienia poniżej ciśnienia parowania. W olejach stosowanych w ukła-

dach hydraulicznych zawarta jest pewna ilość (średnio 10%) rozpuszczonego powietrza. Ponieważ ciśnienie parowania takich olejów w normalnej temperaturze jest bardzo niskie, kawitacja w układach polega, w pierwszej fazie, na areacji, czyli uwalnianiu i wydzielaniu się powietrza rozpuszczonego w cieczy roboczej. Jednak ze względu na to, że warunki powstawania pęcherzy par cieczy i wydzielania się powietrza oraz częściowo skutki tych zjawisk są podobne, proces wydzielania się powietrza w olejowych układach hydraulicznych również uznano za kawitację.

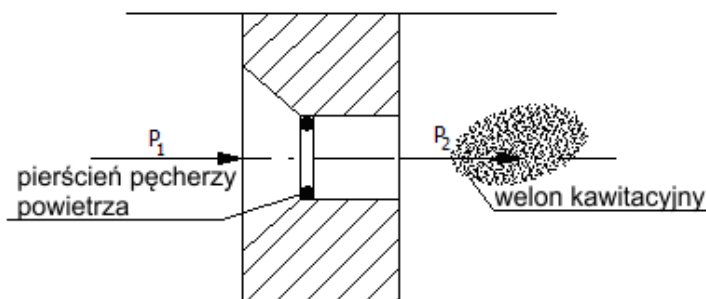
Do występowania zjawiska kawitacji konieczne jest zaistnienie dwóch warunków:

- olej musi być poddany określonemu podciśnieniu,
- olej musi podlegać działaniu naprężeń ścinających, wynikających z wewnętrznego tarcia lepkiego.

W praktyce warunki te spełnione są w następujących miejscach układów hydraulicznych:

- przewodach ssawnych i przestrzeniach ssawnych pomp;
- przewodach ciśnieniowych przy nagłym zmniejszeniu przekrojów;
- silnikach hydraulicznych;
- za zwężeniami w komorach o dużym przekroju, do których wpada ciecz z dużą prędkością.

Ostatni z podanych przypadków zachodzi w zaworach ciśnieniowych, rozdzielaczach, a także zwężkach. Badania doświadczalne pozwalające określić początek powstawania kawitacji przeprowadzono na przykładzie kryzy z wlotem stożkowym o $\alpha = 120^\circ$ i $d = 2,5$ mm. Parametry geometryczne kryzy dobrano tak, aby kształt i wymiary odpowiadały projektowanemu układowi grzybek–gniazdo mikrozaworu maksymalnego. W celu umożliwienia wizualizacji i fotograficznej rejestracji początku powstawania kawitacji korpus kryzy z kanałem dolotowym i wylotowym wykonany był ze szkła organicznego. Podczas przepływu cieczy przez zwężkę, po osiągnięciu krytycznej różnicy ciśnień Δp_{kaw} , wskutek spadku ciśnienia p_2 , bezpośrednio przy krawędzi w obrębie zawirowań tworzy się pierścień pęcherzy powietrza, jak to pokazano poglądowo na rysunku 5.18.



Rys. 5.18. Poglądowe przedstawienie zjawiska kawitacji w kryzy z wlotem stożkowym

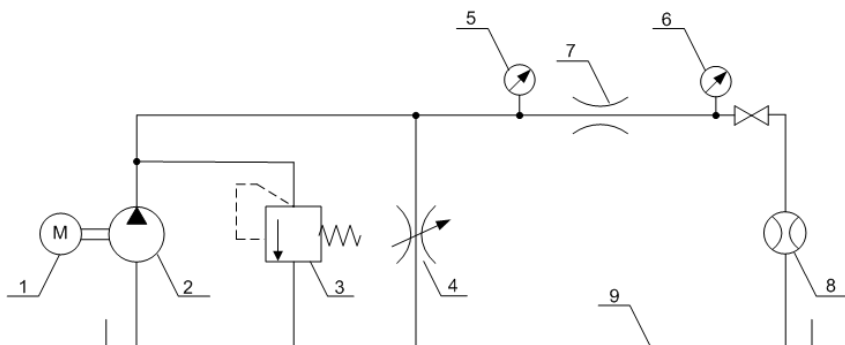
Przy dalszym obniżaniu ciśnienia p_2 (i jednocześnie zwiększaniu się Δp) obszar pęcherzyków powietrza rozszerza się w otworze zwężki, a następnie poza nim tworząc tzw. welon kawitacyjny, tym dłuższy, im niższe jest ciśnienie p_2 . Przy odpowiednio niskim ciśnieniu p_2 wydzielone powietrze praktycznie nie rozpuszcza się ponownie w oleju, lecz tworzy większe pęcherze zbierające się w układzie.

Zjawisko kawitacji niesie za sobą szereg ujemnych skutków. Najważniejsze z nich to:

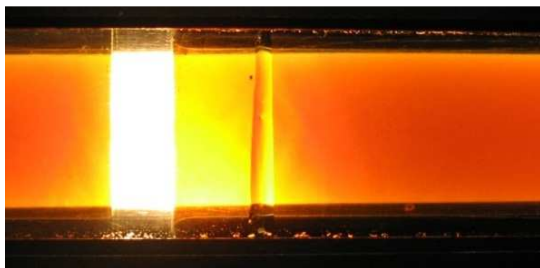
- niebezpieczeństwo zapowietrzenia układu;
- zmniejszenie sprawności pomp, ich pulsacyjna praca (w wypadku występowania kawitacji po stronie ssawnej pomp);
- wahania ciśnienia, niestabilność układów regulacji dławieniowej (w przewodach ciśnieniowych i urządzeniach sterujących);
- hałas;
- zużycie erozyjne elementów hydraulicznych wywołane znacznymi mikrouderzeniami ciśnienia, występującymi w okolicach kondensacji pęcherzyków powietrzno-parowych;
- niszczenie uszczelnień.

5.6.1. BADANIA DOŚWIADCZALNE ZJAWISKA KAWITACJI W MIKROELEMENCIE HYDRAULICZNYM NA PRZYKŁADZIE KRYZY

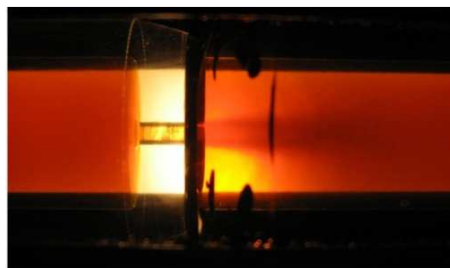
Badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku, którego schemat hydrauliczny przedstawiono na rysunku 5.19. Zmianę prędkości w kryzie pomiarowej, wykonanej ze szkła organicznego, w celu wizualizacji i fotograficznej rejestracji powstawania początku kawitacji, dokonano poprzez zmianę nastawy zaworu dławiącego (sterowanie dławieniowe równoległe).



Rys. 5.19. Schemat układu hydraulicznego do badania zjawiska kawitacji w mikroelemencie hydraulicznym: 1 – silnik elektryczny, 2 – pompa, 3 – zawór bezpieczeństwa, 4 – zawór dławiący, 5, 6 – manometry, 7 – badany element mikrohydrauliczny 8 – przepływomierz objętościowy, 9 – zbiornik



Rys. 5.20a. Przepływ bez kawitacji:
 $Q = 0,00033 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta p_{\text{kryzy}} = 1,6 \text{ MPa}$



Rys. 5.20b. Przepływ z rozwiniętą kawitacją:
 $Q = 0,00083 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta p_{\text{kryzy}} = 6,5 \text{ MPa}$

Dodatkowo przeprowadzono pomiary hałasu w trakcie zmiennych parametrów przepływu w kryzie (przepływ bez kawitacji i początek kawitacji). Jako miernika użyto sonometru Brüel & Kjær typ 2250. Pomiary akustyczne przeprowadzono w celu uzyskania sygnału diagnostycznego informującego o początku kawitacji.

Wizualizacja powstawania i rozwoju kawitacji na kryzie, której wlot jest stożkowy a $d = 2,5 \text{ mm}$, przedstawiona została na podstawie badań własnych autorów.

Na rysunkach 5.20a i 5.20b zaprezentowano kryzę, przez którą przepływa olej hydrauliczny HL 68 o temperaturze $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

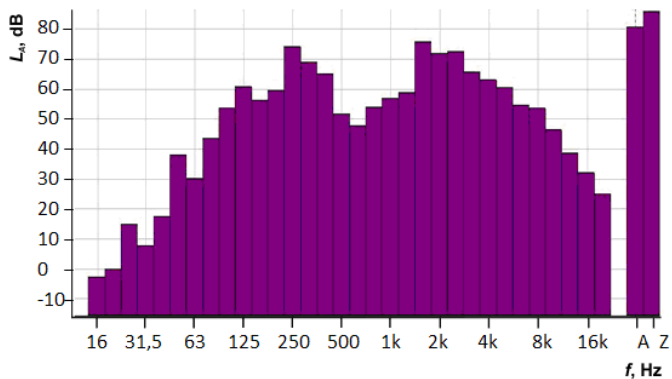
Towarzyszący efekt akustyczny przedstawiony został na rysunku 5.21 w postaci widma tercjowego ekwiwalentnego poziomu dźwięku L_A . Na rysunku 5.21a brak jest kawitacji, na rysunku 5.21b kawitacja widoczna jest w kryzie.

Analiza widm tercjowych (rys. 5.21a i 5.21b) wskazuje, że w wypadku przepływu bez kawitacji dominuje częstotliwość 250 Hz , dla której poziom ekwiwalentny L_A wynosi w przybliżeniu 75 dB(A) . Natomiast dla przepływu z kawitacją dominująca częstotliwość wynosi około 10 kHz , L_A ponad 100 dB(A) .

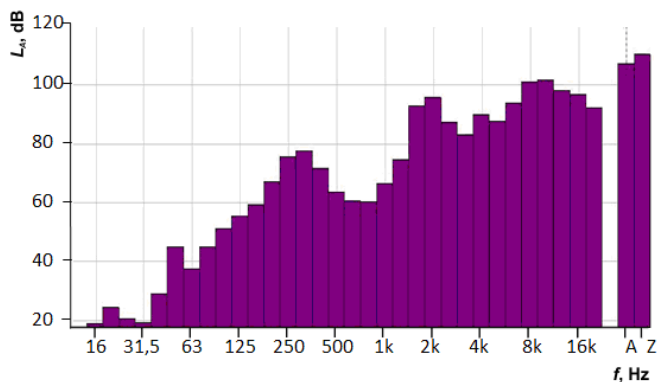
W zakresie niskich i średnich częstotliwości charakter widm z rysunków 5.21a i 5.21b jest zbliżony. Można w nich wyróżnić dwie dominujące częstotliwości tonalne, tj. dla około 250 i 2 kHz . Dodatkowo dla kawitacji w widmie wyraźnie wzrastają poziomy dla wysokich częstotliwości w paśmie od około 8 do 20 kHz . Zakres szumu wąskopasmowego oraz jego poziom zależy w głównej mierze od intensywności zjawiska kawitacji.

Wyznaczono ponadto współczynnik oporów miejscowych ξ dla tego rodzaju oporu. Na tej podstawie określono umowną krytyczną liczbę Reynoldsa, [5.12] równą 895 . Na rysunku 5.22 zaprezentowano zmianę wartości współczynnika ξ w funkcji rosnącej liczby Reynoldsa, przy czym w zakresie przepływu uwarstwionego współczynnik ξ silnie zależy od liczby Reynoldsa, a w obszarze przepływu burzliwego jest on inwariantny od liczby Reynoldsa.

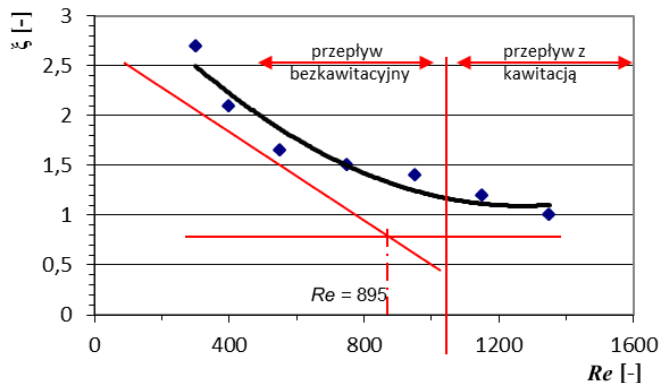
Wykres na rysunku 5.22 może posłużyć do wyznaczenia krytycznego, ze względu na charakter przepływu, natężenia przepływu, powyżej którego przepływ staje się burzliwy, lub prędkości przepływu.



Rys. 5.21a. Analiza tercjowa ekwiwalentnego poziomu dźwięku w trakcie przepływu przez kryżę bez objawów kawitacji



Rys. 5.21b. Analiza tercjowa ekwiwalentnego poziomu dźwięku w trakcie przepływu przez kryżę w momencie powstawania kawitacji



Rys. 5.22. Zmiana wartości współczynnika oporów miejscowych ξ w funkcji liczby Reynoldsa (Re) dla przepływu przez kryżę

Jako przykład wizualizacji kawitacji na oporze miejscowym w układzie hydraulicznym podano przypadek przepływu przez kryzę o stożkowym otworze wlotowym. Początek powstawania kawitacji (pojawienie się pęcherzy powietrza) wyznaczono na podstawie obserwacji przepływającej strugi. Obserwacja była możliwa dzięki temu, że kryza dławiąca była wykonana ze szkła organicznego i odpowiednio podświetlona. Geometria przepływu w kryzie (kąt rozwarcia stożka, średnica kanału) były dobrane w taki sposób, aby zapewnić możliwe podobieństwo geometryczne do przepływów w układzie zawierającym element zamykający i gniazdo mikrozaworów typu wzniosowego (zawór maksymalny, dławiący, zwrotny). Jak wynika z przeprowadzonych badań doświadczalnych, początek powstawania kawitacji w takim elemencie oporowym, jakim jest kryza, występuje dla średniej wartości $v = 106$ m/s. Odpowiada to charakterowi przepływu turbulentnego, a liczba Reynoldsa dla tych parametrów (lepkość oleju = 200 cSt) wynosi 1100. W celu uniknięcia kawitacji w mikrozaworach nie powinno się przekraczać podanych prędkości przepływu w szczelinach dławiących. Z analiz zamieszczonych w pracy wynika, że podczas przepływów w zakresie kawitacyjnym dominujące są wyższe składowe harmoniczne widma hałasu. Stwierdzenie to może być wykorzystywane jako sygnał diagnostyczny pozwalający określić początek powstawania kawitacji, w wypadku gdy nie ma możliwości bezpośredniej obserwacji przepływu.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- Re – liczba Reynoldsa
- Eu – liczba Eulera
- D_u – średnica hydrauliczna
- S – pole powierzchni przepływu w szczelinie dławiącej
- Q_z – natężenie przepływu
- F_p – siła od ciśnienia statycznego
- F_t – siła tarcia
- F_s – siła sprężyny
- v – prędkość przepływu
- d – średnica gniazda
- r_H – promień hydrauliczny
- p – ciśnienie
- z – wznios grzybka zaworu
- l – długość tworzącej gniazdo zaworu
- z_α – kąt rozwarcia grzybka stożkowego
- μ – współczynnik przepływu
- ν – lepkość kinematyczna
- Δp – różnica ciśnień
- ρ – gęstość oleju
- η – lepkość oleju
- τ – naprężenie styczne
- ξ – współczynnik oporów miejscowych

LITERATURA

- [5.1] Domagała T., Kolek W., Kudźma Z., *Wibroakustyczna diagnostyka zasilacza hydraulicznego*, Napędy i sterowania hydrauliczne '96. Konferencja naukowo-techniczna. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu, Szklarska Poręba, 11–13 czerwca 1996, Oficyna Wyd. PWR., Wrocław 1996, s. 194–201.
- [5.2] Byung-Phil M., Mi-Young S., Ho-Seung J., Chul-Ju K., *Fabrication of a No-Leakage Micro-Valve with a Free-Floating Structure for a Drug-Delivery System*, Journal of the Korean Physical Society, Vol. 43, No. 5, November 2003.
- [5.3] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe. Mikrohydraulika*. X Ogólnopolska Konferencja CYLINDER 2000, Szczyrk, 27–29 września 2000, s. 62–69.
- [5.4] Dindorf R., Wołkow J., *Mikroukłady płynowe. Warunki podobieństwa*, IX Konferencja Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie, Eksploatacja Układów Hydraulicznych CYLINDER 1999, Zakopane 1999.
- [5.5] Kasprzak W., Lysik B., *Analiza wymiarowa. Algorytmiczne procedury obsługi eksperymentu*, WNT, Warszawa 1988.
- [5.6] Prosnak W., *Równania klasycznej mechaniki płynów*, WNT, Warszawa 2006.
- [5.7] *Poradnik inżyniera: Mechanika. Zasady teorii podobieństwa*, WNT, Warszawa 1968.
- [5.8] Baszta T.M., *Mašinostroitel'naja gidravlika*, Izdatelstwo Mašinostroenie, Moskwa 1971.
- [5.9] Kudźma Z., *Ocena właściwości dynamicznych jednostopniowych zaworów maksymalnych na podstawie charakterystyk statycznych*, Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, 1989, nr 6, s. 3–8.
- [5.10] Kudźma Z., *Częstość drgań własnych zaworu maksymalnego i układu hydraulicznego*, Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, 1990, nr 3, s. 27–30.
- [5.11] Kudźma Z., *Wpływ ukształtowania układu grzybek-gniazdo na własności statyczne zaworów maksymalnych*, Maszyny i Ciągniki Rolnicze, 1990, nr 2/3, s. 12–15.
- [5.12] Kolek W., Kudźma Z., Osiński P., Palczak E., Stosiak M., *Zagrożenia kawitacyjne w maszynach z napędem hydrostatycznym*, [w:] *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*. Praca zbiorowa, A. Klich (red. nauk.), E. Palczak, A. Meder, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008.
- [5.13] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, WNT, Warszawa 1984.

6. WYMAGANIA STAWIANE CIECZOM W UKŁADACH MIKROHYDRAULICZNYCH

Zygmunt KUDŹMA, Janusz RUTAŃSKI, Michał STOSIAK

6.1. KLASYFIKACJE OLEJÓW HYDRAULICZNYCH

Nośnikiem energii w układzie mikrohydraulicznym jest ciecz, nazywana także czynnikiem obiegowym lub roboczym. Ciecz robocza w urządzeniu mikrohydraulicznym spełnia zatem funkcje konstrukcyjne (przekazywanie ruchu, napędu,) oraz funkcje eksploatacyjne (smarowanie, chłodzenie i transportowanie zanieczyszczeń do miejsc oddzielenia ich od cieczy). Jako ciecz roboczą stosuje się przede wszystkim oleje mineralne (rzadziej emulsje olejowo-wodne lub ciecze syntetyczne).

Tabela 6.1. Klasy jakości mineralnych olejów hydraulicznych

Klasy jakości		Charakterystyka oleju	Zastosowanie oleju	Zawartość dodatków %
DIN 51524	ISO 6743/4			
—	HH	bez dodatków uszlachetniających	słabo obciążone systemy	0
HL	HL	z inhibitorami utleniania i korozji	umiarkowanie obciążone systemy	około 0,6
—	HR	z inhibitorami utleniania i korozji oraz modyfikatorami lepkości	umiarkowanie obciążone systemy pracujące w zmiennych temperaturach otoczenia	około 8
HLP	HM	z inhibitorami utleniania i dodatkami przeciwzużyciowymi	systemy pracujące pod wysokim ciśnieniem	około 1,2
HVLP	HV	z inhibitorami utleniania i korozji, dodatkami przeciwzużyciowymi oraz modyfikatorami lepkości	systemy pracujące pod wysokim ciśnieniem w różnych temperaturach otoczenia	około 8
HLPD	—	jak HLP plus dodatki, detergenty i dyspergenty (rozpuszczają większość obcych substancji i pozostawiają je w objętości oleju)		—

Tabela 6.2. Lepkość kinematyczna cieczy hydraulicznych zalecana przez niektórych producentów elementów hydraulicznych.

Urządzenia	Lepkość kinematyczna	
	podczas pracy mm ² /s	podczas rozruchu mm ² /s, max
DENISON HYDRAULICS Pompy o tłokach osiowych Pompy łopatkowe	10 ... 160 10 ... 100	1620 860
COMMERCIAL HYDRAULICS Pompy zębate	50 ... 100	1620
DANFOSS Silniki zębate wewnętrzne	21 ... 73	300
HYDROPERFECT INTERNATIONAL Pompy zębate	20 ... 40	2000
POCLAIN HYDRAULICS Pompy tłokowe osiowe	9 ... 100	500
REXROTH SIGMA Pompy zębate Pompy tłokowe (Hydromatik)	10 ... 300 10 ... 36	300 1000
SAUER/SUNDSTRAND Pompy tłokowe	12 ... 600	1000
VICKERS Pompy zębate Pompy łopatkowe Pompy tłokowe rządowe promieniowe lub osiowe Pompy tłokowe o osi łamanej Silniki wolnobieżne	13 ... 54 13 ... 54 13 ... 54 13 ... 54 13 ... 54	860 860 220 860 110
VOLVO HYDRAULIQUE Pompy tłokowe rządowe promieniowe lub osiowe Pompy tłokowe o osi łamanej	10 ... 75 8 ... 80	1000 850

W praktyce ze względu na właściwości użytkowe i jakościowe stosuje się dwie klasyfikacje olejów hydraulicznych: DIN 51 524 cz. II i III ISO/DIS 6743. Klasyfikacja według normy DIN 51 524 określa trzy klasy olejów hydraulicznych o zróżnicowanym poziomie jakości: HL, HLP, HVLP. Klasyfikacja według normy ISO 6743/4 i PN-91/C-96057/1 definiuje następujące klasy olejów: HH, HL, HR, HM i HG. Klasyfikacje te opisują jakość olejów poprzez określenie w ich składzie:

- inhibitorów utlenienia i korozji,
- dodatków smarnych,
- modyfikatorów lepkości.

Oleje HL i HLP/HM przeznaczone są głównie do stosowania w maszynach, w których występuje ograniczona zmienność temperatury otoczenia. Oleje HVLP/HV

mają zastosowanie głównie w maszynach mobilnych, np. maszynach do prac ziemnych, sprzęcie budowlanym, maszynach rolniczych i innych pracujących w zmiennych warunkach temperaturowych. W tabeli 6.1 zestawiono klasy olejów hydraulicznych.

Podstawowym kryterium doboru odpowiedniego oleju do układów hydrostatycznych jest lepkość oraz charakterystyka lepkościowo-temperaturowa. Przepływ oleju o większej lepkości, wiążący się z większymi stratami hydraulicznymi, powoduje zmniejszenie sprawności hydraulicznej układu. Zmniejszenie lepkości wpływa na zwiększenie strat wolumetrycznych w poszczególnych elementach układu, a więc mniejsza sprawność objętościową.

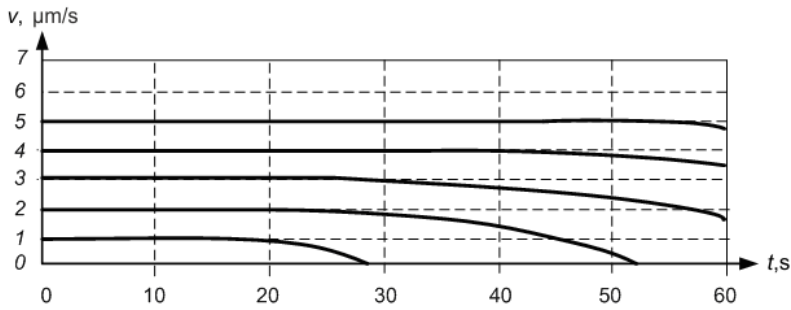
W tabeli 6.2 zestawiono zakresy lepkości kinematycznej cieczy roboczej, zalecane przez czołowe firmy produkujące elementy i układy hydrauliczne.

6.2. BADANIA OKREŚLAJĄCE WYMAGANIA STAWIANE CIECZOM ROBOCZYM W UKŁADACH MIKROHYDRAULICZNYCH

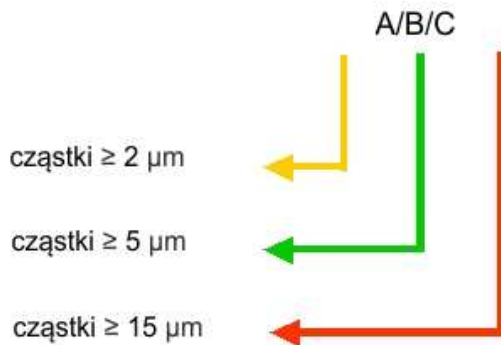
Parametrami cieczy, istotnymi w projektowanych układach mikrohydraulicznych, są: klasa czystości cieczy roboczej oraz zakres zmian współczynnika lepkości. Cechy te decydują m.in. o fizykochemicznym zjawisku tzw. obliteracji (zarastania, zamulania) szczelin, występującym przy przepływie oleju przez szczelinę o małych wymiarach. Przy założonych wymiarach geometrycznych, np. zaworu maksymalnego z grzybkim stożkowym o kącie rozwarcia $2\alpha = 90^\circ$ i średnicy gniazda $d = 2$ mm, ciśnieniu otwarcia $p_0 = 16$ MPa i natężeniu przepływu $Q = 1$ dm³/min (parametry projektowanego mikrozaworu maksymalnego), przemieszczenie grzybka z wynosi mniej niż 0,1 mm. Odpowiada to minimalnej szerokości s szczeliny dławiącej rzędu 0,04–0,05 mm. W takich przekrojach przepływowych o wymiarach zminimalizowanych możliwe jest powierzchniowe wiązanie się (osadzanie się, przylepianie, adsorbowanie) kleistych cząstek cieczy na krawędziach szczeliny pod wpływem oddziaływania sił międzycząsteczkowych (adhezja), sił pola elektrostatycznego oraz sił mechanicznych na pograniczu ośrodków, a wskutek tego stopniowe zmniejszanie się pola przekroju szczeliny w funkcji czasu. Dowodem na to jest m.in. wykres pokazany na rysunku 6.1 [6.3].

Krzywe zmian prędkości ruchu tłoka serwonapędu elektrohydraulicznego przy małych otwarciach wzmacniacza hydraulicznego wyznaczone w trakcie badań doświadczalnych pokazano na rysunku 6.1. Przebieg krzywych dowodzi, że po upływie czasu zależnego od szerokości otwarcia zaworu prędkość się zmniejsza aż do całkowitego zatrzymania tłoka. Oznacza to, że w trakcie pracy z małymi prędkościami (przy małych otwarciach) zatykają się szczeliny zaworu.

Badania doświadczalne zjawiska obliteracji przeprowadzono w stałej temperaturze czynnika roboczego, tj. 40 °C, oraz dla dwóch różnych rodzajów olei hydraulicznych:



Rys. 6.1 Prędkość ruchu tłoka serwonapędu przy małych przepływach [6.3]



Rys. 6.2. Schemat podziału granulacji zanieczyszczeń według ISO 4406

Azolla ZS22 i HL68. Lepkości kinematyczne oleju dla przyjętej temperatury pracy wynosiły odpowiednio $\nu = 65,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dla HL 68 i $\nu = 22,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dla Azolla ZS22, różnica lepkości była więc trzykrotna. Olej Azolla ZS22 odpowiada symbolem z tabeli 6.1 według DIN 51524 – HLP, a według ISO 6743/4 – HM. \geq

Przed zalaniem układu mikrohydraulicznego olejem dostarczonym w oryginalnych pojemnikach przez producentów przeprowadzono badania czystości wspomnianych cieczy roboczych. Do określenia klasy czystości olejów zastosowano miernik laserowy typu LCM-2025 produkcji Parker Hannifin. W pomiarach określono klasę oleju HL68 według NAS 1638 na poziomie 10, co odpowiada klasie 21/19/15 według ISO 4406 z roku 1999. Nieco lepszej klasy czystości był dostarczony olej Azolla ZS22 – według NAS 1638 klasa 9, według ISO 4406 klasa 20/18/15. W celu wyjaśnienia, co oznaczają poszczególne klasy czystości, sporządzono schemat (rys. 6.2) pokazujący podział zanieczyszczeń o określonej wielkości według ISO 4406 i zależność między liczbą cząstek o danej granulacji a przynależnością do danej klasy. Przypisanie do danej klasy według liczby cząstek obrazuje tabela 6.3. Tabela 6.4 przedstawia porównanie klas czystości oleju według ISO 4406 z roku 1987 i z roku 1999 (uwzględniono

dodatkowo zanieczyszczenia o wielkości w przedziale 2–5 μm) i według NAS 1638. Układ mikrohydrauliczny zalewano poprzez filtr o dokładności filtracji 10 μm , tj. takiej samej jak w wypadku filtra umieszczonego na przewodzie zlewowym układu mikrohydraulicznego. Zabiegi te pozwoliły poprawić klasę czystości obu cieczy roboczych do poziomu NAS 8, co odpowiada ISO 19/17/14.

Badanie zjawiska obliteracji przeprowadzono w układzie przedstawionym na rysunku 6.3. Polegały one na pomiarze natężenia przepływu przez mikrozawór dławiący opisany w rozdziale 7 w funkcji czasu przy stałej wartości ciśnienia zasilania ustalonego za pomocą mikrozaworu maksymalnego. Wyznaczono stałą wartość przemieszczenia grzybka zaworu dławiącego od gniazda na poziomie 50 μm i 80 μm przy średnicy gniazda równej 2 mm.

Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 6.4 i 6.5, przy czym nie zauważono znaczącej różnicy dla różnych olejów wykorzystywanych w badaniach. Różnice te mieściły się w zakresie niepewności pomiarowej.

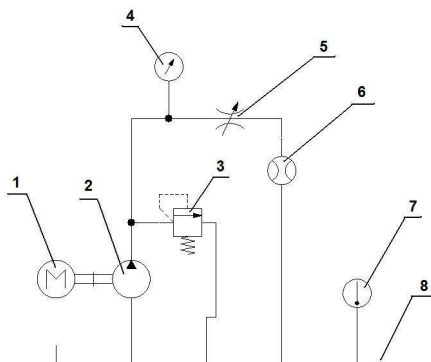
Przedstawione wykresy (rys. 6.4 i 6.5) pokazują, że następuje spadek natężenia przepływu Q przez szczelinę zaworu dławiącego w funkcji czasu t . Utrzymanie stałej wartości ciśnienia zasilania kontrolowaną za pomocą manometru świadczy o zmniejszeniu pola przepływu w szczelinie dławiącej, a więc o zaistnieniu zjawiska oblitera-

Tabela 6.3. Przyporządkowanie klasy czystości w zależności od liczby cząstek

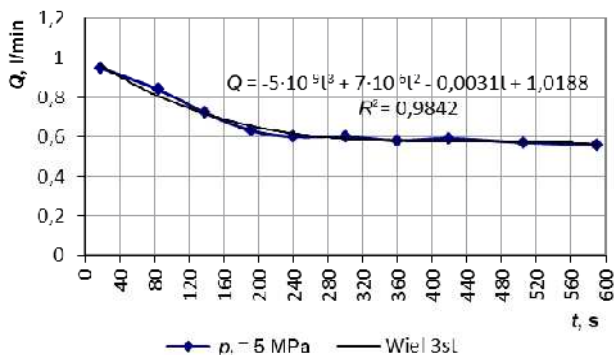
Numer zakresu	Liczba cząstek w 1 ml
24	80000–160000
23	40000–80000
22	20000–40000
21	10000–20000
20	5000–10000
19	2500–5000
18	1300–2500
17	640–1300
16	320–640
15	160–320
14	80–160
13	40–80
12	20–40
11	10–20
10	5–10
9	2,5–5
8	1,3–2,5
7	0,64–1,3
6	0,32–0,64

Tabela 6.4. Porównanie klas czystości oleju

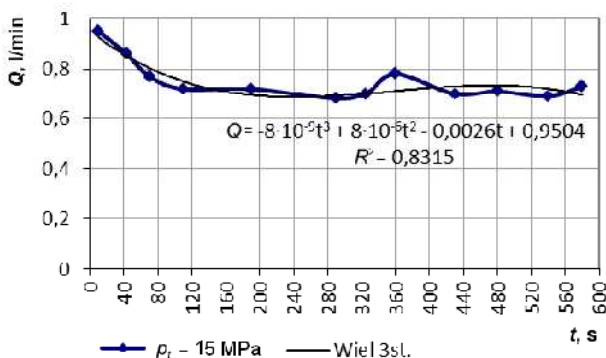
ISO 4406: 1999	ISO 4406: 1987	NAS 1638 CLASS
13/11/8	11/8	2
14/12/9	12/9	3
15/13/10	13/10	4
16/14/9	14/9	–
16/15/11	14/10	5
17/15/9	15/9	–
17/15/10	15/10	–
17/15/12	15/12	6
18/16/10	16/10	–
18/16/11	16/11	–
18/16/13	16/13	7
19/17/12	17/12	–
19/17/14	17/14	8
20/18/12	18/12	–
20/18/13	18/13	–
20/18/15	18/15	9
21/19/13	19/13	–
21/19/16	19/16	10
22/20/13	20/13	–
22/20/17	20/17	11



Rys. 6.3. Schemat hydrauliczny stanowiska do badań obliteracji:
 1 – silnik elektryczny, 2 – pompa zębata, 3 – zawór przelewowy,
 4 – manometr, 5 – badany zawór dławiący, 6 – przepływomierz,
 7 – termometr, 8 – zbiornik



Rys. 6.4. Zależność natężenia przepływu Q przez zawór dławiący w funkcji czasu t , $p_t = 5 \text{ MPa}$



Rys. 6.5. Zależność natężenia przepływu Q przez zawór dławiący w funkcji czasu t , $p_t = 15 \text{ MPa}$

cji. Jest to niewątpliwie istotny problem występujący w eksploatacji układów mikrohydraulicznych, który w układach konwencjonalnych, z racji występujących przekrojów przepływowych pojawia się w ograniczonym stopniu. Problem obliteracji został tu tylko zasygnalizowany na podstawie przeprowadzonych pomiarów i będzie wymagał dalszych analiz i badań.

Pewną nadzieję można wiązać z ewentualnym wprowadzeniem mikrodrgań elementów sterujących mikrozaworów, analogicznie do rozwiązania zastosowanego w rozdzielaczach proporcjonalnych konwencjonalnych, ale pod warunkiem, że wykorzystywane będzie sterowanie elektryczne. Alternatywnym rozwiązaniem tego problemu, tj. oczyszczania szczelin przepływowych, może też być wykorzystanie pulsacji ciśnienia wynikającej z wahań wydajności pompy wporowej i wykorzystanie zjawisk rezonansowych w przewodzie mikrohydraulicznym. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdza się, że ciecz stosowana w układach mikrohydraulicznych powinna mieścić się w klasie czystości 17/15/12 według ISO 4406, oraz zaleca się stosowanie filtrów o dokładności filtracji $10\ \mu\text{m}$. Zakres lepkości powinien wynosić $10\text{--}75\cdot 10^{-6}\ \text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- Re – liczba Reynoldsa
- Eu – liczba Eulera
- D_u – średnica hydrauliczna
- S – pole powierzchni przepływu w szczelinie dławiącej
- Q_z – natężenie przepływu
- F_p – siła od ciśnienia statycznego
- F_t – siła tarcia
- F_s – siła sprężyny
- v – prędkość przepływu
- d – średnica dniazda
- r_H – promień hydrauliczny
- p – ciśnienie
- z – wznios grzybka zaworu
- l – długość tworzącej gniazdo zaworu
- z_a – siła od ciśnienia statycznego
- μ – współczynnik wypływu
- ν – lepkość kinematyczna
- Δp – różnica ciśnień
- ρ – gęstość oleju
- η – lepkość oleju
- τ – naprężenie styczne
- ζ – współczynnik oporów miejscowych

LITERATURA

- [6.1] ISO 6743-4 Smary, oleje przemysłowe i produkty pokrewne (klasa L) – Klasyfikacja – Część 4: H Rodzina (systemy hydrauliczne).
- [6.2] PN-91/C-96057/1.
- [6.3] Myszkowski A., *Badania i modelowanie zjawiska obliteracji w serwonapędzie elektrohydraulicznym z silnikiem skokowym*. Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, vol. 25, nr 2/2005.

7. MODELE MATEMATYCZNE ELEMENTÓW MIKROHYDRAULICZNYCH

Zygmunt KUDŹMA, Grzegorz ŁOMOTOWSKI,
Piotr OSIŃSKI, Michał STOSIAK

7.1. MODEL MATEMATYCZNY MIKROROZDZIELACZA HYDRAULICZNEGO

7.1.1. PRZYJĘCIE ZAŁOŻEŃ UPRASZCZAJĄCYCH MODELU

Ogólne rozwiązanie problemów dynamiki hydrostatycznego układu napędowego lub elementu hydraulicznego jest bardzo trudne, jeśli uwzględnia się wszystkie czynniki związane z jego pracą. W wypadku bezpośredniej modyfikacji warunków pracy jednego członu układu hydraulicznego, np. rozdzielacza, przy nagłej zmianie wydajności pompy zmienia się nagle ciśnienie i prędkość przepływu medium. W układzie powstają skomplikowane procesy m.in. o charakterze drgań tłumionych [7.1]. Zmiana obciążenia pompy powoduje zmianę obciążenia silnika elektrycznego napędzającego pompę, a więc wpływa na zmiany stanów przejściowych w układzie elektrycznym, które z kolei oddziałują na pracę pompy i rozdzielacza. To sprzężenie układu hydrauliczno-mechanicznego i elektrycznego powoduje, że trudno jest wyrazić m.in. wpływ strat wolumetrycznych oraz tarcia wiskotycznego, ponieważ w stanach przejściowych zmienia się przepływ przez szczeliny oraz siły tarcia. Nie bez znaczenia dla dokładnego opisu zjawisk jest zmiana temperatury w różnych miejscach układu i związana z nią zmiana lepkości czynnika roboczego. Przystępując do matematycznego opisu zjawisk w stanach quasi-ustalonych elementów i układów hydraulicznych, tworzy się układ hipotetyczny, który odpowiada rzeczywistemu układowi pod względem jego cech istotnych dla badanego zagadnienia. Jest jednak wyidealizowany i dlatego łatwiej poddaje się studiom analitycznym.

Przy tworzeniu modelu matematycznego, w celu otrzymania prostej postaci końcowej równań opisujących stan rozważanego elementu, przyjmuje się kilka założeń upraszczających (przybliżeń) według następującego schematu [7.2]:

- pomijanie małych wpływów,

- założenie, że układ badany nie powoduje zmian w otaczającym go środowisku,
- zastępowanie parametrów rozłożonych przez parametry skupione,
- zakładanie prostych liniowych (zlinearyzowanych) zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki,
- założenie, że parametry fizyczne nie zmieniają się w czasie (nie są funkcjami czasu),
- unikanie nieokreśloności i pomijanie szumów.

Na podstawie przedstawionego schematu w modelu matematycznym rozdzielacza przyjęto następujące szczegółowe założenia upraszczające:

- pomija się wpływ pulsacji ciśnienia spowodowany pulsacją wydajności,
- pomija się wpływ sprężystości korpusu rozdzielacza i suwaka rozdzielacza oraz zakłada całkowicie sztywne mocowanie rozdzielacza do sztywnego podłoża,
- przyjmuje się, że masa oleju stowarzyszonego z suwakiem rozdzielacza jest na tyle mała w porównaniu z masą suwaka, że w analizach można ją pominąć,
- przyjmuje się parametry skupione, ponieważ układ o parametrach rozłożonych musi być opisany za pomocą równań różniczkowych cząstkowych, które na ogół są bardzo trudne do rozwiązania,
- przewody hydrauliczne charakteryzowane przez opór czynny, inertancję i pojemność skupioną w punktach rozpatrywanego układu,
- pomija się straty przepływu w przewodach hydraulicznych,
- czynnik roboczy nie zmienia swoich właściwości fizycznych,
- nie występuje kawitacja czynnika roboczego,
- pompa wyporowa napędzana jest przez silnik elektryczny ze stałą prędkością, niezależnie od quasi-ustalonego stanu.

7.1.2. ANALIZA OBCIĄŻEŃ DZIAŁAJĄCYCH NA SUWAK ROZDZIELACZA

Przystępując do analizy modelu teoretycznego mikrorozdzielacza, za punkt wyjścia można przyjąć bilans sił działających na suwak. W literaturze [7.3] stosowany jest podział sił ze względu na kierunek działania na poprzeczne i wzdłużne. Siły te określają opory ruchu suwaka, które należy pokonać przy przesterowaniu. Siły poprzeczne ruchu suwaka względem tulei nie mają bezpośredniego wpływu na jego ruch, jednak działając prostopadle do osi suwaka, decydują o siłach tarcia, a zatem o oporach ruchu, występujących na powierzchni suwaka. Obciążenia wzdłużne są często znacznie większe od działających sił bezwładności i tarcia, zatem w decydujący sposób określają siłę niezbędną do przesterowania suwaka rozdzielacza.

Ze względu na to, że kanały, zamykane przez tłoczki suwakowe, wykonane są na całym obwodzie tulei, rozkład ciśnienia działającego na tłoczek jest na całym jego obwodzie równomierny, co powoduje, że suwak jest obciążony siłami tylko promiennymi.

Jeśli suwak, pozostający przez pewien czas w spoczynku, zostanie tak dociśnięty do tulei, że nastąpi przerwanie rozdzielającej je warstewki, może pojawić się wówczas tarcie pólisuche, które prowadzić może do całkowitego unieruchomienia suwaka poprzez jego zakleszczenie w tulei.

Niezbędna siła osiowa potrzebna do przesterowania suwaka jest sumą sił bezwładności suwaka i związanej z nim masy cieczy, tarcia w tulei oraz sił będących rezultatem przepływu czynnika w kanałach rozdzielacza z określoną prędkością. Siłę bezwładności można określić z zależności:

$$F_b = m \frac{d^2 X}{dt^2} \quad (7.1)$$

gdzie: m – masa ruchomych elementów nastawczych suwaka tłoczkowego oraz słupa cieczy z nim związanego, X – przemieszczenie suwaka.

Dla rozdzielacza zawierającego sprężyny centrujące uwzględnia się dodatkowo jedną trzecią ich masy.

Przy dobrych warunkach smarowania pary suwakowej można pominąć tarcie Coulomba [7.3]. Natomiast przy dużych prędkościach przesterowania, które mogą wystąpić ze względu na zewnętrzne wymuszenia kinematyczne, należy uwzględnić tarcie newtonowskie w postaci zależności:

$$F_t = \pi d_t \frac{l}{h} \mu \frac{dX}{dt} \quad (7.2)$$

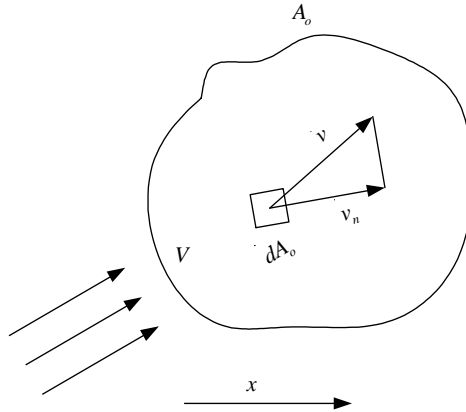
gdzie: d_t – średnica tłoczka, l – długość tłoczka, h – grubość szczeliny.

Siły hydrostatyczne wywołane przepływem cieczy przez kanały i szczeliny pary suwakowej są wynikiem różnicy ciśnień strumienia wejściowego i wyjściowego w kanale, wywołanej oporami przepływu przez szczelinę sterującą. Na ogół różnice te nie są duże, jednak działając na większe powierzchnie, mogą powodować powstanie znaczących sił. Jednak na skutek tego, że powierzchnie czołowe tłoczków są równe siły te kompensują się.

Znacznie większe są siły wywołane zmianą pędu strugi, tj. siły hydrodynamiczne. Siły te oddziałują zarówno na elementy pary suwakowej, jak i na ciecz. Można je wyznaczyć, rozwiązując układ dwóch równań podstawowych dla dowolnego obszaru bezźródłowego o powierzchni A_0 i objętości V , przez który przepływa ciecz o gęstości ρ (rys. 7.1):

- równanie definicyjnego pędu:

$$\bar{P} = \frac{\partial}{\partial t}(m\bar{v}) \quad (7.3)$$



Rys. 7.1. Obszar bezźródłowy o objętości V zamknięty powierzchnią A_0

- równanie ciągłości przepływu:

$$\iint_{(A_0)} \rho v_n dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{(V)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV = 0 \quad (7.4)$$

gdzie v_n – składowa normalna prędkości v do powierzchni A_0 .

Wartość siły hydrodynamicznej otrzymuje się po rozwiązaniu równań (7.3) i (7.4) dla założonego kierunku x :

$$\bar{F} dx = - \iint_{(A_0)} \rho v_n v_x dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{(V)} \rho v_x dV \quad (7.5)$$

W powyższym równaniu pierwszy składnik sumy jest składową wynikającą ze zmiany pędu przy przepływie ustalonym ($Q = \text{const}$), drugi przy przepływie nieustalonym ($Q \neq \text{const}$). W przypadku przepływu jednowymiarowego cieczy nieściśliwej ($\rho = \text{const}$) równanie to upraszcza się do postaci:

$$\bar{F} dt = m d\bar{v} \quad (7.6)$$

czyli

$$\bar{F} = \rho Q dt \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (7.7)$$

ponieważ dla cieczy $dm = \rho Q dt$.

Przy przepływie ustalonym siła potrzebna do zmiany prędkości między dwoma dowolnymi przekrojami rozpatrywanego obszaru wyniesie:

$$\bar{F} = \int \rho Q d\bar{v} = \rho Q (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad (7.8)$$

Przy przepływie nieustalonym występuje dodatkowa składowa siły, wynikająca z pochodnej lokalnej, która po podstawieniu do zależności (7.7)

$$m = \rho l_p A_0 \quad \text{oraz} \quad v = \frac{Q}{A_0} \quad \text{skąd} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{1}{A_0} \frac{dQ}{dt}$$

gdzie l_p – odległość między rozpatrywanymi przekrojami.

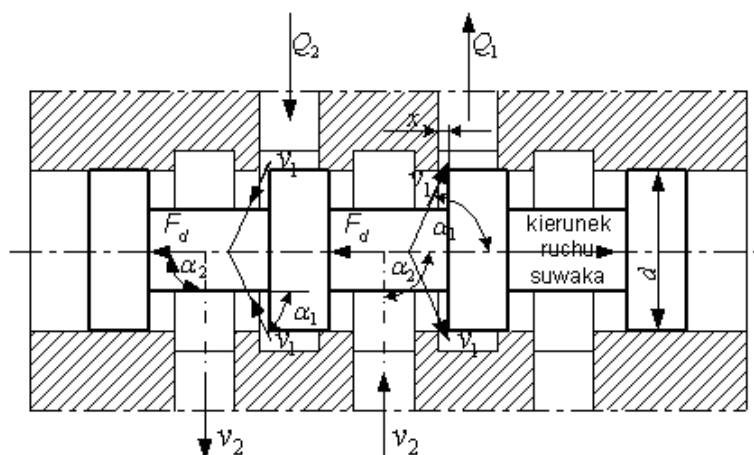
Po dokonanej analizie można zapisać postać siły hydrodynamicznej, która nadaje przyspieszenie słupowi cieczy o długości l_p :

$$F_d = \rho l_d \frac{dQ}{dt} \quad (7.9)$$

Siła hydrodynamiczna działa zawsze w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu suwaka, przeciwstawiając się jego przemieszczaniu. Na rysunku 7.2 przedstawiono suwak rozdzielacza w momencie przesterowania. W jego lewej części następuje spływ od odbiornika, w prawej zaś od źródła zasilania do odbiornika. Dla przepływu ustalonego, korzystając z (7.8), obliczyć można siłę hydrodynamiczną dla lewej części rozdzielacza:

$$F_d = \rho Q [v_2 \cos \alpha_2 - v_1 \cos (180 \pm \alpha_1)] = \rho Q v_1 \cos \alpha_1 \quad (7.10)$$

z uwagi na to, że $\cos \alpha_2 = \cos \frac{\pi}{2} = 0$ oraz $\cos (180 \pm \alpha_1) = -\cos \alpha_1$.



Rys. 7.2. Obciążenie suwaka siłami hydrodynamicznymi – suwak ostrokrawędziowy

Wyptyw w szczelinie utworzonej przez krawędź sterującą w prawej części rozdzielacza następuje pod kątem α_1 . Zgodnie z (7.8) wartość siły hydrodynamicznej wynika z różnicy prędkości wyptywu i wlotu:

$$F_d = \rho Q [v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2] = \rho Q v_1 \cos \alpha_1 \quad (7.11)$$

Dla przepływu nieustalonego uwzględnić należy jeszcze składową siły wynikającą z konieczności przyspieszenia słupa cieczy, wobec czego siła hydrodynamiczna opisa-na będzie zależnością:

$$F_d = \rho Q v \cos \alpha \mp \rho l_p \frac{dQ}{dt} \quad (7.12)$$

przy czym znak „-” odnosi się do przypadku, gdy wlot cieczy następuje po stronie krawędzi sterującej, a wylot do kanału wyjściowego; znak „+” obowiązuje dla przepływu w kierunku odwrotnym. Zatem dla przepływu, gdy wlot cieczy występuje po stronie krawędzi sterującej, składowa ta dąży do zwiększenia pola powierzchni przekroju przepływowego, w drugim wypadku do jego zmniejszenia.

Kąt wyptywu strugi ze szczeliny sterującej, utworzonej przez tłoczek ostrokrawędziowy w kanale tulei suwakowej, jest zależny od względnego otwarcia kanału przepływowego x . Tak więc kąt α przyjmuje wartość 69° dla otwarć niewielkich, lecz większych od wartości luzu promieniowego tłoczka. Siłę hydrodynamiczną (po pominięciu składowej dla przepływu nieustalonego w warunkach quasi-ustalonych) można zapisać ostatecznie [7.3]:

$$F_d = \frac{0,72}{\sqrt{\xi}} A_x \Delta p \quad (7.13)$$

lub

$$F_d = 0,36 Q \sqrt{2 \rho \Delta p} \quad (7.14)$$

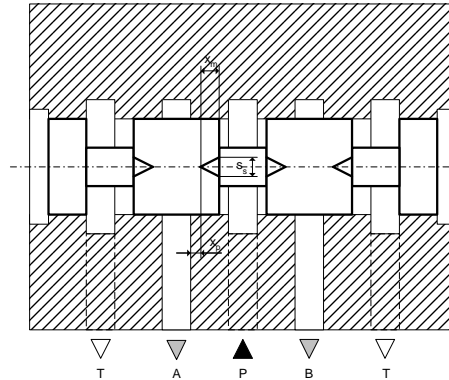
gdzie: $A_x = 4 \frac{1}{2} s_s \frac{(X - x_p)^2}{x_m}$ – pole powierzchni przekroju przepływowego szczeliny

(rowki o przekroju trójkątnym rozmieszczone są na obwodzie tłoczka suwaka co 90°),

$\xi = \frac{1}{C_q^2} \approx \frac{1}{\chi^2}$, C_q – współczynnik przepływu, Δp – spadek ciśnienia w szczelinie.

Geometrię mikrorozdzielacza przedstawiono na rysunku 7.3.

W tak rozpatrywane obciążenie osiowe suwaka największy wkład mają siły centrujące, zapewniające one powrót suwaka w położenie neutralne w chwili ustania działania siły. Dla mikrorozdzielacza siła przesterowująca suwak, a pochodząca np. od konwencjonalnych elektromagnesów, musi spełniać warunek:



Rys. 7.3. Geometria mikrorozdzielacza 4/3

$$F_M > F_s + \sum F_i$$

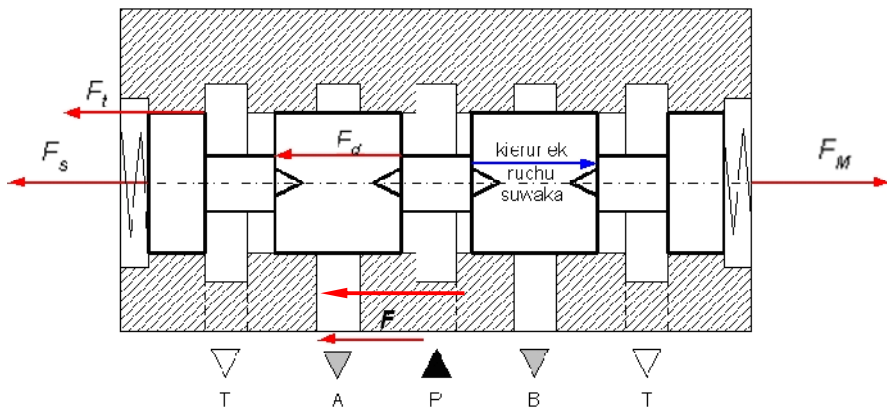
gdzie: F_s – siła sprężyny, $\sum F_i$ – opory ruchu suwaka.

Powyższą analizę sił działających na suwak rozdzielacza można zapisać w postaci równania sił działających na suwak w stanie ustalonym:

$$m \frac{d^2 X}{dt^2} + \pi d_t \frac{l}{h} \mu \frac{dX}{dt} + 0,72 \frac{1}{\sqrt{\xi}} 4 \frac{1}{2} s_s \frac{(X - x_p)^2}{x_m} (p_1 - p_1) + cX = F_M \quad (7.15)$$

przy czym poszczególne składniki równania (7.15) zostały wyjaśnione w równaniach 7.1–7.14. W tabeli 7.1 zestawiono parametry występujące w równaniu.

Ostatecznie siły działające na suwak rozdzielacza w stanie ustalonym przedstawiono, po zrzutowaniu na oś główną suwaka, na rysunku 7.4.



Rys. 7.4. Siły (rzut sił) działające na suwak rozdzielacza wyposażonego w elektromagnesy konwencjonalne

Równaniem modelu matematycznego w stanie ustalonym jest równanie określające zależność pomiędzy przemieszczeniem suwaka a przepływem przez mikrorozdzielacz i towarzyszący temu spadek ciśnienia. Równanie to, dla przepływu przez szczelinę o przekroju trójkątnym, przedstawia się następująco:

$$Q_r = 4 \frac{1}{2} s_s \frac{(X - x_p)^2}{x_m} 0,75 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\Delta p) \quad (7.16)$$

gdzie: x_p – wielkość przekrycia w parze suwak-tuleja, s_s – maksymalna szerokość szczeliny, x_m – wysokość szczeliny (rys. 7.3), X – przemieszczenie suwaka, Δp – spadek ciśnienia na mikrorozdzielaczu, ρ – gęstość oleju hydraulicznego.

W celu wyznaczenia charakterystyki statycznej mikrorozdzielacza należy przyjąć wartości liczbowe występujących parametrów w modelu. Przyjęto zatem dla mikrorozdzielacza:

$$s_s = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m},$$

$$x_p = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m},$$

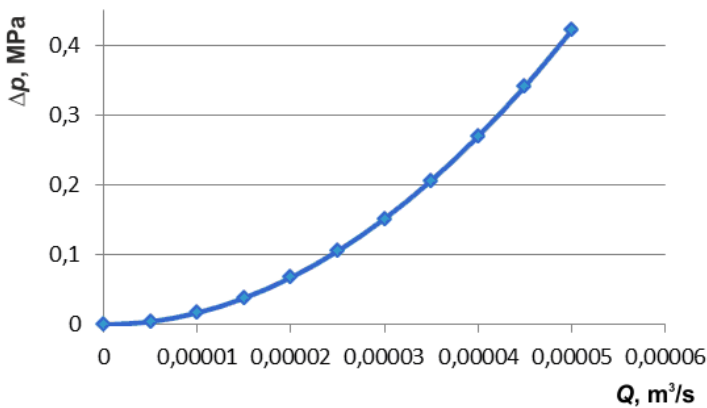
$$x_m = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ m},$$

$$x_r = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

$$\rho = 866 \text{ kg/m}^3$$

Dla takich wartości parametrów otrzymano wykres zależności $\Delta p = f(Q)$ dla mikrorozdzielacza hydraulicznego (rys. 7.5).

Po uwzględnieniu specyfiki rozwiązania konstrukcyjnego rozdzielacza, równanie (7.15) może być stosowane również do opisu mikrorozdzielacza z cewkami elektro-



Rys. 7.5. Charakterystyka statyczna mikrorozdzielacza dla maksymalnego przesunięcia suwaka

Tabela 7.1. Wykaz niektórych parametrów równań

Symbol	Parametr	Wymiar w układzie jednostek SI
m	masa suwaka tłoczkowego i 1/3 masa sprężyny	kg
X	przeszczenie suwaka tłoczkowego	m
s_s	maksymalna szerokość szczeliny	m
x_m	długość szczeliny	m
x_p	przesunięcie względem siebie krawędzi suwaka i obudowy	m
d_t	średnica tłoczka	m
l	długość tłoczka	m
h	grubość szczeliny pary suwak-tuleja	m
A_x	pole powierzchni przekroju przepływowego szczeliny	m ²
p_1	ciśnienie przed rozdzielaczem	Pa
p_2	ciśnienie za rozdzielaczem	Pa

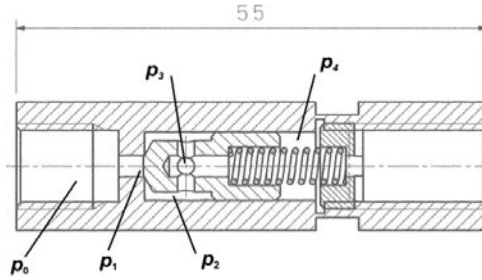
magnesów proporcjonalnych. Specyfika rozwiązania konstrukcyjnego dotyczy w istotnym stopniu powierzchni pola przepływowego szczeliny rozdzielacza (kształtu i rozmieszczenia rowków na obwodzie suwaka).

7.2. OPRACOWANIE MODELU MATEMATYCZNEGO MIKROZAWORU ZWROTNEGO ROZWIĄZANIE MODELU

7.2.1. MODEL MATEMATYCZNY WYBRANEJ KONSTRUKCJI MIKROZAWORU ZWROTNEGO

Zawory zwrotne pełnią bardzo ważną funkcję w układzie hydraulicznym. Działanie tego rodzaju elementów polega na szczelnym zamknięciu przepływu cieczy w jednym kierunku oraz umożliwieniu przepływu w kierunku przeciwnym, ale z jak najmniejszymi oporami. Zaprojektowano mikrozwór, który spełnia te wymagania oraz cechuje się prostą budową, co umożliwi obniżenie kosztów jego wykonania. W zaworze tym umieszczono sprężynę, dzięki której mógł on szybko i pewnie zamknąć przepływ cieczy w kierunku zaporowym, niezależnie od różnicy ciśnień oraz od usytuowania zaworu.

Opracowany model matematyczny dotyczy konstrukcji zaworu przedstawionej na rysunku 7.6. Należy jednak podkreślić, że poszczególne elementy składowe modelu matematycznego można wykorzystać do tworzenia modeli dla mikrozworów o innych konstrukcjach.



Rys. 7.6. Schemat konstrukcyjny zaprojektowanego mikrozaworu zwrotnego z zaznaczonym rozkładem ciśnień

Szczelne zamknięcie przepływu w kierunku zaporowym możliwe jest dzięki parze elementów grzybek–gniazdo, często wykorzystywanej w układach hydraulicznych. Szczelność zależy od dokładności wykonania elementów oraz od odpowiedniej twardości współpracującej pary. Szybkość działania zaworu zależy nie tyle od jego konstrukcji, ile od właściwości układu, w jakim on pracuje. Ze względu na znaczną złożoność, problem szczelności oraz szybkości działania nie został ujęty w niniejszym opracowaniu. Skupiono się natomiast na problemie minimalnych oporów przepływu cieczy przez zawór zwrotny w kierunku przeciwnym do zaporowego i tej kwestii dotyczy opracowany model matematyczny.

W zminiaturyzowanych elementach hydraulicznych są małe natężenia przepływu, a co za tym idzie małe wartości liczby Reynoldsa. Pociąga to za sobą możliwość wystąpienia przepływów laminarnych lub przejściowych w miejscach, gdzie w klasycznej hydraulice zakłada się przepływy turbulenty. Podstawowym wzorem określającym spadek ciśnienia Δp w oporach miejscowych jest wzór:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (7.17)$$

gdzie: ρ – gęstość cieczy, kg/m^3 , v – średnia prędkość cieczy w najmniejszym przekroju, m/s , ξ – bezwymiarowy współczynnik oporów przepływu, który dla przepływów turbulenty ma wartość stałą, natomiast dla przepływów laminarnych bądź przejściowych jest funkcją liczby Reynoldsa.

Opis współczynnika oporów przepływu dla małych wartości liczby Reynoldsa jest podany w równaniu [7.4]. Autor definiuje ten współczynnik zgodnie ze wzorem:

$$\xi = \xi_0 b(Re) \quad (7.18)$$

gdzie: ξ_0 – współczynnik oporów przepływu dla danego oporu miejscowego przy przepływie intensywnie turbulenty (liczba Reynoldsa > 2300), b – współczynnik poprawkowy zależny od liczby Reynoldsa. Funkcja $b(Re)$ została w pozycji [7.4] zamieszczona w postaci tabeli dla zbioru 11 punktów dla liczb Reynoldsa 10–2300 (por. tab. 7.2).

Tabela 7.2. Zależność współczynnika poprawkowego od liczby Reynoldsa [7.4]

Liczba Reynoldsa Re	Współczynnik poprawkowy b
2300	1
2000	1,03
1500	1,13
1000	1,26
750	1,37
500	1,53
250	3
100	7,5
50	15
25	30
10	70

Jako że badany mikrozwór zwrotny powinien pracować w zakresie natężeń przepływów 0–2 l/min, liczby Reynoldsa w oporach miejscowych tego zaworu zawierają się w przedziale 0–500. Zależność współczynnika korekcyjnego b od liczby Reynoldsa może więc być w takim zakresie dość dobrze odwzorowana funkcją:

$$b(Re) = \frac{730}{Re} \quad (7.19)$$

Błąd względny między funkcją (7.19), a punktami z tablicy 7.2 dla liczb Reynoldsa 10–500 wynosi mniej niż 5%.

Po złożeniu wzorów (7.17), (7.18) oraz (7.19) otrzymamy:

$$\Delta p = \xi_0 \frac{730}{Re} \frac{\rho v^2}{2} = \xi_0 \frac{730 Q \rho v}{\pi d_H^3} \quad (7.20)$$

gdzie: Q – objętościowe natężenie przepływu, m³/s, v – kinematyczny współczynnik lepkości, m²/s, d_H – średnica hydrauliczna najmniejszego przekroju, m.

W mikroelementach hydraulicznych przepływ następuje bardzo często przez krótkie otwory. Ze względu na to, że przepływ nie ma możliwości kształtowania się w nich tak jak w przewodach, nie można stosować zależności Hagen–Poiseuille’a. W takich przypadkach poprawny jest wzór:

$$\Delta p = \frac{96}{Re} \rho \frac{L v^2}{D} = \frac{192 Q v \rho L}{\pi D^4} \quad (7.21)$$

gdzie: L – długość otworu, m, D – średnica otworu, m.

Tworzenie modelu matematycznego rozpoczęto od określenia wartości ciśnienia w poszczególnych komorach w zależności od natężenia przepływu cieczy przez zawór (rys. 7.6). Kluczowe wymiary geometryczne elementów zaworu są następujące: średnica przyłącza $D_p = 10$ mm, średnica gniazda $D_0 = 2,5$ mm, długość gniazda $L_0 = 3$ mm, kąt wierzchołkowy grzybka stożkowego $\alpha = 120^\circ$, średnica czterech otworów wydrążonych w grzybku $D_{go} = 2$ mm, średnica otworu środkowego wydrążonego w grzybku $D_g = 2,5$ mm, długość otworu środkowego wydrążonego w grzybku $L_g = 4$ mm, średnica otworu tulejki $D_t = 2,5$ mm, średnica wewnętrzna korpusu zaworu $D_k = 8,4$ mm.

Analizę rozpoczęto od określenia ciśnienia p_4 w komorze między grzybkim a tulejką. Zgodnie ze wzorem (7.20) ciśnienie to można zapisać za pomocą wyrażenia:

$$p_4 = \xi_4 \frac{730Q\rho v}{\pi D_t^3} \quad (7.22)$$

Współczynnik ξ_4 określa współczynnik oporów przepływu przez tulejkę. Ze względu na jej skomplikowany kształt założono, że $\xi_4 = 1$, tj. tyle, ile w wypadku kryzy z jedną ostrą krawędzią [7.4].

Ciśnienia w grzybku p_3 można, analogicznie do wzoru (7.21), zapisać za pomocą wyrażenia:

$$p_3 = p_4 + \frac{192Qv\rho L_g}{\pi D_g^4} \quad (7.23)$$

Opór przepływu w grzybku powstaje podczas wpływania cieczy w cztery wydrążone otwory oraz podczas sumowania się strumieni cieczy wypływającej z tych otworów.

Współczynnik oporów przepływu przy wlocie do otworów można założyć taki, jak przy wlocie ze zbiornika, tj. $\xi_{2a} = 0,5$. Jako że otwory są jednakowe, natężenie przepływu dzieli się równomiernie i do każdego otworu wpływa jedna czwarta całkowitego natężenia przepływu, a ciśnienia w otworach po spadku ciśnienia są jednakowe.

Współczynnik oporów przepływu dla wylotu z otworów założono taki, jak przy wylocie do zbiornika $\xi_{2b} = 1$. W tej sytuacji, podobnie jak poprzednio, założono wydatek równy jednej czwartej całkowitego natężenia przepływu cieczy płynącej przez zawór.

Ciśnienie w komorze między grzybkim a gniazdem p_3 można więc zapisać wzorem:

$$p_2 = p_3 + \xi_{2a} \frac{730\left(\frac{Q}{4}\right)\rho v}{\pi D_{go}^3} + \xi_{2b} \frac{730\left(\frac{Q}{2}\right)\rho v}{\pi D_{go}^3} \quad (7.24)$$

Zarówno model statyczny, jak i dynamiczny układu grzybek–gniazdo w mikrozaworze zwrotnym jest bardzo podobny do modelu mikrozaworu maksymalnego. Róż-

nią się między sobą jedynie sztywnością sprężyny, która jest dużo mniejsza w wypadku zaworu zwrotnego. W związku z tym, że siła wytwarzana przez sprężynę w zaworze zwrotnym jest dużo mniejsza, w analizie sił działających na grzybek zaworu z rysunku 7.6 należy brać pod uwagę wszystkie siły powstające w trakcie działania ciśnienia na grzybek, a nie tylko te gniazda.

Równanie sił działających na grzybek można zapisać jako:

$$p_1 A_1 + p_2 A_2 - p_3 A_1 - p_4 A_2 + F_d - kx - kx_{st} = 0 \quad (7.25)$$

gdzie: x_{st} – ugięcie wstępne sprężyny, m, x – przemieszczenie grzybka względem gniazda, m, p_1, p_2, p_3, p_4 – ciśnienie w poszczególnych komorach, Pa, k – sztywność sprężyny, N/m, A_1, A_2 – pola powierzchni, m², F_d – siła hydrodynamiczna, N.

W opisie pól powierzchni można zastosować wzory:

$$A_1 = \frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{\pi D_g^2}{4} \quad (7.26)$$

$$A_2 = \frac{\pi(D_k^2 - D_0^2)}{4} = \frac{\pi(D_k^2 - D_g^2)}{4} \quad (7.27)$$

Siłę hydrodynamiczną wyznacza się natomiast na podstawie równania (por. także rozdz. 5):

$$F_d = -\frac{\rho Q^2}{\pi} \left(\frac{\cos \beta}{D_0 x \sin \alpha} - \frac{4}{D_0^2} \right) \quad (7.28)$$

gdzie: α – kąt wierzchołkowy grzybka stożkowego, β – kąt wypływu cieczy (por. także rozdz. 5).

Zależność między wzniosem grzybka, różnicą ciśnień oraz natężeniem przepływu w szczelinie grzybek–gniazdo określa równanie:

$$Q(t) = \mu A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (7.29)$$

gdzie: μ – bezwymiarowy współczynnik przepływu, A_d – pole najmniejszego przekroju, przez który płynie ciecz w szczelinie.

Po dokonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy równanie:

$$Q = \mu \pi (D_0 - x \sin \alpha \cos \alpha) x \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (7.30)$$

Współczynnik przepływu jest zależny od liczby Reynoldsa i dla danej geometrii zaworu przyjmuje on wartości oznaczone wzorem (7.31) (por. także rozdz. 5 oraz podrozdz. 7.3):

$$\begin{aligned} \mu &= 0,043\sqrt{Re} & \text{dla } Re < 225 \\ \mu &= 0,68 & \text{dla } Re > 225 \end{aligned} \quad (7.31)$$

Liczbę Reynoldsa można zdefiniować wzorem (7.32) (por. także rozdz. 5).

$$Re = \frac{2Q}{\pi(D_0 - x \sin \alpha \cos \alpha)v} \quad (7.32)$$

Równania (7.25) oraz (7.30) tworzą układ równań algebraicznych o dwóch niewiadomych: p_1 oraz x . Natężenie przepływu Q należy potraktować jako zmieniający się parametr, ponieważ tylko $p_1 = f(Q)$.

Aby wyznaczyć zależność $\Delta p = f(Q)$ określającą opory przepływu przez zawór zwrotny, przy założeniu, że ciśnienie za zaworem jest równe zeru, należy do ciśnienia p_1 dodać spadek ciśnienia przy wlocie do gniazda zaworu. Ciśnienie przed zaworem $p_0 = \Delta p$ można będzie zapisać wzorem:

$$p_0 = p_1 + \xi \frac{730Q\rho v}{\pi D_0^3} + \frac{192Qv\rho L_0}{\pi D_0^4} \quad (7.33)$$

gdzie $\xi_1 = 0,45$.

7.2.2. ROZWIĄZANIE NUMERYCZNE MODELU MATEMATYCZNEGO

Rozwiązanie numeryczne modelu matematycznego zostało zrealizowane dla oleju hydraulicznego o gęstości 880 kg/m^3 oraz lepkości $\nu = 6,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (parametry oleju L-HL 68 w temperaturze 42°C).

Ciśnienie w poszczególnych komorach zaworu jest zależne od objętościowego natężenia przepływu i po podstawieniu odpowiednich parametrów do równań (7.22), (7.23), (7.24) można je zapisać w postaci wyrażeń (7.34), (7.35) oraz (7.36):

$$p_4 = 1,55 \cdot 10^9 Q \quad (7.34)$$

$$p_3 = 1,87 \cdot 10^9 Q \quad (7.35)$$

$$p_2 = 3 \cdot 10^9 Q \quad (7.36)$$

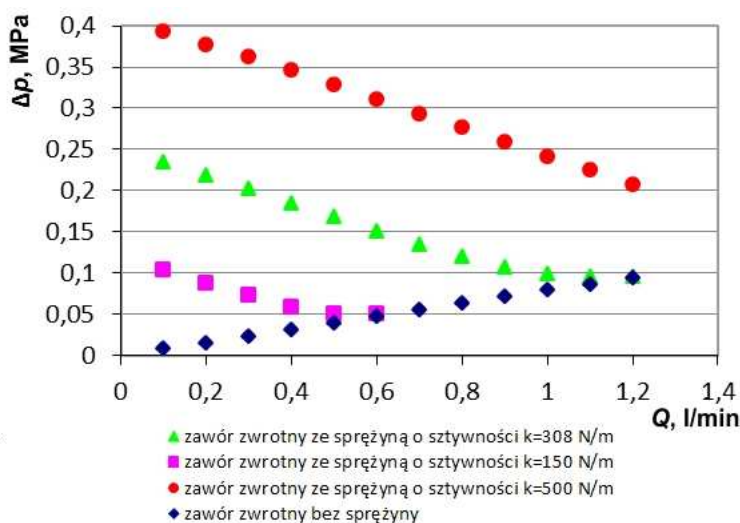
Powierzchnie, na które działają te ciśnienia, to: $A_1 = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ i $A_2 = 5,05 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$.

Układ równań (7.34), (7.35), (7.36), (7.25), (7.30) oraz (7.33) został dla podanych parametrów rozwiązany numerycznie w programie MATLAB/Simulink. Rozwiązanie numeryczne wykonane zostało dla trzech różnych sztywności sprężyn: $k = 150 \text{ N/m}$, 308 N/m oraz 500 N/m . Za każdym razem ugięcie wstępne sprężyny wynosiło $x_{st} = 4 \text{ mm}$.

Rozwiązanie numeryczne modelu matematycznego obrazuje wykres na rysunku 7.7, na który naniesione zostały również opory przepływu dla mikrozaworu zwrotnego, gdy pracuje on bez sprężyny. Podczas przepływu cieczy grzybek otwiera się wówczas maksymalnie i związek pomiędzy ciśnieniem p_1 oraz p_2 zależny jest jedynie od natężenia przepływu Q .

Zgodnie z rysunkiem 7.7 charakterystyki statyczne zaworu zwrotnego ze sprężyną przy dostatecznie dużym natężeniu przepływu zbiegają się w jednym punkcie z charakterystyką zaworu zwrotnego bez sprężyny. Punkt ten oznacza sytuację, w której grzybek podniósł się na tyle daleko względem gniazda, że dalsze otwarcie szczeliny między grzybkiem a gniazdem nie ma już wpływu na opory przepływu.

Fakt, że dla małych wartości natężeń przepływu opory przepływu maleją wraz z natężeniem przepływu, jest dosyć nietypowy. Można to jednak wyjaśnić na podstawie rysunku 1. Ciśnienie działające na powierzchnię A_2 , będące wynikiem oporów przepływu za szczeliną tworzoną przez grzybek i gniazdo, ma kluczowe znaczenie dla rozkładu sił, gdyż powierzchnia A_2 jest około 10-krotnie większa od powierzchni A_1 . Tak więc im większe jest natężenie przepływu, tym większe są opory za szczeliną i tym większa jest siła działająca na grzybek i powodująca jego przesuwanie w prawo i zmniejszanie szczeliny tworzonej przez grzybek i gniazdo. Opory przepływu w układzie grzybek–gniazdo są więc mniejsze, co wpływa na mniejszą wartość oporów całkowitych.



Rys. 7.7. Charakterystyki statyczne mikrozaworu zwrotnego pracującego bez sprężyny lub ze sprężynami o różnej sztywności

7.3. OPRACOWANIE MODELU MATEMATYCZNEGO MIKROZAWORU DŁAWIĄCEGO ROZWIĄZANIE MODELU

7.3.1. MODEL MATEMATYCZNY WYBRANEJ KONSTRUKCJI MIKROZAWORU DŁAWIĄCEGO

Niektóre odmiany konstrukcyjne zaworów hydraulicznych są wyposażone w gniazdo oraz element domykający w kształcie stożka – tzw. grzybek. Para grzybek–gniazdo (rys. 7.8), idealnie nadaje się do mikrozaworów dławiących. Elementy mają w tym wypadku proste kształty geometryczne, co ułatwia ich wykonanie. Zawory o tej konstrukcji odznaczają się dużą szczelnością w fazie zamknięcia, co w mikroprzepływach wydaje się istotne. Ponadto przemieszczenia elementu domykającego są bardzo małe, co przy zaworach dławiących umożliwia idealne kojarzenie ich z piezoelektrycznymi elementami sterującymi. Elementy piezoelektryczne cechują się małymi wymiarami, dużą szybkością działania oraz małym poborem mocy, w związku z czym idealnie nadają się do automatyzacji sterowań dławieniowych układów mikrohydraulicznych [7.7, 7.8].

Opracowanie modelu matematycznego dla nastawnego zaworu dławiącego sprowadza się do określenia zależności między trzema wielkościami: natężeniem przepływu cieczy płynącej przez zawór Q , różnicą ciśnień po obu stronach zaworu dławiącego Δp oraz parametrem wynikającym z nastawy zaworu dławiącego. W przypadku układu grzybek–gniazdo takim parametrem będzie przemieszczenie elementu domykającego względem gniazda z .

Związek między natężeniem przepływu cieczy przez zawór dławiący a różnicą ciśnień można opisać wzorem [7.5]:

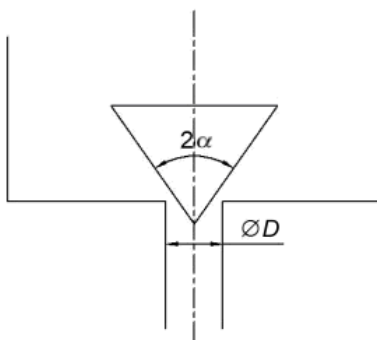
$$\Delta p = c_1 Q^2 + c_2 Q \quad (7.37)$$

gdzie c_1, c_2 – współczynniki zależne od przemieszczenia elementu domykającego.

Dla przepływów laminarnych, dla których liczba Reynoldsa jest mała, człon ze współczynnikiem c_1 traci znaczenie i zależność jest liniowa, natomiast dla przepływów burzliwych człon ze współczynnikiem c_2 traci znaczenie i zależność jest paraboliczna. Ponieważ współczynniki c_1 i c_2 są zależne nie tylko od geometrii układu, ale również od przemieszczenia grzybka, postać zależności określona wzorem (7.37) nie jest zbyt użyteczna.

Liczba Reynoldsa, która określa charakter przepływu w szczelinie między gniazdem a stożkiem, dla układu z rysunku 7.8 jest definiowana jako:

$$Re = \frac{v d_h}{\nu} = \frac{2Q}{\pi(D - z \sin \alpha \cos \alpha) \nu} \quad (7.38)$$



Rys. 7.8. Układ gniazdo–grzybek w kształcie stożka

gdzie: ν – lepkość kinematyczną cieczy, m^2/s , d_h – średnica hydrauliczna najmniejszego przekroju przepływowego, m , v – prędkość cieczy w tym przekroju, m/s . D oraz α mają wymiary jak na rysunku 7.8. Wzór (7.38) został szerzej opisany w rozdziale 5.

Warto zaznaczyć, że dla układu z rysunku 7.8 liczba Reynoldsa w wypadku stałej lepkości cieczy jest silnie zależna od natężenia przepływu, natomiast w bardzo małym stopniu zależna od przemieszczenia grzybka. W związku z tym w mikrohydraulicce, gdzie są małe przepływy, liczba Reynoldsa przyjmuje również małe wartości i należy się spodziewać przepływów laminarnych bądź przejściowych.

Dla elementów klasycznej hydrauliki, gdzie duże są przepływy, a co za tym idzie również liczby Reynoldsa, bardzo popularna jest następująca zależność określająca natężenie przepływu w szczelinie dławiącej:

$$Q = \mu A(z) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p} \quad (7.39)$$

gdzie: μ – bezwymiarowy współczynnik przepływu, ρ – gęstość cieczy, kg/m^3 , $A(z)$ – pole najmniejszego przekroju, m^2 , przez który płynie ciecz i które można przedstawić w postaci równania:

$$A(z) = \pi(D - z \sin \alpha \cos \alpha) z \sin \alpha \quad (7.40)$$

Współczynnik przepływu μ jest przyjmowany często w dużym uproszczeniu jako wartość stała. Założenie to jest przeważnie prawdziwe dla elementów klasycznej hydrauliki, w której w oporach miejscowych występują przepływy burzliwe. Nieuwzględnienie zmienności współczynnika przepływu dla małej liczby Reynoldsa powodować będzie jednak duże rozbieżności między przebiegiem modelowym a doświadczalnym.

W rozdziale 5 zaprezentowany został jeden ze sposobów wprowadzenia zmiennego współczynnika przepływu. Założone zostały dwa obszary zjawisk przepływowych dla

układu grzybek–gniazdo. W obszarze liczb Reynoldsa mniejszych od krytycznej, współczynnik przepływu był następującą funkcją liczby Reynoldsa:

$$\mu(Re) = a\sqrt{Re} \quad (7.41)$$

gdzie a – zależny współczynnik jedynie od kąta 2α (dla gniazda bez fazki). Taka postać wzoru uzasadniona jest analogią do opisu matematycznego przepływu laminarnego w przewodach hydraulicznych.

W obszarze liczb Reynoldsa większych od krytycznej, współczynnik przepływu był wartością stałą, zależną również jedynie od kąta 2α (dla gniazda bez fazki).

W obszarze, w którym współczynnik przepływu można określić funkcją (7.41), w bardzo łatwy sposób uzyskuje się analityczny wzór łączący natężenie przepływu z różnicą ciśnień oraz przemieszczeniem grzybka. Aby to zrobić, należy dokonać odpowiednich przekształceń z użyciem wzorów (7.38), (7.39), (7.40) oraz (7.41). Zależność ta wygląda następująco:

$$Q = \frac{2a^2\pi \frac{2}{\rho} \Delta p z^2 \sin^2 \alpha}{v} (D - z \cos \alpha \sin \alpha) \quad (7.42)$$

Nieco inne podejście do problemu jest przedstawione w pracy [7.6]. Zmienność współczynnika przepływu można określić następującą funkcją wykładniczą:

$$\mu(Re) = \mu_c (1 - \exp(-b\sqrt{Re})) \quad (7.43)$$

gdzie: μ_c – stały współczynnik przepływu, występujący przy wartościach liczby Reynoldsa dużo większe od krytycznej, b – parametr. Obydwa parametry są zależne od kąta 2α (z ostrokrawędziową formą gniazda).

Zależność (7.41) opisuje zarówno zmienność współczynnika przepływu przy niskich wartościach, jak i jego stałość dla dużych wartości liczby Reynoldsa.

Niestety, analityczny zapis natężenia przepływu jako funkcji ciśnienia oraz przemieszczenia grzybka w sytuacji, gdy korzystamy z równania (7.43), jest niemożliwy ze względu na nieprzekształcalność wzorów (7.38), (7.39), (7.40) oraz (7.43).

7.3.2. ROZWIĄZANIE NUMERYCZNE MODELU MATEMATYCZNEGO

Rozwiązanie modelu matematycznego zostało zrealizowane dla zaworu dławiącego o następujących parametrach: $D = 2$ mm (gniazdo niesfazowane), $2\alpha = 60^\circ$, $\nu = 64 \cdot 10^{-6}$ m²/s oraz $\rho = 880$ kg/m³. Powyższe własności odpowiadają własnościom oleju L-HL68 w temperaturze 42 °C. Założono ponadto, że zawór pracował będzie przy natężeniach przepływu 0–1,4 l/min i pod ciśnieniem 0–20 MPa.

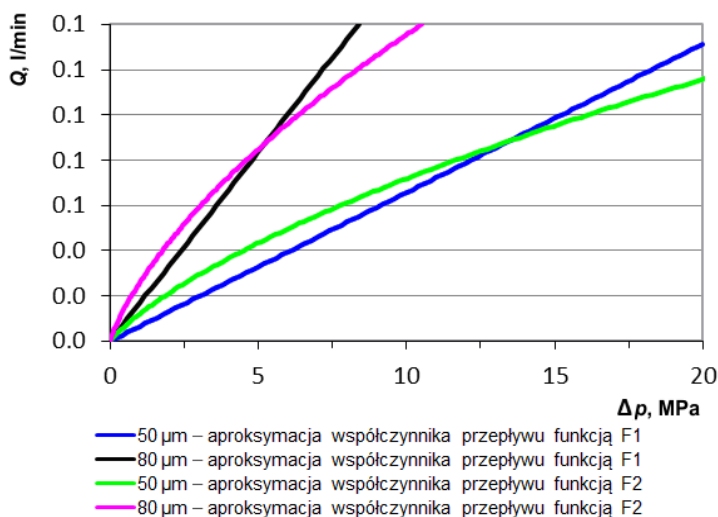
W takim zminiaturyzowanym układzie grzybek–gniazdo przyjęcie stałego współczynnika przepływu jest zbyt dużym uproszczeniem. Biorąc po uwagę badania zaworu

modelowego (por. rozdz. 5), dla tak sprecyzowanego układu grzybek–gniazdo współczynnik przepływu przyjmuje wartość stałą dopiero dla liczb Reynoldsa większych od 300. Tymczasem maksymalna liczba Reynoldsa obliczona dla natężenia przepływu 1,4 l/min wynosi 118. Dlatego też badany układ grzybek–gniazdo będzie pracował przy przepływie laminarnym oraz przejściowym, gdy współczynnik przepływu będzie zmieniał się w całym zakresie przewidywanych wartości liczby Reynoldsa. Współczynnik przepływu należy więc aproksymować funkcją $F1$ (7.41) lub funkcją $F2$ (7.43).

Z badań zaworu modelowego wynika, że dla podanych parametrów zaworu dławiącego, dla funkcji $F1$ $a = 0,063$. Z pozycji [7.6] wynika natomiast, że dla funkcji $F2$ $b = 0,1258$, a $\mu_c = 0,82$.

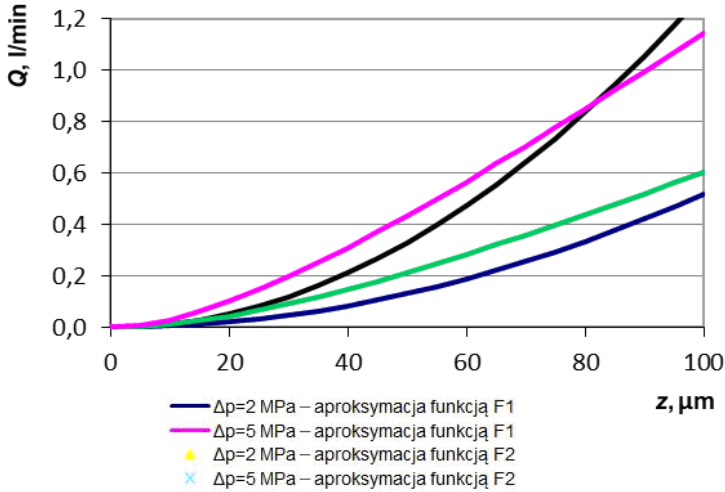
Mając określone parametry zaworu oraz równań (7.41) i (7.43), można przystąpić do rozwiązania modelu matematycznego zaworu. Rozwiązanie to zostało przedstawione na rysunkach 7.9, 7.10 oraz 7.11 w postaci:

- przykładowych charakterystyk oporów przepływu $Q = f(\Delta p)$ dla dwóch różnych przemieszczeń grzybka z , gdzie współczynnik przepływu aproksymowany był funkcją $F1$ oraz $F2$,
- przykładowych charakterystyk sterowania $Q = f(z)$ dla dwóch różnic ciśnień Δp , gdzie współczynnik przepływu aproksymowany był funkcją $F1$ oraz $F2$,
- zbiorczego wykresu trójwymiarowego, określającego zależność $Q = f(z, \Delta p)$, gdzie współczynnik przepływu aproksymowany był funkcją $F1$ (jest to ilustracja funkcji dwóch zmiennych oznaczona wzorem (7.42)).

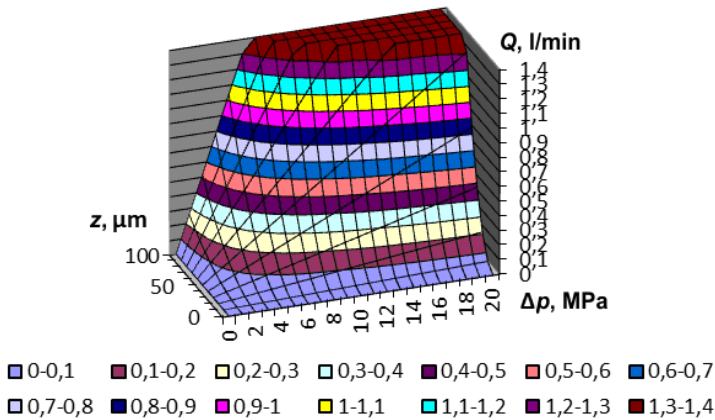


Rys. 7.9. Charakterystyki oporów przepływu zaworu dławiącego aproksymowane dwiema funkcjami dla przemieszczeń grzybka 50 μm oraz 80 μm

Z rysunków 7.10 oraz 7.11 wynika, że aproksymacja współczynnika przepływu funkcjami $F1$ oraz $F2$ daje zbliżone wartości w sytuacji, gdy natężenie przepływu wynosi około 0,8 l/min. Poniżej lub powyżej tej wartości występuje pewna rozbieżność między funkcjami. W podrozdziale 10.4 wyniki badań doświadczalnych zostały porównane z wyżej opisanymi aproksymacjami.



Rys. 7.10. Charakterystyki sterowania zaworu dławiącego aproksymowane dwiema funkcjami dla różnic ciśnień $\Delta p = 2$ MPa oraz $\Delta p = 5$ MPa

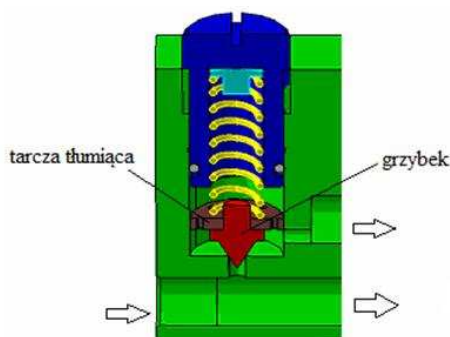


Rys. 7.11. Ogólna charakterystyka przepływowa zaworu dławiącego zapisana jako funkcja dwóch zmiennych (zgodnie z wzorem (7.42))

7.4. OPRACOWANIE MODELU MATEMATYCZNEGO MIKROZAWORU BEZPIECZEŃSTWA ROZWIĄZANIE MODELU

Modelowany zawór został przedstawiony na rysunku 7.12.

Uproszczony nieliniowy model mikrozaworu maksymalnego składa się z trzech równań różniczkowych. W modelu założono, że ciśnienie za elementem domykającym (grzybkiem) jest równe zero.



Rys. 7.12. Przekrój osiowy modelowanego zaworu maksymalnego z ostrokrawędziową formą gniazda i grzybkiem stożkowym

Pierwsze równanie różniczkowe dotyczy sił działających na element domykający zaworu (grzybek):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx(t) = p(t) \frac{\pi d^2}{4} - kx_{st} + F_d \quad (7.44)$$

gdzie: $x(t)$ – przemieszczenie grzybka względem gniazda, m, $p(t)$ – ciśnienie panujące przed zaworem, Pa, m – masa zredukowana elementu domykającego, kg, b – współczynnik tłumienia, Ns/m, k – sztywność sprężyny, N/m, d – średnica gniazda, m, x_{st} – ugięcie wstępne sprężyny związane z przemieszczeniem śruby regulacyjnej zaworu, m, F_d – siła hydrodynamiczna, N.

Siłę hydrodynamiczną można opisać wzorem:

$$F_d = -\rho Q(t)(v_2 \cos \beta - v_1) \quad (7.45)$$

gdzie: ρ – gęstość cieczy, kg/m³, $Q(t)$ – natężenie przepływu cieczy przez szczelinę tworzoną przez gniazdo oraz grzybek, m³/s, β – kąt wypływu strugi cieczy ze szczeliny (mierzony od osi obrotu stożka), v_1 – średnia prędkość cieczy w otworze przed grzybkiem, m/s, v_2 – średnia prędkość cieczy w szczelinie, m/s.

Równanie (7.45) przekształcono w taki sposób, aby ujednotlić zmienne w układzie równań:

$$F_d = -\frac{\rho Q^2(t)}{\pi} \left(\frac{\cos \beta}{dx(t) \sin \alpha} - \frac{4}{d^2} \right) \quad (7.46)$$

gdzie α – połowa kąta wierzchołkowego stożka tworzącego grzybek.

Drugie równanie różniczkowe dotyczy zależności między natężeniem przepływu w szczelinie a różnicą ciśnień:

$$Q(t) = \mu A_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p(t)} \quad (7.47)$$

gdzie: μ – bezwymiarowy współczynnik przepływu, A_s – najmniejsze pole przekroju szczeliny dławiącej, przez którą płynie ciecz, m^2 .

Parametr wielkości A_s zapisano jako funkcję przemieszczenia grzybka oraz wprowadzono ją do równania (7.47), dzięki czemu uzyskano:

$$Q(t) = \mu \pi (d - x(t) \sin \alpha \cos \alpha) x(t) \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p(t)} \quad (7.48)$$

Współczynnik przepływu jest funkcją liczby Reynoldsa i można go zapisać następująco:

$$\begin{aligned} \mu &= a \sqrt{Re} & \text{dla } Re < Re_{kr} \\ \mu &= \mu_{\text{const}} & \text{dla } Re > Re_{kr} \end{aligned} \quad (7.49)$$

Parametry a oraz μ_{const} , a także krytyczna liczba Reynoldsa Re_{kr} , są zależne od kąta wierzchołkowego grzybka.

Zależność opisująca liczbę Reynoldsa w szczelinie, jaką tworzy para grzybek–gniazdo jest następująca:

$$Re = \frac{2Q(t)}{\pi(d - x(t) \sin \alpha \cos \alpha)v} \quad (7.50)$$

gdzie v – lepkość kinematyczną cieczy, m^2/s .

Trzecie równanie różniczkowe dotyczy bilansu natężeń przepływu przed zaworem, przy czym uwzględniony jest przepływ związany ze ściśliwością czynnika oraz z przemieszczeniem grzybka:

$$Q_{\text{zad}} = Q(t) + c \frac{dp}{dt} + \frac{\pi d^2}{4} \frac{dx}{dt} \quad (7.51)$$

gdzie: c – pojemność układu przed parą grzybek–gniazdo m^5/N , Q_{zad} – natężenie przepływu kierowane do zaworu maksymalnego.

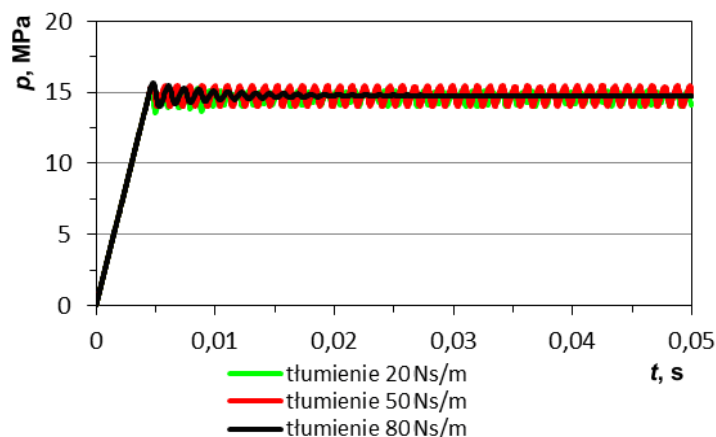
Wykorzystując podany układ równań różniczkowych, zrealizowano badania symulacyjne w programie MATLAB/Simulink. Badania przeprowadzono dla następujących

danych: $m = 0,0025$ kg (masa grzybka + 1/3 masy sprężyny), $k = 24\,000$ N/m, $d = 0,0025$ m, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $\rho = 880$ kg/m³, $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ m²/s oraz $c = 10^{-15}$, gdy $E = 1500$ MPa, $d = 3$ mm i $l = 0,2$ m. Parametry dotyczące oporów przepływu w szczelinie uzyskano z badań zaworu modelowego i dla kąta $\alpha = 30^\circ$, wyniosły one: $\mu_{\text{const}} = 0,82$, $a = 0,063$, $Re_{kr} = 169$.

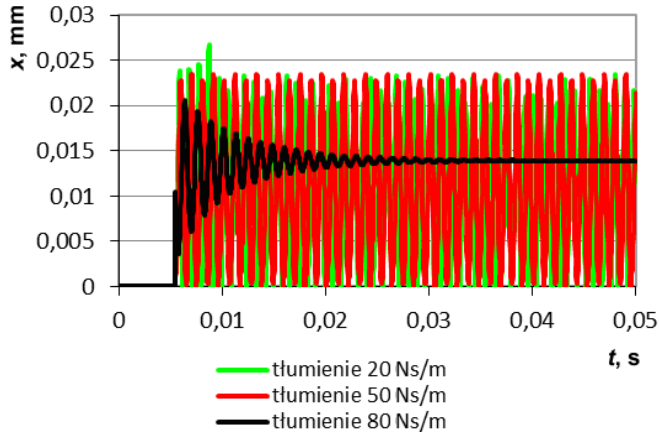
Podczas badań symulacyjnych zauważono, że przy zbyt małym współczynniku b zawór maksymalny wpada w drgania. Istniała ponadto pewna wartość tłumienia krytycznego b_{kr} , powyżej której zawór pracował stabilnie w całym zakresie ciśnień (0–16 MPa) i natężeń przepływu (0–1 l/min). Ogólnie wartości przyjmowane przez b można podzielić na trzy zakresy:

- $b > b_{kr}$ – zawór pracuje stabilnie w całym zakresie ciśnień (0–16 MPa) i natężeń przepływu (0–1 l/min),
- $b_1 < b < b_{kr}$ – zawór pracuje niestabilnie przy małych natężeniach przepływu (bliskich zeru) lub przy dużych ciśnieniach (bliskich 16 MPa),
- $b < b_1$ – zawór pracuje niestabilnie w całym zakresie ciśnień (0–16 MPa) i natężeń przepływu (0–1 l/min).

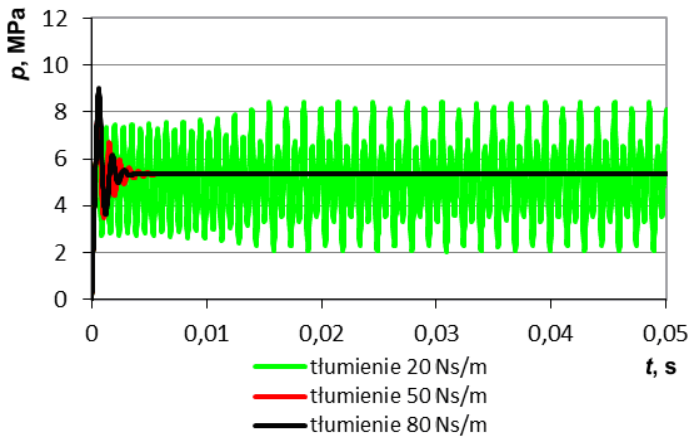
Parametr b_1 określa wartość tłumienia, poniżej której zawór zawsze będzie pracował niestabilnie. Na przykład dla parametrów zaworu powyżej tłumienia, tj. 20 Ns/m, układ zawsze jest niestabilny. W wypadku gdy tłumienie ma wartość 50 Ns/m, układ jest stabilny dla dużych natężeń przepływu i małych ciśnień, a niestabilny dla małych natężeń przepływu i dużych ciśnień. Dla tłumienia o wartości 80 Ns/m układ jest stabilny w całym zakresie przewidywanych natężeń przepływu i ciśnień. Aby to zilustrować, na rysunkach 7.13 do 7.16 przedstawiono przebiegi czasowe ciśnienia przed zaworem oraz przemieszczanie się grzybka zaworu.



Rys. 7.13. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla ciśnienia otwarcia 15 MPa oraz natężenia przepływu 0,2 l/min przy różnych parametrach tłumienia. Zawór stabilny przy tłumieniu 80 Ns/m



Rys. 7.14. Przebieg przemieszczania się grzybka zaworu dla ciśnienia otwarcia 15 MPa oraz natężenia przepływu równego 0,2 l/min przy różnych parametrach tłumienia. Zawór stabilny przy tłumieniu 80 Ns/m



Rys. 7.15. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla ciśnienia otwarcia 5 MPa oraz natężenia przepływu 1 l/min przy różnych parametrach tłumienia. Zawór stabilny przy tłumieniu 50 Ns/m oraz 80 Ns/m

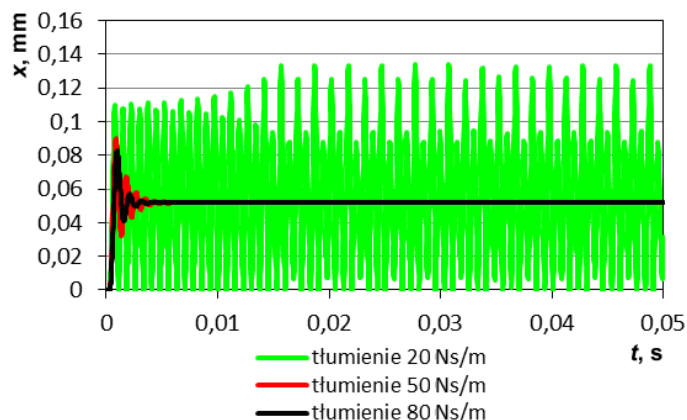
Wartość tłumienia krytycznego, będącego minimalną wartością współczynnika tłumienia potrzebną do utrzymania stabilnej pracy zaworu w całym zakresie przewidywanych ciśnień (0–16 MPa) oraz w całym zakresie przewidywanych natężeń przepływu (0–1 l/min), jest zależna od parametrów zaworu oraz cieczy roboczej.

Po przeprowadzeniu badań symulacyjnych stwierdzono, że zmniejszenie wartości tłumienia krytycznego, czyli poprawienie stabilności zaworu, można osiągnąć m.in.

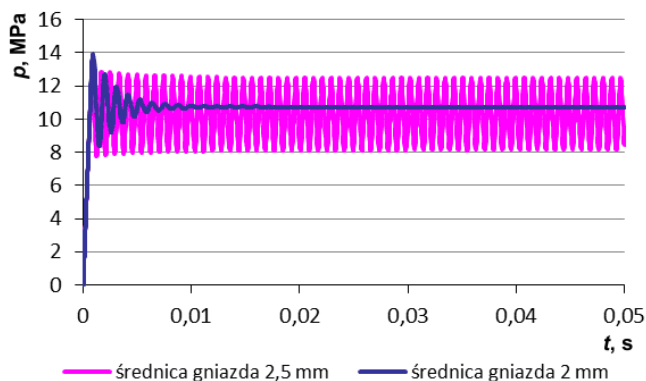
- zmniejszając średnicę gniazda (rys. 7.17 i 7.18),
- zwiększając pojemność (rys. 7.19 i 7.20),

- zwiększając sztywność sprężyny (rys. 7.21 i 7.22),
- zwiększając lepkość cieczy,
- zmniejszając masę grzybka (rys. 7.23 i 7.24).

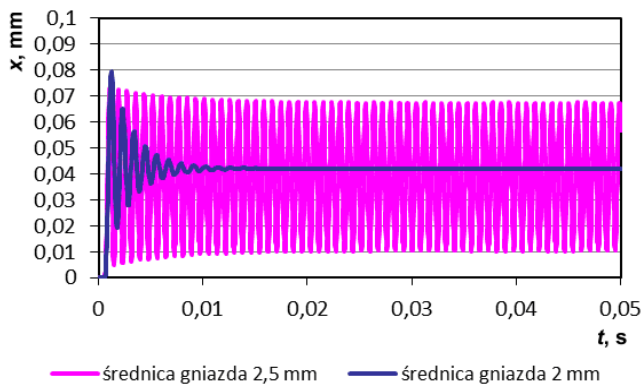
Warto zaznaczyć, że zmniejszanie średnicy gniazda, zwiększanie sztywności sprężyny bądź stosowanie cieczy o większej lepkości pogarsza charakterystykę statyczną zaworu. Najskuteczniejszym sposobem poprawy stabilności wydaje się więc zwiększenie pojemności układu, które powoduje wydłużenie czasu potrzebnego do otwarcia zaworu. Jednak ta kwestia nie ma aż tak istotnego znaczenia, gdyż czas jest mierzony w tysięcznych częściach sekundy.



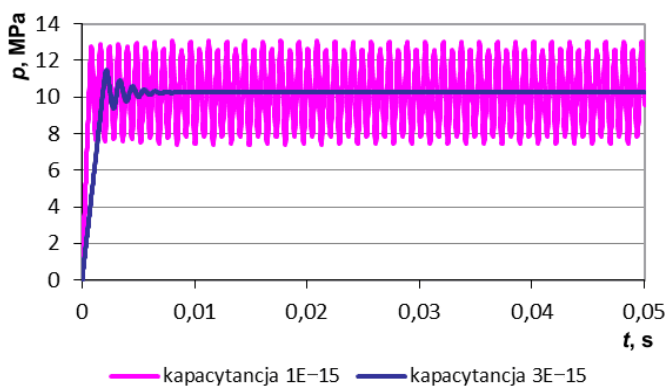
Rys. 7.16. Przebieg przemieszczenia grzybka zaworu dla ciśnienia otwarcia 5 MPa oraz natężenia przepływu 1 l/min przy różnych parametrach tłumienia. Zawór stabilny przy tłumieniu 50 Ns/m oraz 80 Ns/m



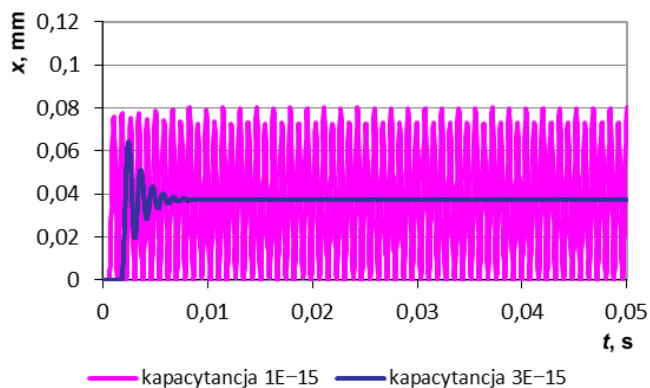
Rys. 7.17. Przebieg ciśnienia panującego przed zaworem dla różnych średnic gniazda, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



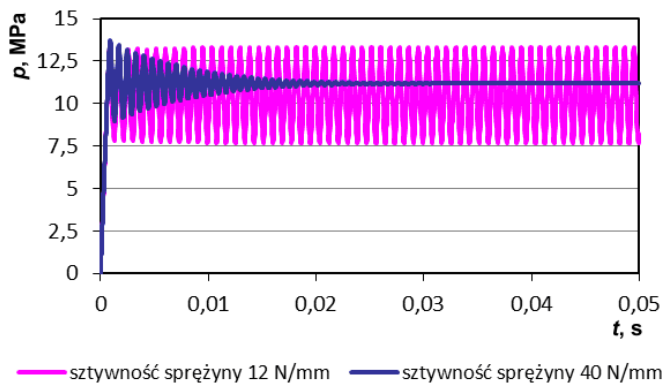
Rys. 7.18. Przemieszczanie się grzybka zaworu w wypadku różnych średnic gniazda, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



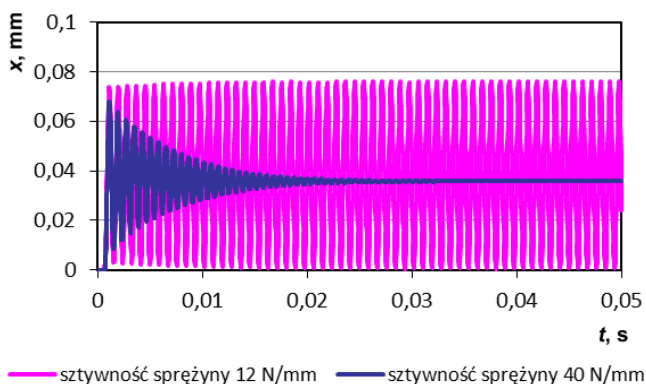
Rys. 7.19. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla różnych pojemności, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



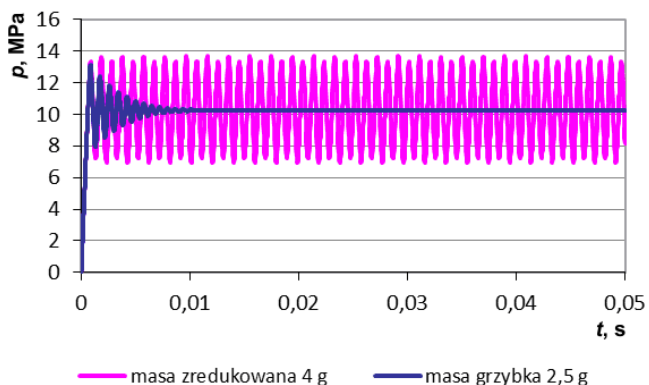
Rys. 7.20. Przemieszczanie się grzybka zaworu dla różnych pojemności, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



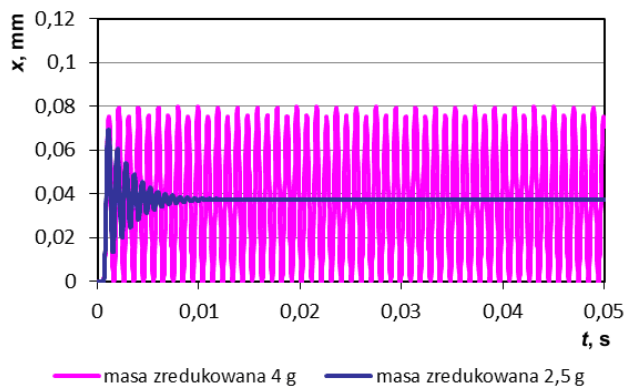
Rys. 7.21. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla różnych sztywności sprężyny, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



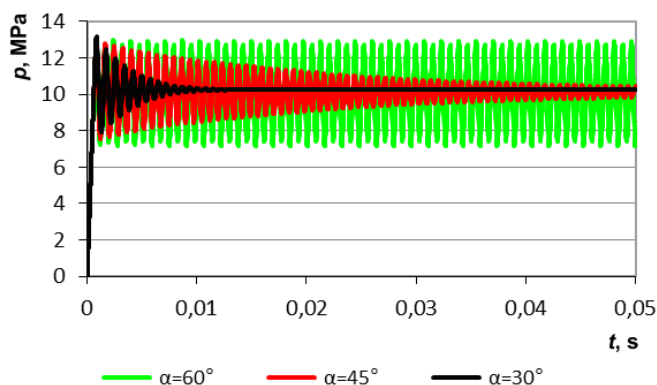
Rys. 7.22. Przemieszczanie się grzybka zaworu dla różnych sztywności sprężyny, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



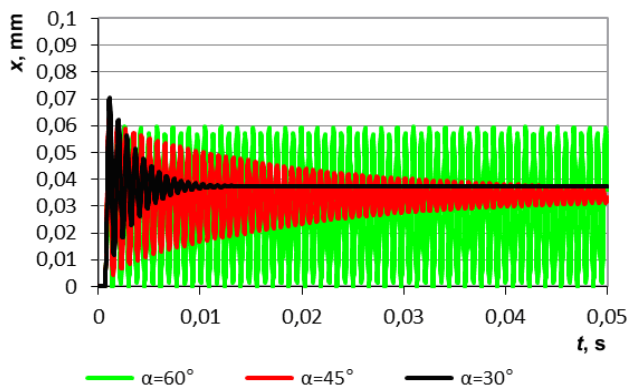
Rys. 7.23. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla różnych mas zredukowanych, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



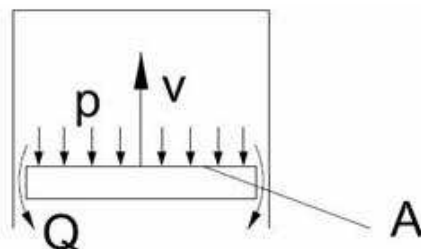
Rys. 7.24. Przeszczanie się grzybka zaworu dla różnych mas zredukowanych, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



Rys. 7.25. Przebieg ciśnienia przed zaworem dla różnych kątów wierzchołkowych grzybka, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



Rys. 7.26. Przeszczanie się grzybka zaworu dla różnych kątów wierzchołkowych grzybka, przy zachowaniu tego samego tłumienia oraz pozostałych parametrów



Rys. 7.27. Schemat ideowy działania elementu tłumiącego w postaci tarczy poruszającej się wewnątrz otworu

W badaniach symulacyjnych zauważono również, że zawory z grzybkim o mniejszym kącie wierzchołkowym stożka pracują bardziej stabilnie – potrzebny jest mniejszy współczynnik tłumienia do utrzymania stabilności. Zostało to zobrazowane na rysunkach 7.25 oraz 7.26. (zgodnie z wynikami badań zaworu modelowego dla $\alpha = 45^\circ$: $\mu_{\text{const}} = 0,73$, $a = 0,049$, $Re_{\text{kr}} = 222$; dla kąta $\alpha = 60^\circ$: $\mu_{\text{const}} = 0,68$, $a = 0,043$, $Re_{\text{kr}} = 250$).

Określoną wartość tłumienia można zadawać, stosując różne rozwiązania konstrukcyjne. Jednym z nich jest wprowadzenie specjalnej tarczy tłumiącej montowanej nad grzybkim i poruszającej się wewnątrz otworu. Jeżeli w tarczy nie ma wykonanych otworów, tłumienie można modyfikować, zmieniając wielkość szczeliny między tarczą a otworem (por. rys. 7.27).

Wartość współczynnika tłumienia b zależna jest od wymiarów tarczy.

Tarcza poruszająca się z prędkością v , przetłacza ciecz przez szczelinę pierścieniową (rys. 7.27). Natężenie przepływu Q_T przetłaczanej cieczy jest równe:

$$Q_T = A_T v \quad (7.52)$$

gdzie A_T – pole przekroju tarczy, m^2 .

Przepływ Q_T powoduje spadek ciśnienia w szczelinie i wytworzenie się nadciśnienia p_T (rys. 7.27). Nadciśnienie p_T powoduje wytworzenie się siły hamującej F_T równej:

$$F_T = p_T A_T \quad (7.53)$$

Współczynnik tłumienia b jest więc równy:

$$b = \frac{F_T}{v} = \frac{p_T A_T}{Q_T / A_T} = \frac{p_T A_T^2}{Q_T} \quad (7.54)$$

Zgodnie z pozycją [7.4] wzór łączący spadek ciśnienia z natężeniem przepływu w szczelinie pierścieniowej jest równy:

$$Q_T = \frac{p_T \pi D h^3}{12 \eta l} \quad (7.55)$$

Tabela 7.3. Zależność między wielkością szczeliny tarczy tłumiącej a współczynnikiem tłumienia

Wielkość szczeliny h , μm	Tłumienie b , Ns/m
100	360
150	107
200	45
250	23
300	13
350	8
400	6
450	4
500	3

gdzie: D – średnica tarczy, m, h – wielkość szczeliny, m, l – grubość tarczy, m, η – dynamiczny współczynnik lepkości, kg/m·s.

Po przekształceniach otrzymujemy:

$$b = \frac{p_T A_T^2}{Q_T} = \frac{p_T A_T^2}{\frac{p_T \pi D h^3}{12 \mu l}} = \frac{12 \mu l A_T^2}{\pi D h^3} \quad (7.56)$$

Oszacowanie współczynnika tłumienia za pomocą wzoru (7.56) będzie tym dokładniejsze, im lepsza będzie współosiowość tarczy i otworu. W przypadku wystąpienia mimośrodowości, do współczynnika należy wprowadzić odpowiednią korektę.

W tabeli 7.3 przedstawiono przykładowe wartości współczynnika tłumienia dla szczelin znajdujących się między tarczą a otworem. Wymiary podstawowe tłumika były w tym przypadku następujące: $D = 14$ mm, $l = 2$ mm, natomiast lepkość dynamiczna oleju wynosiła 0,028 kg/m·s.

Podczas ruchu tłumika występuje także siła hamująca związana z tarciem lepkiem Newtona. Współczynnik tłumienia b_N pochodzący od tej siły zgodnie z [7.4] równy jest:

$$b_N = \frac{\mu \pi D l}{h} \quad (7.57)$$

i jest jest pomijalnie mały w stosunku do współczynnika tłumienia związanego z oporami przepływu. Na przykład dla szczeliny 100 μm współczynnik tłumienia wynosi zaledwie 0,02 Ns/m.

W badaniach symulacyjnych prędkość ruchu grzybka wynosiła mniej niż 0,1 m/s. W związku z tym przy tłumieniu równym 100 Ns/m maksymalne nadciśnienie będzie równe 0,06 MPa. Przy ruchu powrotnym przepływ będzie skutkował wytworzeniem

się podciśnienia. Ponieważ podciśnienie równe 0,06 MPa jest możliwe, można założyć, że współczynnik tłumienia w dwóch kierunkach ruchu jest taki sam.

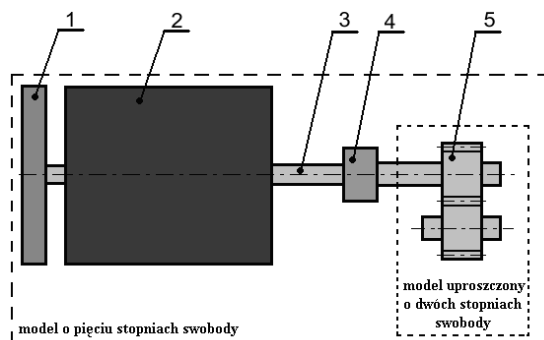
7.5. OPRACOWANIE MODELU DYNAMICZNEGO MIKROPOMY ZĘBATEJ ROZWIĄZANIE MODELU

Modelowe badania dynamiki mikropompy zębatej można przeprowadzić w dwojaki sposób.

Pierwsza metoda polega na analizie zjawisk zachodzących w całym układzie napędowym. Układ taki składa się z silnika napędowego, sprzęgła podatnego oraz pompy. W takich rozważaniach do obliczeń wprowadza się tylko niezbędne parametry:

- masowe momenty bezwładności wirnika, wentylatora, sprzęgła i kół zębatach,
- opisujące zmienne cechy sprężysto-tłumiące sprzęgła podatnego (model ciała Kelvina–Voigta),
- sztywność skrętną wałów,
- średnią sztywności zębów i średnie tłumienie,
- tłumienie wynikające z oddziaływania cieczy w szczelinach promieniowych i osiowych,
- luzy międzyzębne w przypadku zmiany kierunku przepływu mocy .

Za pomocą tak dobranego modelu dynamicznego całego układu napędowego przeprowadza się badania wpływu zmian konstrukcyjnych, np. na częstość drgań własnych, czy też wpływ nagłego włączenia silnika lub zmiany kierunku obrotu.



Rys. 7.28. Uproszczony model dynamiczny napędu pompy zębatej:

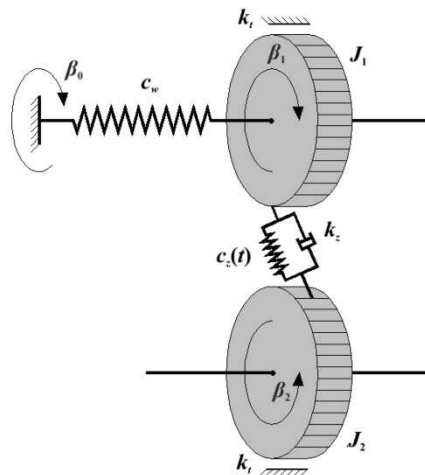
1 – wentylator silnika, 2 – wirnik, 3 – wał napędowy,

4 – sprzęgło podatne, 5 – pompa zębata

Druga metoda polega na badaniu zjawisk zachodzących wewnątrz pompy. W tym wypadku można założyć kilka uproszczeń, które sprowadzają się do rozpatrywania

modelu o małej liczbie stopni swobody. Na rysunku 2 przedstawiono przyjęty dwumasyowy model dynamiczny mikropompy zębatej, zbudowany na podstawie następujących założeń:

- ze względu na zwartą budowę pompy zębatej (krótki i sztywny wałek umieszczony w niewielkiej odległości pomiędzy łożyskami ślizgowymi oraz duża sztywność korpusu pompy) ograniczono się wyłącznie do analizy drgań skrętnych, pomijając drgania poprzeczne i osiowe,
- założono, że podatność giętna wałów jest nieskończenie mała, a łożyska są nieodkształcalne,
- przyjęto pełną kompensację sił osiowych na kołach zębatych,
- przyjęto, że moment przekazywany na wałek pędny pompy z układu napędowego jest stacjonarny, niezmienny w czasie,
- prędkość obrotowa wałka pompy jest stała,
- ciśnienie po stronie tłocznej pompy jest stałe,
- pulsacji ciśnienia tłoczenia nie ma wpływu na przebieg momentu naporu cieczy działającego na każde z kół zębatych,
- przyjęto znikomy wpływ sił związanych z bezwładnością i reakcją hydrodynamiczną strumienia cieczy,
- założono brak nadwyżki ciśnienia w przestrzeni zasklepionej,
- pominięto wpływ luzu międzyzębnego,
- uwzględniono wpływ tłumienia pomiędzy współpracującymi zębami,
- uwzględniono wpływ tłumienia obwodowego wynikającego z oddziaływania cieczy w szczelinach.



Rys. 7.29. Model dynamiczny pompy zębatej

W przedstawionym modelu dynamicznym założono, że wał koła pędnego porusza się ze stałą prędkości kątową ω . Element sprężysty o współczynniku c_w obrazuje sztywność skrętną wału. Koła zębate stanowią dwie bryły nieodkształcalne o masowych momentach bezwładności J_1 i J_2 . Koło czynne 1 oddziałuje na koło 2 przez element lepkościowy o zmiennej sztywności zazębienia $c_z(t)$ oraz poprzez stały współczynnik tłumienia w zazębieniu k_z . Obciążenie w zazębieniu P przebiega w kierunku prawidłowym do zarysu zębów, a więc działa wzdłuż linii przyporu będącej styczną do okręgów zasadniczych koła czynnego i biernego. Współczynnik k_t imituje tłumienie obwodowe drgań skrętnych kół wynikające z oddziaływania cieczy w szczelinach. Założono, że parametr k_t jest stały dla obu kół i obrazuje moment strat M_{t1} i M_{t2} . Na koła działają ponadto zmienne w czasie momenty od naporu cieczy M_1 i M_2 .

Korzystając z zasady d’Alamberta, dla każdej z mas skupionych uzyskuje się następujący układ równań różniczkowych:

$$\begin{cases} -J_1\ddot{\beta}_1 - P_d(\beta_1, \beta_2, \dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2)r_z - M_1(t) - M_{t1}(\dot{\beta}_1) - M_{wd} = 0 \\ -J_2\ddot{\beta}_2 + P_d(\beta_1, \beta_2, \dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2)r_z - M_2(t) - M_{t2}(\dot{\beta}_2) = 0 \end{cases} \quad (7.58)$$

Wartość obciążenia dynamicznego w zazębieniu dla elementu lepkościowego można określić z wzoru:

$$P_d = r_z \left[c_z(t)(\beta_1 - \beta_2) + k_z(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) \right] \quad (7.59)$$

W przyjętym modelu założono prostokątny przebieg zmiany sztywności. Moment dynamiczny na wałku pompy:

$$M_{wd} = c_w(\beta_1 - \beta_0) \quad (7.60)$$

Moment strat tarcia lepkiego w szczelinach dla i -tego koła zębatego:

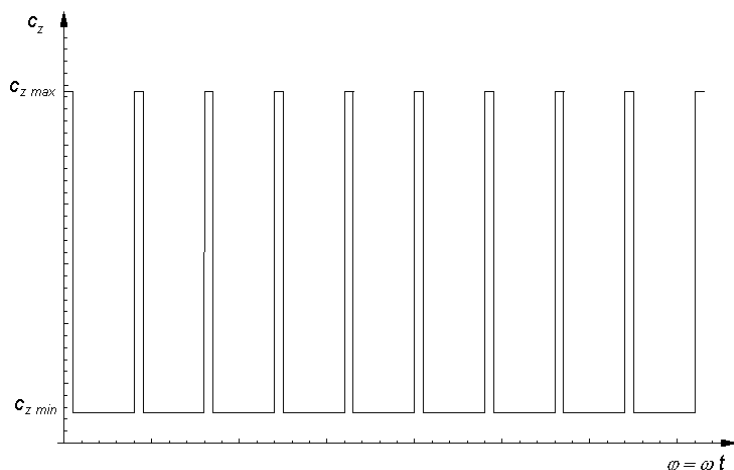
$$M_{ti} = k_t\dot{\beta}_i \quad (7.61)$$

Moment od naporu cieczy dla i -tego koła zębatego można określić na podstawie powszechnie znanej zależności:

$$M_i = \frac{p_{st} \cdot b}{2} \cdot \left[r_w^2 - \rho_i^2(t) \right] \quad (7.62)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \rho_1^2 &= r_i^2 + 2r_t \left(r_z \omega t - \frac{l}{2} \right) \sin \alpha_t + \left(r_z \omega t - \frac{l}{2} \right)^2 \\ \rho_2^2 &= r_i^2 - 2r_t \left(r_z \omega t - \frac{l}{2} \right) \sin \alpha_t + \left(r_z \omega t - \frac{l}{2} \right)^2 \end{aligned} \quad (7.63)$$

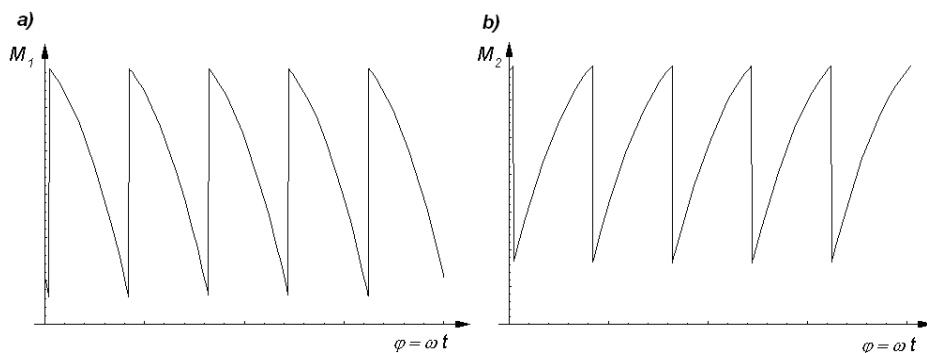
Rys. 7.30. Przebieg zmiany sztywności $c_z(t)$

Obliczenia pomp modelowych przeprowadzono na podstawie parametrów zestawionych w tabeli 7.4. Przytoczone wartości odpowiadają jednostce prototypowej PZO o wydajności jednostkowej $q = 1 \text{ cm}^3/\text{obr}$.

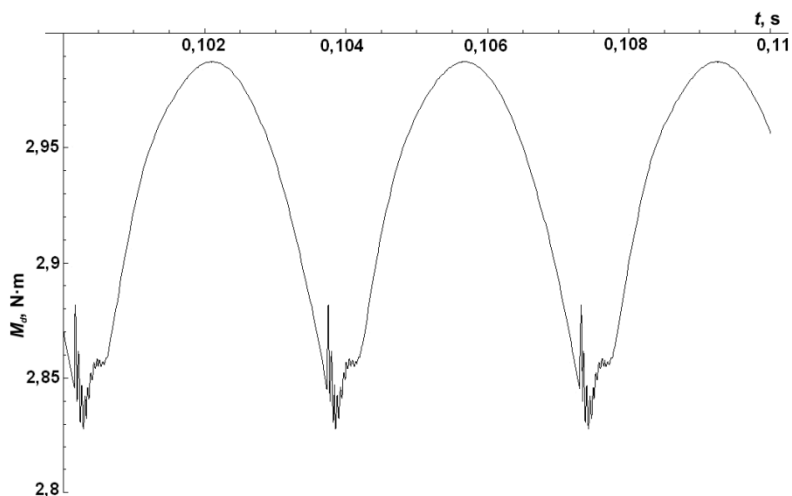
Tabela 7.4. Dane przyjęte do obliczeń dynamicznych

Parametr	Symbol	Jednostka	Wartość
Masowy moment bezwładności koła (1)	J_1	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$4,907\cdot 10^{-7}$
Masowy moment bezwładności koła (2)	J_2	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$4,195\cdot 10^{-7}$
Sztywność skrętna wału	c_w	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	281,64
Maksymalna sztywność zazębienia	$c_{z\max}$	N/m	$2,1\cdot 10^8$
Minimalna sztywność zazębienia	$c_{z\min}$	N/m	$1,13\cdot 10^8$
Współczynnik tłumienia w zazębieniu	k_z	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$	0,7
Współczynnik tłumienia obwodowego	k_r	$\text{N}\cdot\text{m s}/\text{rad}$	0,0075
Ciśnienie nominalne	p_{nom}	MPa	20
Prędkość obrotowa	n	obr/min	1500

Równania ruchu modelu (7.58) rozwiązano metodą numeryczną. Użyto do tego celu oprogramowania Mathematica 4.0. W obliczeniach wykorzystano metodę Rungego–Kutty o stałym kroku całkowania. Przykładowy teoretyczny przebieg momentu dynamicznego dla prędkości obrotowej $n = 1200 \text{ obr}/\text{min}$ przedstawiono na rysunku 7.32. W trakcie symulacji zaobserwowano, iż moment dynamiczny ustala się po kilku okresach zazębienia. Przytoczony wykres przedstawia przedział czasu, w którym przebieg jest już ustalony. Obliczone zmiany momentu dynamicznego odbywają się



Rys. 7.31. Teoretyczny przebieg momentu M_i od naporu cieczy:
a) na kole czynnym, b) na kole biernym



Rys. 7.32. Teoretyczny przebieg momentu dynamicznego M_d

z częstotliwością zazębienia f_z , na które nakładają się zmiany o dużej częstotliwości f_w . Częstotliwość f_w zależy w głównej mierze od sztywności wałka c_w i jest wzbudzana w momencie rozpoczęcia współpracy przez nową parę zębów. Zmiany momentu z częstotliwością f_w zanikają całkowicie w krótkim czasie na skutek tłumienia obwodowego k_t .

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- A_x – pole powierzchni przekroju przepływowego szczeliny w mikrorozdzielaczu
- $A(z)$ – pole najmniejszego przekroju, przez który płynie ciecz
- d_t – średnica tłoczka
- D – średnica otworu w mikrozaworze zwrotnym

l	– długość tłoczka
E	– moduł sprężystości objętościowej cieczy
F	– siła działająca na element sterujący zaworu
f	– częstotliwość
q	– wydajność jednostkowa
h	– grubość lub wysokość szczeliny
J	– masowy moment bezwładności
L	– długość otworu w mikrozaworze zwrotnym
l_p	– odległość między rozpatrywanymi przekrojami
m	– masa ruchomych elementów nastawczych zaworu oraz związanego słupa cieczy
M	– moment siły
n	– prędkość obrotowa
p	– ciśnienie
Re	– liczba Reynoldsa
V	– objętość
v	– średnia prędkość przepływu cieczy roboczej
X	– przemieszczenie suwaka
x	– przemieszczenie grzybka zaworu
Δp	– spadek ciśnienia
ρ	– gęstość cieczy
Q	– objętościowe natężenie przepływu cieczy
ξ	– współczynnik przepływu
x_p	– wielkość przekrycia w parze suwak–tuleja
s_s	– maksymalna szerokość szczeliny
x_m	– wysokość szczeliny
ν	– kinematyczny współczynnik lepkości
μ	– bezwymiarowy współczynnik przepływu
η	– dynamiczny współczynnik lepkości
ω	– prędkość kątowa

LITERATURA

- [7.1] Tomczyk J., *Wpływ przebiegu zmienności ciśnienia na dynamikę rozruchu układu z napędem hydraulicznym o stałym wydatku*, praca doktorska, Łódź 1982.
- [7.2] Cannon R.H., *Dynamika układów fizycznych*, WNT, Warszawa 1973.
- [7.3] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, WNT, Warszawa 1984.
- [7.4] Osiecki A., *Hydrostatyczny napęd maszyn*, WNT, Warszawa 1998.
- [7.5] Borghi M., Milani M., Paoluzzi R., *Influence of Notch Shape and Number of Notches on the Metering Characteristics of Hydraulic Spool Valves*, *International Journal of Fluid Power* 6 (2005), No. 2.
- [7.6] Kollek W., Kudźma Z., *Wpływ geometrii grzybka i gniazda zaworów wzniosowych na współczynnik przepływu*, *Sterowanie i napęd hydrauliczny*, nr 6/83.
- [7.7] Wong A.P., Bullough W.A., Chin S.B., Chua Y.S., *Performance of the piezo-poppet valve*. Part 1, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Part I, *Journal of Systems and Control Engineering*, Jan. 1, 2006, Vol. 220, Issue 6.
- [7.8] Wong A.P., Bullough W.A., Chin S.B., *Performance of the piezo-poppet valve*. Part 2, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Part I, *Journal of Systems and Control Engineering*, Jan. 1, 2006, Vol. 220, Issue 6.

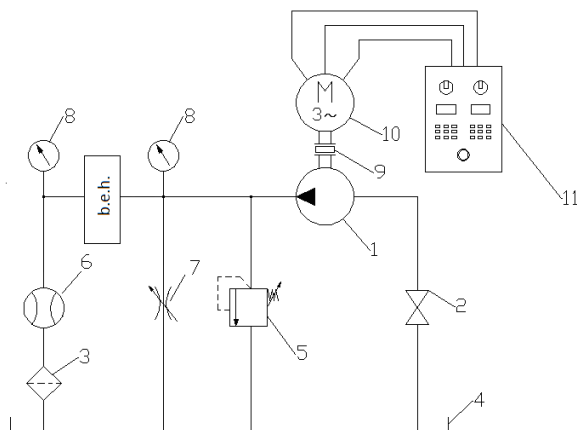
8. BUDOWA UNIWERSALNYCH STANOWISK DO BADAŃ ELEMENTÓW MIKROHYDRAULICZNYCH

Kazimierz MAGA, Piotr OSIŃSKI, Michał STOSIAK,
Artur WILCZYŃSKI, Janusz RUTAŃSKI

8.1. BUDOWA STANOWISKA DO REJESTRACJI PARAMETRÓW HYDRAULICZNYCH I MECHANICZNYCH

8.1.1. STANOWISKO BADAWCZE DO WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYK STATYCZNYCH I DYNAMICZNYCH ELEMENTÓW MIKROHYDRAULICZNYCH

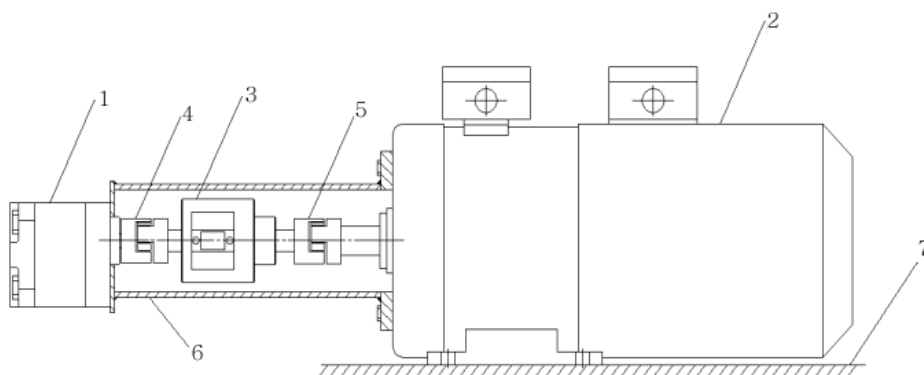
Schemat uniwersalnego stanowiska pomiarowego [8.13] do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych elementów mikrohydraulicznych przedstawiono na rysunkach 8.1 i 8.2. Stanowisko umożliwia określenie charakterystyki nie tylko gene-



Rys. 8.1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – pompa zębata, 2 – zawór odcinający, 3 – filtr zlewowy, 4 – zbiornik, 5 – zawór bezpieczeństwa nastawny, 6 – przepływomierz, 7 – zawór dławiący nastawny, 8 – manometr, 9 – momentomierz, 10 – 3-fazowy silnik napędowy z chłodzeniem obcym, 11 – szafa sterownicza, b.e.h. – badany element hydrauliczny [8.13]



Rys. 8.2. Stanowisko badawcze [8.13]



Rys. 8.3. Zespół pompujący z momentomierzem: 1 – pompa zębata, 2 – 3-fazowy silnik napędowy z chłodzeniem obcym, 3 – momentomierz MT5Nm-N24, 4,5 – sprzęgła podatne ROTEX GS, 6 – obudowa, 7 – podstawa [8.13]

ratora, ale również pozostałych elementów, takich jak: rozdzielacze, zawory zwrotne, dławicę itp. W skład zestawu wchodzi pompa wporowa, która napędzana jest przez silnik 3-fazowy z chłodzeniem obcym (silnik SIh80-B2/PO o mocy 0,75 kW wyprodukowany przez firmę Besel S.A.). Pompa wporowa jest elementem wymiennym i w zależności od potrzeb może być zastąpiona dowolną jednostką wporową o wydajności właściwej 0,1–1,2 dm³/obr. Prędkość obrotowa silnika może być zmieniana płynnie dzięki zastosowaniu szafy sterującej z wbudowanym falownikiem SS-01/07-10/PWR 11. Układ ten pozwala regulować prędkość obrotową silnika w zakresie 0–1750 obr/min.

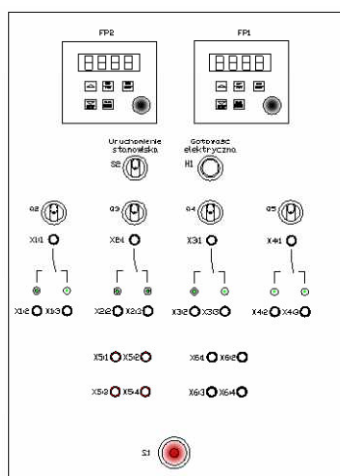
Zainstalowana pompa jest zabezpieczona przed przeciążeniem za pomocą nastawnego zaworu bezpieczeństwa. Obciążenie jednostki wporowej realizowane jest przez

zawór dławiący. Wydajność rzeczywista Q_{rz} mierzona jest za pomocą przepływomierza typu K-SCVF-002-10-07X firmy Parker o zakresie pomiarowym 0,01–2,0 dm³/min. Manometry pozwalają na odczyty ciśnienia tłocznego pompy lub spadku ciśnienia na badanym elemencie. Moment M na wale pompy mierzony jest za pomocą momentomierza MT5Nm-N24 o zakresie pomiarowym ± 5 N·m podłączonego do miernika MW2006-2. Prędkość obrotowa n pompy kontrolowana jest momentomierzem za pomocą czujnika magnetycznego. Momentomierz zamontowano na wałku silnika napędowego (rys. 8.3), za pomocą sprzęgła podatnego ROTEX GS firmy KTR. Dzięki zestawowi pomiarowemu możliwe było rejestrowanie momentu obrotowego na wale silnika, oraz jego prędkości obrotowej w czasie rzeczywistym. Wskazania są wyświetlane na mierniku MW2006-2. Moment napędowy jest przekazywany na badaną pompę przez sprzęgło podatne. Szczegółowe dane techniczne momentomierza oraz pozostałych przetworników i mierników przedstawiono w rozdziale 8.3.

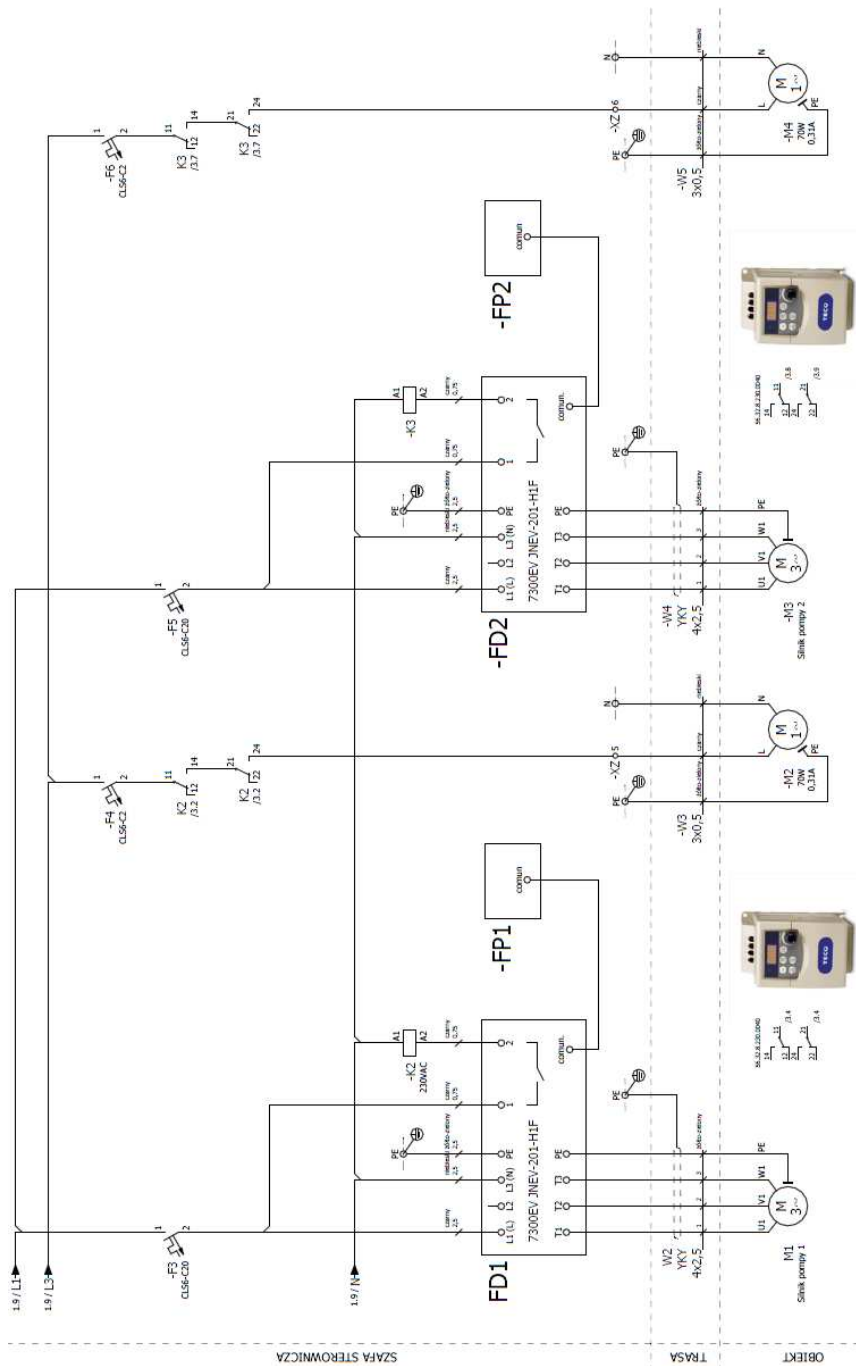
Badania elementów, tzn. sprawdzenie poprawności działania pompy, zaworu bezpieczeństwa oraz wskazań wszystkich przyrządów pomiarowych przeprowadzano po uruchomieniu próbnym stanowiska.

8.1.2. UKŁAD STEROWANIA STANOWISKIEM POMIAROWYM

W ramach realizacji stanowiska pomiarowego zaprojektowano i wykonano szafę sterującą (rys. 8.4). Schemat elektryczny szafy sterującej przedstawiono na rysunku 8.5. Układ sterowania umożliwia nastawianie prędkości pompy podłączonej do falownika oraz podłączenie zewnętrznych urządzeń zasilanych napięciem 24VDC. Sterowanie prędkością obrotową w głównej mierze oparte jest na przetwornicy często-



Rys. 8.4. Panel sterowania [8.13]



Rys. 8.5. Schemat sterowania falownikowego [8.13]

tliwości typ 7300EV firmy Teco. Falowniki zapewniają szeroki zakres regulacji prędkości obrotowej silnika. Dzięki układowi sterowania możliwe jest m.in. ustawienie takich parametrów pracy silnika elektrycznego, jak:

- czas przyśpieszenia,
- czas zwalniania,
- górna i dolna granica częstotliwości,
- prąd znamionowy silnika,
- tryb sterowania wektorowego (według charakterystyki napięcie/częstotliwość).

Ustawienie częstotliwości pracy falownika, a co za tym idzie także prędkości silnika, odbywa się za pomocą potencjometru. Możliwy zakres nastaw częstotliwości obejmuje wartości 1–60 Hz, co odpowiada prędkości 27,8–1668 obr/min. Zmiana prędkości pracy silnika za pomocą potencjometru może być wykonywana w trakcie pracy silnika oraz przy zatrzymanym falowniku. Czas osiągnięcia prędkości zadanej to minimum 1 sekunda. Funkcja opisująca zależność prędkości od częstotliwości wyrażana jest wzorem:

$$n_{\text{obr}} \text{ obr/min} = 27,8 \times f$$

Przy małych prędkościach obrotowych obudowa silnika może wykazywać zwiększoną temperaturę. Aby tego uniknąć, silnik sprzęgany jest z wentylatorem chłodzącym, mającym za zadanie zapobiegać nadmiernemu wzrostowi temperatury uzwojenia silnika elektrycznego.

System sterowania spełnia normy bezpieczeństwa. Na panelu sterowania znajduje się bowiem wyłącznik bezpieczeństwa (S1), który wciśnięty natychmiast odcina zasilanie w szafie sterowniczej. Wszystkie elementy zabezpieczone są wyłącznikami nadprądowymi, które chronią system przed uszkodzeniem.

8.1.3. OPRACOWANIE KONCEPCJI POMIARÓW I REJESTRACJI PARAMETRÓW HYDRAULICZNYCH I MECHANICZNYCH ELEMENTÓW MIKROHYDRAULICZNYCH

Parametrami, które podlegały pomiarowi i rejestracji w badanych układach i elementach mikrohydraulicznych, były:

- moment na wałku mikropompy,
- prędkość obrotowa wałka mikropompy,
- ciśnienie statyczne i dynamiczne,
- objętościowe natężenie przepływu czynnika roboczego.

Kontroli podlegała ponadto temperatura czynnika roboczego, której pomiaru dokonywano za pomocą precyzyjnego termometru elektronicznego PT-217 z cyfrowym wyświetlaczem. Główne parametry tego przyrządu to:

- zakres pomiarowy $-70-200\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- rozdzielczość $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- czujnik platynowy PT100,

- pobór mocy 20 mW

Pomiar ciśnienia dynamicznego dokonywany był za pomocą piezoelektrycznego miniaturowego czujnika ciśnienia Piezotronics typ ICP, model 105C23, którego podstawowe dane to:

- zakres pomiarowy 35 000 kPa,
- czułość 0,145 mV/kPa,
- ciśnienie maksymalne 51 700 kPa,
- rozdzielczość 0,69 kPa,
- częstotliwość rezonansowa ≥ 250 kHz,
- nieliniowość $\leq 2\%$ pełnego zakresu,
- waga 3 g.

Do zasilania i kondycjonowania danych z czujnika ciśnienia dynamicznego ICP służył przenośny kondycjoner sygnału VibAmp PA3000 (rys. 8.6). Kondycjoner ma m.in. możliwość ustawienia wzmocnienia ($\times 1$, $\times 10$, $\times 100$) oraz filtra dolno- lub górnoprzepustowego (odpowiednio 1 kHz, 10 Hz).

Wartość ciśnienia statycznego kontrolowana była za pomocą elektronicznego manometru firmy Parker typ Service Junior (rys. 8.7), którego podstawowe cechy i funkcje to:

- wyświetlanie wyniku pomiaru w postaci cyfrowej i graficznej (słupkowej),
- pomiar pików ciśnienia z czasem próbkowania 10 ms,
- dokładność $\pm 0,5\%$ zakresu pomiarowego,
- pomiar wartości chwilowej, maksymalnej i minimalnej ciśnienia.



Rys. 8.6. Przenośny kondycjoner sygnału dla czujników typu ICP



Rys. 8.7. Manometr cyfrowy Service Junior

Do określenia natężenia przepływu czynnika roboczego wykorzystano przepływomierz firmy Parker typu K-SCVF-002-10-07X nr seryjny P1668V3, o zakresie pomiarowym 0,01–2,0 dm³/min (rys. 8.8). Jest to przepływomierz wyporowy (owalno-kołowy) składający się z dwóch owalnych kół zębatach wprawianych w ruch obrotowy



Rys. 8.8. Przepływomierz wyporowy firmy Parker typu K-SCVF-002-10-07X [8.3, 8.4]



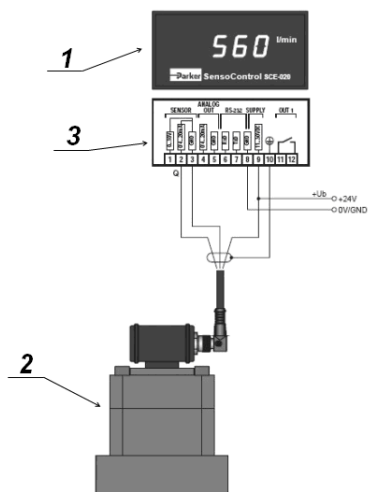
Rys. 8.9. Przepływomierz owalno-kołowy OVZ-AF firmy Caps System Sp. z o.o.

wy przez przyprływającą ciecz (rys. 8.9). Podczas obrotu kół zatopione w nich magnesy trwale wytwarzają impulsy w czujnikach magnetycznych zamontowanych w obudowie przepływomierza. Układ pomiarowy oblicza wydajność rzeczywistą przepływającego czynnika roboczego na podstawie określonej liczby impulsów przypadających na jednostkę czasu. Zastosowany przepływomierz cechuje się rozdzielczością pomiarową wynoszącą 40 000 impulsów/litr, która pozwala na przeprowadzenia pomiarów z dokładnością $\pm 0,5\%$ (przy 20 cSt) dla natężeń przepływów mieszczących się w granicach $0,01\text{--}2\text{ dm}^3/\text{min}$. Konstrukcja przepływomierza umożliwia pracę w szerokim zakresie lepkości cieczy roboczej, pod ciśnieniem mieszczącym się w zakresie pomiarowym do 40 MPa.

Z przepływomierzem współpracował miernik zintegrowany z wyświetlaczem typ SCE-020 firmy Parker (rys. 8.10 i 8.11). Dokonuje on zamiany sygnału analogowego wysyłanego z przepływomierza na wartość liczbową odpowiadającą zmierzonemu natężeniu przepływu. Błąd pomiarowy miernika wynosi $\pm 0,2\%$ wartości, na wyświetlaczu ± 1 cyfra. Szczegółowe informacje na temat parametrów technicznych przepływomierza i miernika można znaleźć w dokumentacji technicznej przyrządu [8.4] oraz w instrukcji obsługi miernika [8.5].



Rys. 8.10. Miernik zintegrowany z wyświetlaczem cyfrowym typu SCE-020 [8.3, 8.5]



Rys. 8.11. Miernik cyfrowy SCE-020 (1) współpracujący z przepływomierzem K-SCVF-002-10-07X (2), przyłącza elektryczne: zasilanie przepływomierza i przesył sygnału pomiarowego (3)

Dodatkowo do pomiaru momentu obrotowego M i prędkości obrotowej n wykorzystano zestaw MT5Nm-N24 numer fabryczny 090410 wraz z miernikiem MW2006-2 numer fabryczny 090303 firmy Sensor-AT (rys. 8.12). Moment określany jest za pomocą tensometrów naklejonych na wale pośredniczącym. Układ ma kompensację temperaturową, zestaw pozwala ponadto wykonywać pomiary z częstotliwością próbkowania 1,6 kHz. Błąd pomiaru dla omawianego momentomierza wynosi poniżej 0,3% w zakresie momentu do ± 5 Nm. Dodatkowo w momentomierzu znajduje się czujnik magnetyczny umożliwiający określenie prędkości obrotowej w zakresie 0–8000 obr/min. Szczegółowe dane techniczne zestawu zawiera instrukcja obsługi [8.6].

Sposób pomiaru wymienionych wielkości (por. wyżej) i ich rejestracji bazuje na wykorzystaniu czterokanałowego, cyfrowego oscyloskopu firmy Tektronix TDS 224 z modułem rozszerzającym TDS2MM umożliwiającym dokonanie w czasie rzeczy-



Rys. 8.12. Momnetomierz MT5Nm-N24 wraz z miernikiem MW2006-2 [8.6]

wistym analizie widma badanego sygnału poprzez zastosowanie szybkiego przekształcenia Fouriera (FFT). Podstawowe parametry oscyloskopu to:

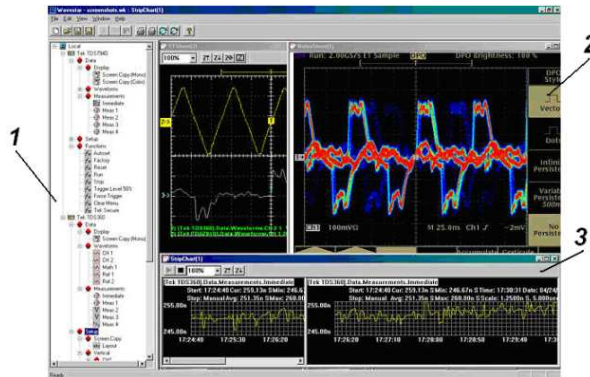
- szybkość gromadzenia danych: do 100 przebiegów na sekundę,
- przetwornik A/C: rozdzielczość 8 bitów, każdy kanał próbkowany niezależnie,
- szerokość analogowego pasma przenoszenia: 100 MHz,
- czas narastania sygnału na złączu BNC: <3 ns.

Szczegółowa specyfikacja techniczna oscyloskopu podana została w [8.6].

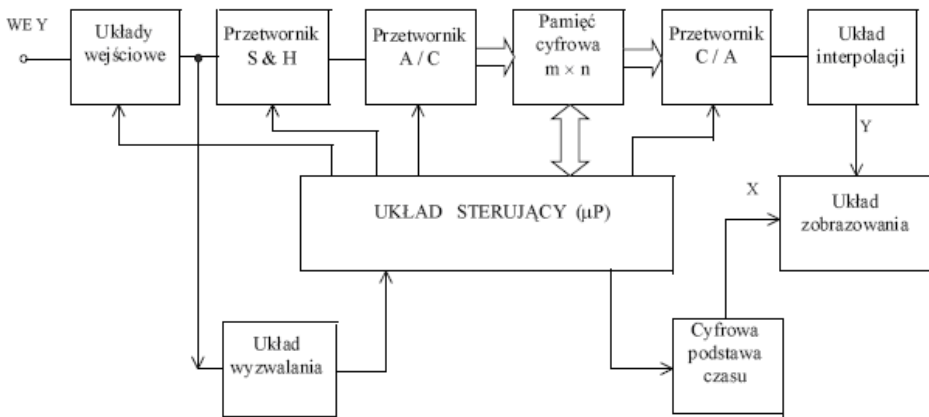
Użyty oscyloskop (TDS224, Tektronix) ma cztery niezależne kanały pomiarowe z możliwością indywidualnego ustawiania wartości wzmocnienia dla każdego z nich. We wbudowanej pamięci oscyloskopu są zapamiętane dwa przebiegi rejestrowanych sygnałów. Zainstalowany moduł rozszerzający umożliwia przeprowadzenie oprócz analizy FFT, także podstawowych operacji matematycznych, jak: dodawanie i odejmowanie w czasie rzeczywistym sygnału, filtrowanie sygnału oraz jego odwracanie. Cechy funkcjonalne oraz wzajemna kompatybilność w zakresie sygnału pomiarowego wyjściowego pozwoliły sprężyć oscyloskop z torami pomiaru momentu na wałku pompy, prędkością obrotową na wałku pompy oraz ciśnieniem dynamicznym. Istnieje zatem, w razie potrzeby, możliwość niezależnego pomiaru i rejestracji tych parametrów, zapisu w pamięci oscyloskopu lub na dysku twardym komputera przenośnego. Dzięki znajdującemu się na dodatkowym wyposażeniu oscyloskopu modułowi rozszerzającemu TDS2MM transmisja danych z oscyloskopu do współpracującego komputera może odbywać się za pośrednictwem interfejsu GPIB lub RS232. W uniwersalnym stanowisku do pomiaru parametrów elementów i układów mikrohydraulicznych zdecydowano się wykorzystać interfejs RS232, który cechuje się szybkością transmisji danych 19 200 b/s. Współpracujący komputer przenośny wyposażony został w oprogramowanie WaveStar for Oscilloscope dostarczone przez producenta oscyloskopu firmę Tektronix Inc. z USA. Przykładowe okno główne programu wraz z podoknami pokazano na rysunku 8.13.

Oprogramowanie umożliwiało ponadto eksport danych pomiarowych do pliku tekstowego dla każdego kanału osobno. Dane pomiarowe każdego z kanałów złożone były z dwóch kolumn (pierwsza to dane dotyczące czasu, druga to wartość elektrycznego sygnału napięciowego odpowiadająca wartości mierzonej) oraz 2500 wierszy (rekordów). W pewnym uproszczeniu pracę oscyloskopu cyfrowego podzielić można na dwa etapy: zbieranie informacji pomiarowej oraz odtworzenie badanego sygnału. Schemat funkcjonalny w sposób uproszczony przedstawia rysunek 8.14.

Zbieranie informacji pomiarowej następuje w taki sposób, że sygnał badany $u(t)$ po wzmocnieniu lub słumieniu w układach wejściowych zostaje podany na przetwornik próbkująco-pamiętający. Na wyjściu przetwornika otrzymywany jest sygnał „schodkowy”. Wartość napięcia i -tego schodka jest równa napięciu chwilowemu $u(t_i)$. Wartość ta utrzymuje się do przyścia następnego impulsu próbkującego. W tym czasie ($\Delta t = t_{i+1} - t_i$) przetwornik analogowo-cyfrowy (A/C) przetwarza napięcie $u(t_i)$ na



Rys. 8.13. Okno główne programu WaveStar for Oscilloscope:
 1 – panel wyboru arkuszy, kanałów, sposobu wyświetlania danych,
 2 – podokno (arkusz) z przebiegiem czasowym dwóch sygnałów pomiarowych,
 3 – podokno z indywidualną prezentacją przebiegów czasowych sygnału pomiarowego



Rys. 8.14. Uproszczony schemat funkcjonalny oscyloskopu cyfrowego

sygnał cyfrowy wyrażony w odpowiednim kodzie. Sygnały cyfrowe z wyjścia przetwornika A/C zapisywane są jako kolejne n -bitowe słowa pamięci cyfrowej RAM. Każde słowo zawiera informację o wartości chwilowej napięcia badanego. W pamięci o pojemności m -słów zapisana jest informacja o m próbkach badanego sygnału. Po wypełnieniu wszystkich komórek pamięci są dwie możliwości dalszej pracy oscyloskopu:

a) sygnały pomiarowe z wyjścia przetwornika A/C są wpisywane w odpowiednie miejsca pamięci po wymazaniu poprzednich wartości; ten rodzaj pracy nazywany jest pracą aktywną (*active trace* – obraz aktywny) i stosowany jest przy obserwacji sygnałów powtarzalnych (np. okresowych);

b) wartości kolejnych próbek z wyjścia przetwornika A/C nie są wpisywane do pamięci; informacje o badanym sygnale raz zapisane w pamięci są w niej zamrożone i mogą być przechowywane dowolnie długo (do wyłączenia zasilania); ten rodzaj pracy nazywany jest pracą z zamrożeniem (*stored trace*) i stosowany jest przy badaniu sygnałów jednokrotnych.

Do odtworzenia badanego sygnału wykorzystuje się sygnały cyfrowe zapisane w pamięci cyfrowej. Układ sterujący generuje napięcie szpilkowe o częstotliwości f_{ster} , sterujące pracą przetwornika C/A oraz generatora cyfrowej podstawy czasu. W takt sygnału sterującego kolejne słowa z pamięci cyfrowej podawane są na wejście przetwornika C/A. Na wyjściu tego przetwornika otrzymywane jest napięcie schodkowe aproksymujące sygnał badany. Podawane jest ono przez układ interpolacji na wejście Y układu zobrazowania. Na wejście X podawane jest napięcie cyfrowej podstawy czasu. Jest to napięcie schodkowe o parametrach czasowych zależnych od parametrów generatora sterującego. W ten sposób otrzymany oscylogram składa się z punktów. Zastosowanie układu interpolacji powoduje, że widoczny na ekranie oscylogram jest ciągły. Punkty łączone są bowiem najczęściej odcinkami prostymi (interpolacja liniowa). Szczegółowa zasada pracy i wymagania stawiane poszczególnym podukładom oscyloskopu cyfrowego podane zostały m.in. w [8.2].

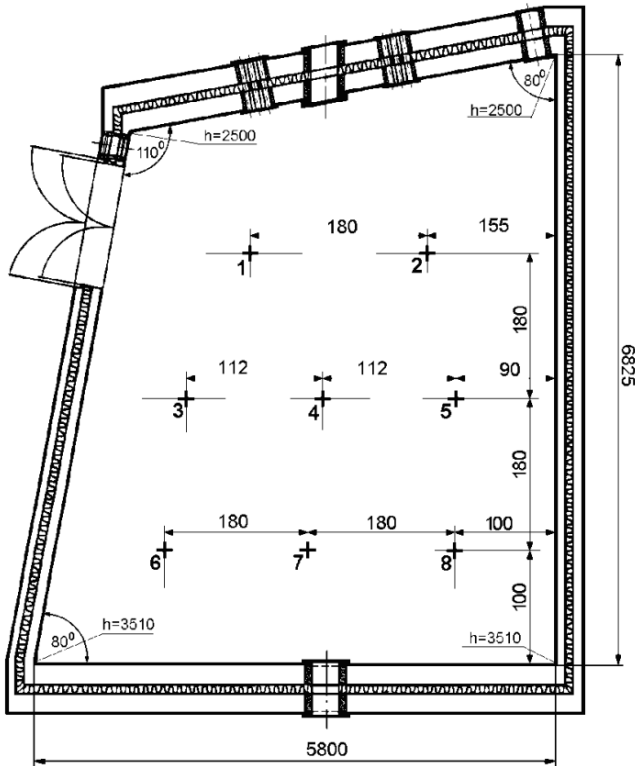
Taka koncepcja pomiarów podstawowych parametrów hydraulicznych i mechanicznych mikroelementów hydraulicznych cechuje się m.in.:

- wzajemną kompatybilnością sprzętowo-programową,
- możliwością jednoczesnego pomiaru wszystkich istotnych parametrów hydraulicznych i mechanicznych mikroukładu hydraulicznego,
- możliwością bieżącej obserwacji wartości sygnału pomiarowego (na oscyloskopie i wyświetlaczu cyfrowym w przypadku ciśnienia statycznego, natężenia przepływu, momentu i prędkości obrotowej wałka pompy),
- możliwością analizy sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości w czasie rzeczywistym, bezpośrednio w trakcie pomiaru.

8.2. BUDOWA STANOWISK DO REJESTRACJI WIELKOŚCI AKUSTYCZNYCH

8.2.1. STANOWISKO BADAWCZE DO WYZNACZENIA MOCY AKUSTYCZNEJ

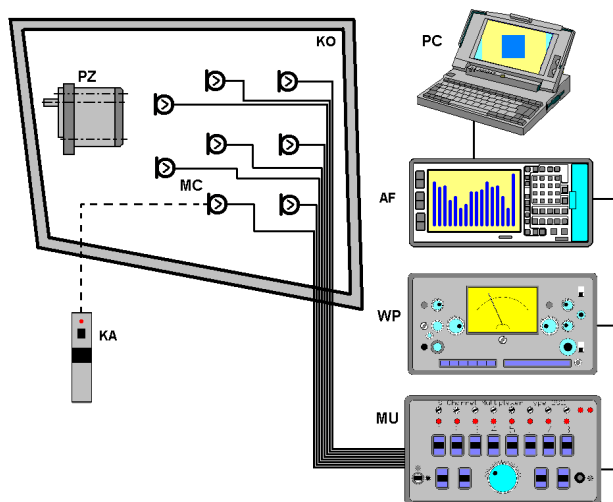
Komora pogłosowa (rys. 8.15) do badań wibroakustycznych spełnia normę ANSI S1.21-1972 oraz PN-85/N-01334 i zapewnia możliwości atestowania maszyn i urządzeń pod kątem drgań i hałasu [8.8]. Izolacyjność akustyczna komory w stosunku do zakłóceń zewnętrznych w zakresie częstotliwości 0,2–20 kHz wynosi 50 dB. Taka izolacyjność zapewnia eliminację zakłóceń pochodzących od układu napędowego oraz hydraulicznego układu zasilającego badaną pompę.



Rys. 8.15. Komora pogłosowa

Komorę wykonano z dwóch podobnych nieforemnych wielościanów umieszczonych „jeden w drugim”. Ściany komory wykonano z pełnej cegły, natomiast tynki wewnętrzne z zaprawy cementowej. Różne kąty dwuścienne oraz betonowe tynki pozwoliły wyeliminować pojawienia się stojącej fali. Równomierność rozkładu pola akustycznego w komorze jest dobra i mieści się w dopuszczalnych granicach, począwszy od częstotliwości środkowej dla oktawy wynoszącej 125 Hz. Na podstawie badań rozkładu pola akustycznego ustalono w komorze osiem stałych punktów pomiarowych. Mikrofony ustalono zgodnie z zaleceniami wymienionych norm na wysokości 1,3 m od podłogi.

Zestaw aparatury do pomiaru hałasu pompy zębatej umieszczono w dyfuzyjnej komorze akustycznej (rys. 8.16). W ośmiu punktach rozstawione były mikrofony pomiarowe, z których odczytywano poziom ciśnienia akustycznego, a następnie uśredniano go. Mikrofony pomiarowe, z których odczytywano dane, wybierane były za pomocą multipleksera, a sam poziom wraz z widmem zapisywany był w pamięci analizatora dwukanałowego. Edycję danych przeprowadzono na komputerze klasy PC w programie firmy B & K typ 5306.

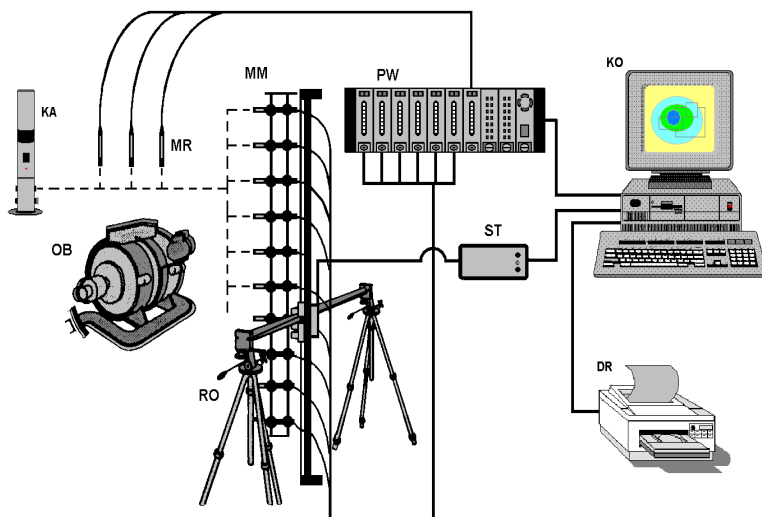


Rys. 8.16. Schemat blokowy do określenia hałaśliwości pompy zębatej:

KA – kalibrator, MC – osiem mikrofonów pola swobodnego,
 MU – multiplekser, WP – wzmacniacz pomiarowy,
 AF – dwukanałowy analizator częstotliwości, PC – komputer,
 PZ – obiekt badań, KO – komora [8.8]

8.2.2. STANOWISKO BADAWCZE DO PRZEPROWADZENIA LOKALIZACJI ŹRÓDEŁ DŹWIĘKU

Schemat zestawu do pomiaru metodą holografii akustycznej [8.7–8.12] przedstawiono na rysunku 8.17. Sygnał akustyczny odbierany był przez dwuwymiarową matrycę mikrofonową złożoną z trzydziestu sześciu ciśnieniowych mikrofonów skanujących B & K typ 4196 (MM). Mikrofony ułożone były w 2 kolumnach i 18 wierszach, odległość pomiędzy mikrofonami wynosiła 10 cm. W każdy z mikrofonów wbudowany jest przedwzmacniacz. Następnie wzmocniony sygnał napięciowy przechodził przez filtry cyfrowe znajdujące się w analizatorze wielokanałowym B & K typ 3561 (PW). Otrzymane dane rejestrowano na dysku twardym stacji roboczej (KO). Liczba punktów pomiarowych uzależniona była od zakresu częstotliwości i wielkości badanego obiektu. W związku z tym w trakcie pomiarów zaszła konieczność sterowania położeniem mikrofonów skanujących. Za tę funkcję odpowiadały dwa siłowniki krokowe robota B & K typ 9655 (RO) podłączone do sterownika B & K typ 9655 (ST). Sterownik zarządzany był poprzez interfejs RS-232 i oprogramowanie B & K typ 7688 zainstalowane stacji roboczej (KO). Dodatkowo w systemie znajdowało się 6 mikrofonów referencyjnych B & K typ 4196 (MR), umieszczonych w pobliżu głównego źródła hałasu, tj. silnika napędowego. Służyły one do ustalenia funkcji koherencji pomiędzy akustycznym sygnałem skanującym i referencyjnym. Takie rozwiązanie



Rys. 8.17. Schemat blokowy zestawu do pomiaru metodą STSF:

- KA – kalibrator natężenia B & K typ 3541, MR – mikrofony referencyjne B & K typ 4196;
 MM – matryca skanująca B & K typ WA0807 z mikrofonami B & K typ 4196;
 PW – przetwornik wielokanałowy B & K typ 3561; ST – sterownik robota B & K typ 9655;
 RO – robot pomiarowy B & K typ 9655; OB – obiekt badawczy;
 KO – stacja robocza HP z oprogramowaniem B&K typ 7688, DR – drukarka [8.7]

umożliwiło określenie, jaka część globalnego poziomu hałasu pochodzi od poszczególnych źródeł. Pozytywnym skutkiem wprowadzenia sygnału referencyjnego było ponadto określenie stacjonarności mierzonego sygnału mającego decydujący wpływ na końcowe wyniki pomiarów.

Przed rozpoczęciem pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego, tj. pistonfonu typ 4228 firmy Brüel & Kjaer (KA), o ściśle określonym poziomie $L_m = 124,4$ dB dla częstotliwości nominalnej $f_w = 250$ Hz. Poziom ciśnienia odniesienia dla pomiarów hałasu wynika z przyjętego wzorcowego poziomu wynoszącego $p_o = 20 \mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa (0 dB).

LITERATURA

- [8.1] TEKTRONIX – Instrukcja obsługi: Oscyloskopy cyfrowe TDS210, TDS220, TDS224.
 [8.2] Chwałeba A., Poniński M., Siedlecka A., *Metrologia elektryczna*, wyd. VIII, WNT, Warszawa 2003.
 [8.3] Katalog nr 4083-2/UK: *Measurement, Control, Regulation and Automation*, Parker Hannifin, 2007.
 [8.4] Dokumentacja techniczno-ruchowa przepływomierza firmy Parker typu K-SCVF-002-10-07X.
 [8.5] Instrukcja obsługi miernika cyfrowego zintegrowanego z wyświetlaczem firmy Parker typ SCE-020.
 [8.6] Instrukcja obsługi miernika i momentomierza firmy SensorAT typ MT-5, MT-10, MT-20, MT-50, MT-100, MT-200, MT-500, MT-1000.

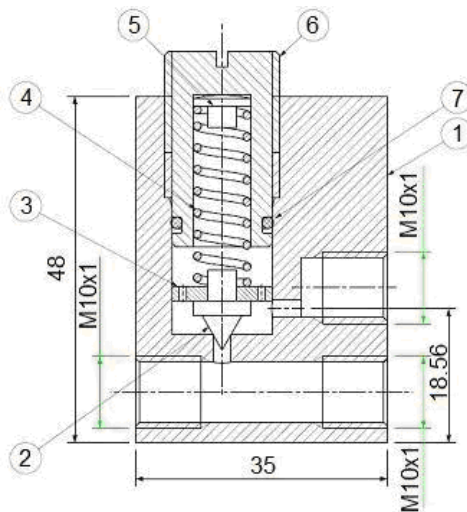
- [8.7] Kollek W., Osiński P., *Ocena przydatności energetycznych metod pomiarowych do identyfikacji źródeł dźwięku w urządzeniach hydraulicznych*, Inżynieria maszyn, 11, 2–3/2006.
- [8.8] Osiński P., *Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości akustyczne i hydrauliczne pomp zębatych*, Rozprawa doktorska, Raport z serii: PRE nr 14/2005, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2005.
- [8.9] Kollek W., Osiński P., *Zastosowanie metod energetycznych w diagnozowaniu stanu akustycznego maszyn i urządzeń*, XII Konferencja Naukowo-Techniczna „Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów”, WAT, Warszawa 2000.
- [8.10] Kollek W., Osiński P., *Możliwość diagnozowania i identyfikacji maszyn hologramami akustycznymi*, Napęd i Sterowanie 2001, VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania, Gdańsk 2001.
- [8.11] Kollek W., Osiński P., *Zastosowanie holografii akustycznej w diagnozowaniu maszyn i urządzeń*, Napęd i Sterowanie, 3(23)/2001.
- [8.12] Kollek W., Osiński P., *Diagnozowanie maszyn i urządzeń hydraulicznych metodą holografii akustycznej*. Konferencja towarzysząca 73 Targom Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych. Hydropneumatica, Poznań 2001.
- [8.13] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., *Budowa stanowisk do pomiaru układów mikrohydraulicznych*, Sprawozdanie nr S-08/2011, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2011.

9. EKSPERYMENTALNE OKREŚLENIE WPLYWU DRGAŃ MECHANICZNYCH NA PRZEBIEGI CIŚNIEŃ W WYBRANYCH UKŁADACH MIKROHYDRAULICZNYCH

Zygmunt KUDŹMA, Michał STOSIAK

9.1. WPLYW ZEWNĘTRZNYCH DRGAŃ MECHANICZNYCH NA PRZEBIEG CIŚNIENIA W UKŁADZIE Z MIKROZAWOREM PRZELEWOWYM

Zbadano wpływ drgań podłoża, do którego mocowany jest mikrozawór maksymalny, na pulsację ciśnienia generowanego przez wzbudzany do wibracji element zamykający zaworu. Analizie i badaniom doświadczalnym poddano zawór maksymalny jednostopniowy typu wzniosowego, w którym element zamykający był w kształcie grzybka stożkowego. Przekrój osiowy badanego zaworu przedstawiono na rysunku 9.1.



Rys. 9.1. Przekrój osiowy mikrozaworu maksymalnego:
1 – korpus, 2 – grzybek, 3 – tarcza tłumiąca, 4 – sprężyna,
5 – talerz, 6 – śruba nastawcza, 7 – uszczelka

9.1.1. CHARAKTERYSTYKA ŹRÓDŁA ZEWNĘTRZNYCH DRGAŃ MECHANICZNYCH

Wielkością charakteryzującą wpływ drgań na maszyny i urządzenia może być wartość skuteczna prędkości drgań [9.1]. Aby nie dopuścić do szkodliwego działania drgań mechanicznych, należy ograniczyć wartości amplitud przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń. Ograniczenie tych wielkości jest wskazane ze względu na pracę maszyny i urządzenia w przypadku zakłóceń spowodowanych drganiami oraz bezpieczeństwo otoczenia, w którym maszyny czy urządzenia pracują.

W przypadku drgań wymuszonych o przebiegu harmonicznym dopuszczalne wartości skuteczne przemieszczeń można określić na podstawie wzoru (9.1):

$$x_u = \frac{v_u}{2\pi f_u}, \text{ m} \quad (9.1)$$

gdzie: v_u – wartość skuteczna prędkości drgań, m/s, f_u – częstotliwość, Hz.

Dopuszczalną wartość skuteczną przyspieszeń drgań można obliczyć ze wzoru:

$$a_u = 2\pi f v_u, \text{ m/s}^2 \quad (9.2)$$

Natężenie drgań mechanicznych można również określić z zależności [9.1]:

$$\chi = \frac{a^2}{f} \quad (9.3)$$

Do opisu sygnału o nieskończonym lub bardzo długim czasie trwania, w tym sygnałów okresowych, można stosować pojęcie mocy średniej sygnału okresowego [9.2] zdefiniowanej jako:

$$P_x = \langle x^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x^2(t) dt \quad (9.4)$$

gdzie: T – okres sygnału, x , t_0 – dowolny punkt osi czasu.

Operując terminologią stosowaną w teorii sygnałów, wielkość P_x można nazwać kwadratem wartości skutecznej sygnału, a $\sqrt{P_x}$ jego wartością skuteczną.

Na podstawie analizy powyższych rozważań, do opisu drgań mechanicznych przyjęto wielkość wartości skutecznej przyspieszenia drgań opisaną równaniem (9.2).

Podczas eksperymentalnych badań wpływu drgań mechanicznych na pracę wybranych elementów mikrohydraulicznych, źródłem drgań mechanicznych był elektromagnetyczny wzбудnik drgań, który szczegółowo opisano w podrozdziale 9.1.2.

Można zatem, używając (9.2), dokonać porównania wartości skutecznych przyspieszenia drgań uzyskiwanych na rzeczywistych maszynach czy urządzeniach z wartościami skutecznymi przyspieszenia drgań uzyskiwanymi na elektromagnetycznym wzбудniku drgań. Zastosowany wzбудnik drgań umożliwił generowanie drgań me-

chanicznych, których parametry (opisane powyższymi zależnościami) odpowiadały parametrom drgań w rzeczywistych maszynach i urządzeniach wyposażonych w elementy mikrohydrauliczne. Na przykład wartość skuteczna przyspieszenia drgań zmierzonych na zasilaczu hydraulicznym własnej konstrukcji, w którym pompa wielotłokowa PNZ-25 napędzana jest silnikiem elektrycznym z prędkością 1500 obr/min, wynosi:

$$a_u = 2\pi \frac{nz}{60} v_u = 2\pi \cdot 175 \cdot 0,0176 = 19,3 \quad (9.5)$$

gdzie $z = 7$.

Natomiast wartość skuteczna przyspieszenia drgań zmierzonych na zasilaczu mikrohydraulicznym wynosi:

$$a_u = 2\pi f v_u = 2\pi \cdot 927 \cdot 0,002 = 11,64 \quad (9.6)$$

Szerokie spektrum drgań generowanych przez wzbudnik pozwalało na jego wykorzystanie w badaniach jako źródło zewnętrznych drgań mechanicznych działających na wybrane elementy mikrohydrauliczne.

9.1.2. STANOWISKO GENERATORA DRGAŃ MECHANICZNYCH DZIAŁAJĄCYCH NA WYBRANE ELEMENTY MIKROHYDRAULICZNE

W celu określenia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na mikroelement hydrauliczny oraz będących skutkiem tego zmian w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia zbudowano stanowisko badawczo-pomiarowe składające się z:

- elektrodynamicznego wzbudnika drgań generującego drgania mechaniczne o zadanej częstotliwości i amplitudzie,
- wzmacniacza pomiarowego,
- układu sterowania i regulacji drgań Puma firmy Spectral Dynamics,
- układu pomiaru (pulsacji ciśnienia i drgań mechanicznych) i akwizycji danych.

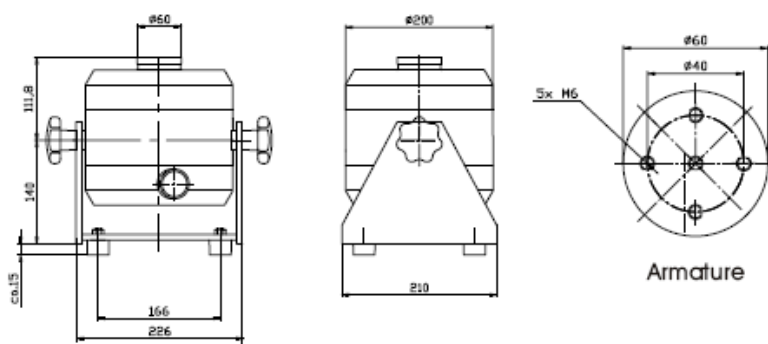
Elektrodynamiczny wzbudnik drgań mechanicznych

Podczas przeprowadzonych badań wykorzystano wzbudnik firmy Tira Vibration Test Systems, typ TV 51144 (rys. 9.2, 9.3) współpracujący ze wzmacniaczem BA 1000 (rys. 9.4)

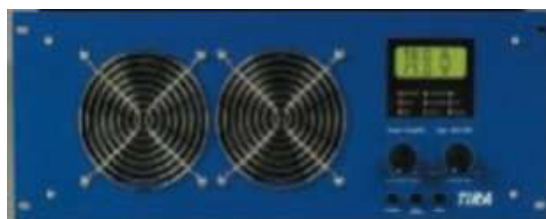
Zastosowany wzbudnik jest elektromagnetycznym wzbudnikiem drgań mechanicznych, w którym skutkiem elektrycznego sygnału sterującego jest przemieszczenie w systemie układu automatycznej regulacji, pozwalający utrzymać zadany poziom drgań. Odpowiedź dynamiczną zastosowanego wzbudnika można podzielić na trzy obszary [9.3, 9.4]. Pierwszy obszar zależy od masy i sztywności układu ruchomego wzbudnika i obejmuje rezonans mechaniczny układu. W trzecim obszarze ujawnia



Rys. 9.2. Elektrodynamiczny wzbudnik drgań mechanicznych



Rys. 9.3. Wymiary główne elektrodynamicznego wzbudnika drgań



Rys. 9.4. Wzmacniacz pomiarowy BA 1000 TiraVib

się rezonans drgań osiowych elementu ruchomego jako ciała odkształcalnego – powyżej kilku kHz. Zastosowany układ sterowania drgań z pętlą sprzężenia zwrotnego (układ regulacji) umożliwił utrzymanie, w pewnym zakresie, stałej amplitudy drgań niezależnie od zmieniającej się częstotliwości i masy wzbudzanego elementu (mikrozaworu hydraulicznego). Wzbudnik był izolowany od podłoża, tak aby zapewnić brak wpływu dodatkowych drgań pochodzących z otoczenia na układ pomiarowy.

Podstawowe dane techniczne (por. także [9.3]):

- wzbudnika drgań mechanicznych:
 - maks. siła generowana sinus/random 440/311 N,
 - zakres częstotliwości 2–6500 Hz,
 - maks. przyspieszenie sinus/random 110/80 g,
 - masa elementów ruchomych 0,4 kg,
 - maks. prędkość sinus 1,5 m/s,
 - maks. przemieszczenie 25,4 mm,
 - masa 18 kg,
 - maks. sił bez chłodzenia 100 N;
- układu chłodzenia (dmuchawa):
 - natężenie przepływu (powietrza) 60 m³/h,
 - maks. różnica ciśnień 110 mbar,
 - generowany poziom dźwięku 63 dB(A),
 - masa 21 kg,
 - zasilanie elektryczne 230 V, 50 Hz;
- wzmacniacza mocy:
 - moc wyjściowa 1200 VA,
 - zakres częstotliwości 2–20 000 Hz,
 - stosunek sygnału do szumu > 90 dB,
 - masa 45 kg.

Układ pomiarowy

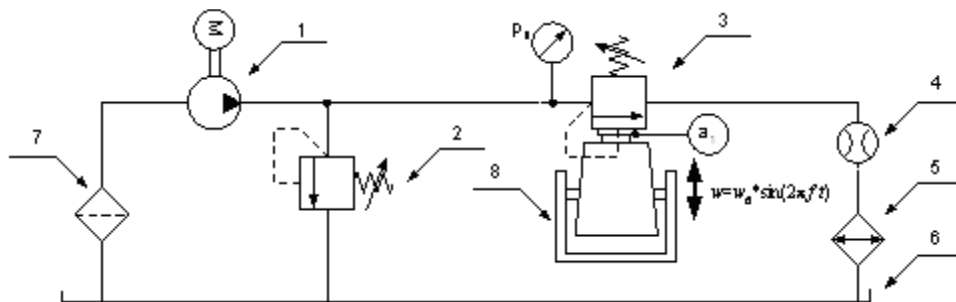
Do pomiarów wykorzystano nowoczesne przetworniki pomiarowe oraz wysokiej klasy sprzęt rejestracyjny w postaci oscyloskopu cyfrowego Tektronix wraz z komputerem osobistym (rys. 9.5), na którym zainstalowane było oryginalne oprogramowanie dostarczone przez producenta oscyloskopu.

W trakcie badań rejestrowano następujące wielkości:

- pulsację ciśnienia w punkcie występowania badanego elementu za pomocą piezoelektrycznego miniaturowego przetwornika ciśnienia firmy Piezotronics,



Rys. 9.5. Czterokanałowy oscyloskop cyfrowy, typ TDS 224 firmy Tektronix



Rys. 9.6. Schemat układu hydraulicznego do badania wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na mikroawór hydrauliczny: 1 – mikropompa $q_p = 0,25 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 2 – mikroawór bezpieczeństwa, 3 – badany mikroawór przelewowy, 4 – przepływomierz, 5 – chłodnica cieczy roboczej, 6 – zbiornik oleju hydraulicznego, 7 – filtr oleju hydraulicznego, 8 – wzbudnik drgań mechanicznych

- przyspieszenie drgań obiektów rzeczywistych, na których zainstalowane są elementy hydrauliczne.

Układ pomiarowy umożliwił pomiar, rejestrację, przetwarzanie w czasie rzeczywistym oraz zapis na dysku twardym sprzężonego komputera wymienionych wielkości pomiarowych (por. wyżej). W rezultacie otrzymywano pliki pomiarowe w formacie ASCII oraz graficznym.

Dane z pomiarów były następnie opracowywane za pomocą programu do kompleksowej analizy i wizualizacji ORIGIN Professional 7.5 oraz za pomocą arkusza kalkulacyjnego EXCEL.

Schemat układu hydraulicznego badanego mikroaworu przelewowego pokazano na rysunku 9.6.

W celu przeprowadzenia badań mikroawór zamocowano na stole wzbudnika generującego drgania mechaniczne o ustalonej amplitudzie i częstotliwości:

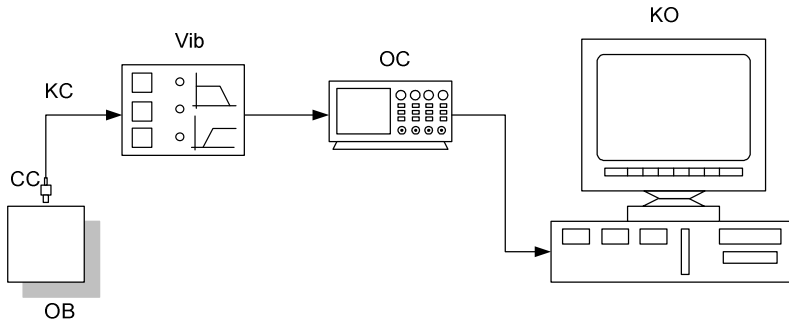
$$w(t) = w_0 \sin(2\pi ft) \quad (9.7)$$

gdzie: w_0 – amplituda drgań mechanicznych, m, f – częstotliwość drgań mechanicznych, Hz, t – czas, s.

W punktach p_1 i a_1 mierzono, a następnie rejestrowano za pomocą akcelerometru pulsację ciśnienia oraz parametry zewnętrznych drgań mechanicznych.

Pomiar ciśnienia

Pomiar ciśnienia w linii wysokociśnieniowej p_1 realizowany jest za pomocą piezoelektrycznego miniaturowego przetwornika ciśnienia ICP M105C23; ciśnienie w linii zlewowej było bliskie zero. Pasmo przenoszonych częstotliwości toru pomiaru ciśnienia sięga 5 kHz. Symbol katalogowy M105C23 oznacza przetworniki specjalnego zastosowania, w których wyeliminowano wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na wartość i przebieg wielkości mierzonej.



Rys. 9.7. Schemat blokowy toru pomiaru wpływu wymuszenia zewnętrznego na zmiany ciśnienia w badanym układzie hydraulicznym zawierającym rozpatrywane elementy:

BO – badany obiekt (mikroprzewód hydrauliczny), CC – piezoelektryczny przetwornik ciśnienia M105C23 firmy Piezotronics, KC – kabel czujnikowy typ 002B05 firmy PCB Piezotronics, Vib – przeñośny kondycjoner sygnału ICP Vibamp PA3000, OC – czterokanałowy oscyloskop cyfrowy firmy Tektronix typ TDS 224 wraz z modulem rozszerzającym TDS 2CM, KO – komputer osobisty PC

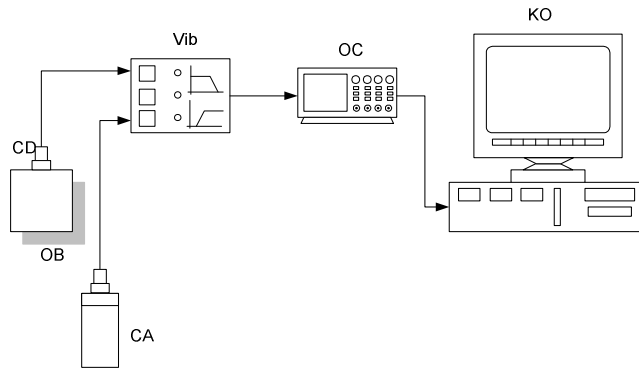
Zestaw aparatury do pomiaru ciśnienia w punkcie pomiarowym p_1 (rys. 9.6) przedstawiono na rysunku 9.7.

Sygnał pomiarowy w postaci zmieniającego się ładunku elektrycznego, proporcjonalnego do zmian ciśnienia w punkcie pomiarowym (punkt p_1 , por. rys. 9.6) podawany był do przedwzmacniacza ładunkowego, gdzie podlegał wzmocnieniu. Tak wzmocniony sygnał napięciowy, odwzorowujący zmianę ciśnienia, obserwowany i rejestrowany na ciekłokrystalicznym ekranie oscyloskopu cyfrowego, był następnie przesyłany poprzez złącze RS 232 do komputera osobistego PC, gdzie był zapisywany na dysku twardym, w postaci plików tekstowych ASCII (zawierających kolumnę czasu i wartości napięcia odpowiadające mierzonemu ciśnieniu) oraz plików graficznych. Ponadto dane uzyskane z pomiarów utrwalane były w postaci oscylogramów uzyskanych z drukarki sprzężonej z komputerem. Wcześniej tor pomiarowy do badania zmian ciśnienia został sprawdzony na prasie hydraulicznej, zadającej wymuszenie skokowe ciśnienia o znanej amplitudzie.

Pomiar przyspieszenia drgań mechanicznych

Do pomiaru przyspieszenia drgań mechanicznych (rys. 9.8) występujących na powierzchniach maszyn i urządzeń zawierających w swojej strukturze elementy mikrohydrauliczne, w szczególności na wzbudniku drgań mechanicznych, stosowano trójosiowy przetwornik akcelerometryczny odpowiednio osiowany w kierunku osi elementów sterujących mikrozaworów wzniosowych, tj. kierunku ruchu elementów sterujących w tych zaworach.

Sygnał z przetwornika doprowadzony był do mierniko-wzmacniacza, gdzie na cyfrowym wyświetlaczu odczytywano wartości skuteczne RMS przyspieszeń drgań



Rys. 9.8. Schemat blokowy zestawu aparatury do pomiaru drgań:
 OB – badany obiekt (mikroprzewód hydrauliczny), CD – piezoelektryczny trójosiowy przetwornik drgań PCB ICP, Vib – przenośny kondycjoner sygnału ICP Vibamp PA3000, OC – czterokanałowy oscyloskop cyfrowy firmy Tektronix, typ TDS 224 wraz z modulem rozszerzającym TDS 2CM, KO – komputer osobisty PC

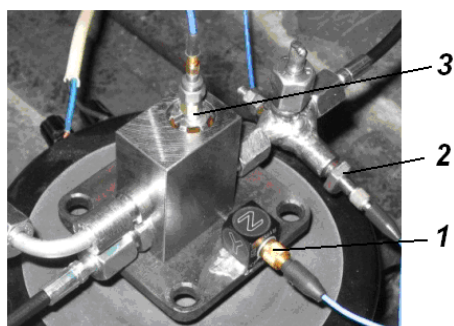
występujących na wzbudniku z zainstalowanym badanym mikrozaworem przelewowym własnej konstrukcji. Niezależnie od tego, sygnał pomiarowy w postaci przebiegu czasowego obserwowany był na ciekłokrystalicznym ekranie oscyloskopu, a następnie rejestrowany na dysku twardym komputera PC, gdzie możliwe było jego opracowanie, analiza oraz wydruk. Tor pomiarowy do pomiaru przyspieszeń drgań mechanicznych został przed pomiarem wykalibrowany sygnałem wzorcowym przyspieszenia o wartości $a_z = 10 \text{ m/s}^2$ RMS i częstotliwości $f_z = 156 \text{ Hz}$, uzyskany z kalibratora typ 2250 firmy B & K.

9.1.3. WYNIKI BADAŃ WPLYWU ZEWNĘTRZNYCH DRGAŃ MECHANICZNYCH NA MIKROZAWÓR PRZELEWOWY

Na rysunkach 9.9 i 9.10 przedstawiono mikrozawór przelewowy wraz z czujnikami drgań i ciśnienia oraz układ hydrauliczny, w którym badany mikrozawór pracował.

W układzie badawczym, ze względu na występowanie zewnętrznych drgań mechanicznych, zastosowano mikroprzewody elastyczne o średnicy wewnętrznej 2 mm.

Przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły ustalić wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na zmiany w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia w układzie z badanym mikrozaworem przelewowym. Wyniki tych badań zobrazowano na rysunkach 9.11–9.12. Mikrozawór przelewowy poddawany był zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 50–1200 Hz. Na rysunkach 9.11 i 9.12 przedstawione są wyniki badań dla wartości ciśnienia średniego w układzie 5 MPa i natężenia przepływu 0,8 dm³/min. W badanym układzie mikrohydraulicznym



Rys. 9.9. Mikroawór przelewowy wraz z zainstalowanymi czujnikami: 1 – trójosiowy akcelerometr, 2 – czujnik ciśnienia, 3 – jednoosiowy akcelerometr

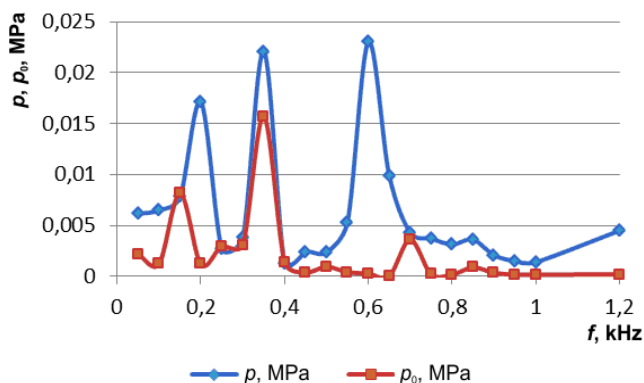


Rys. 9.10. Układ mikrohydrauliczny, w którym pracował badany mikroawór przelewowy

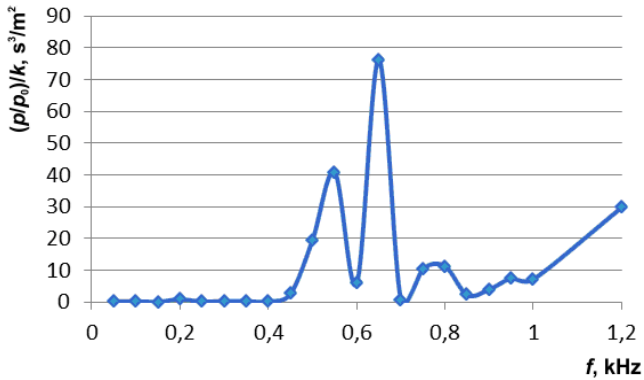
zastosowano mikropompę zębatą o zazębieniu zewnętrznym o wydajności jednostkowej $0,25 \text{ cm}^3/\text{obr}$ i 14 zębach, a prędkość obrotowa jej wałka wynosiła $1500 \text{ obr}/\text{min}$. Szczegółowe pomiary elementów mikroaworu przelewowego pozwoliły ustalić, że grzybek ma kąt tworzący stożka 60° , jego masa wynosi $1,43 \text{ g}$, sprężyna zaworu ma sztywność 9050 N/m i masę $3,7 \text{ g}$.

Na rysunku 9.11 zaprezentowano porównanie amplitud pulsacji ciśnienia w układzie z mikroaworem przelewowym w wypadku: działania na mikroawór zewnętrznych drgań mechanicznych (krzywa p) oraz braku zewnętrznych drgań mechanicznych, co odpowiadało na stanowisku badawczym sytuacji, w której wzbudnik drgań był wyłączony (krzywa p_0). Wykres ten prezentuje skutki oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na mikroawór przelewowy.

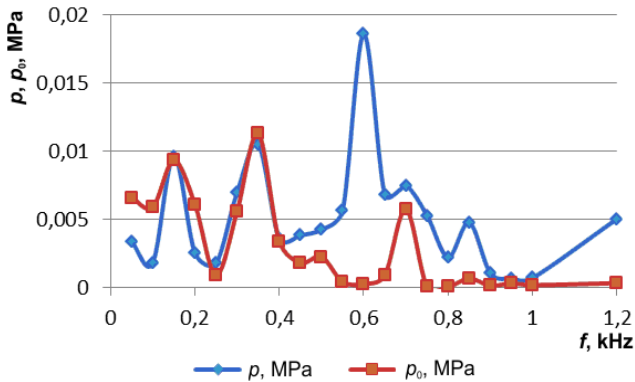
W celu oceny wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym z mikroaworem przelewowym posłużono się względnym



Rys. 9.11. Zbiorczy wykres amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości



Rys. 9.12. Względna zmiana amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości

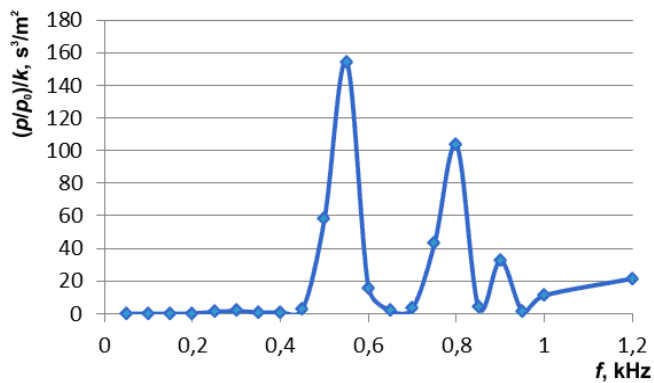


Rys. 9.13. Zbiorczy wykres amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości

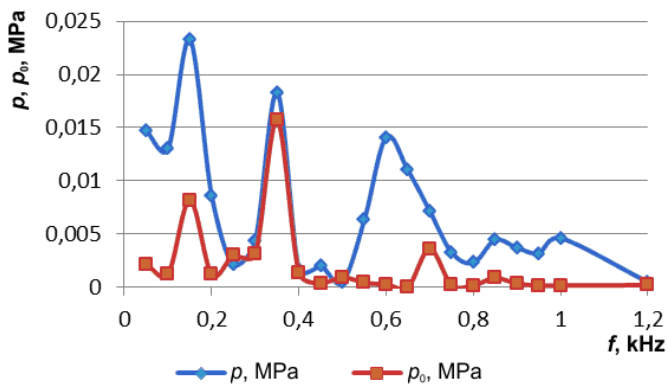
stosunkiem amplitudy pulsacji ciśnienia odniesionym do natężenia drgań określonego równaniem (9.3). Taka ocena wpływu drgań mechanicznych na pulsację ciśnienia jest uzasadniona tym, że względna zmiana amplitudy pulsacji ciśnienia odniesiona jest do natężenia drgań mechanicznych, a zatem parametr $(p/p_0)/k$ zawiera również informację o źródle drgań, tj. o ich amplitudzie i częstotliwości.

Wyniki badań nad wpływem zewnętrznych drgań mechanicznych na pulsację ciśnienia w układzie z mikrozaworem przelewowym dla wartości średniej ciśnienia w układzie 15 MPa i wydajności $0,72 \text{ dm}^3/\text{min}$. przedstawiono na rysunkach 9.13 i 9.14.

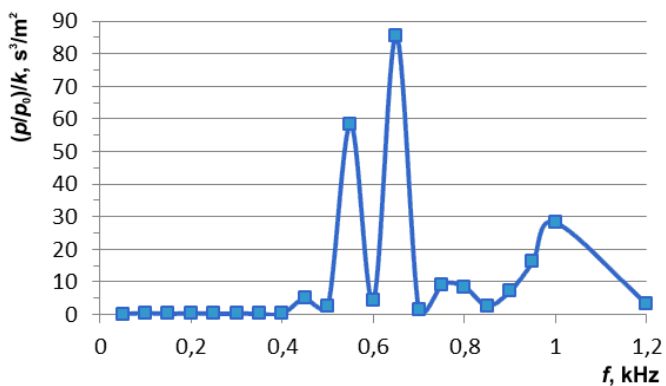
Na rysunku 9.13 podobnie jak na rysunku 9.11, przedstawiono porównanie amplitud pulsacji ciśnienia w układzie z mikrozaworem przelewowym w wypadku poddawania mikrozaworu działaniu zewnętrznych drgań mechanicznych (krzywa p) oraz braku zewnętrznych drgań mechanicznych, co odpowiadało na stanowisku badawczym sytuacji, w której wzbudnik drgań był wyłączony (krzywa p_0). Wykres ten prezentuje skutki oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozawór przelewowy.



Rys. 9.14. Względna zmiana amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości



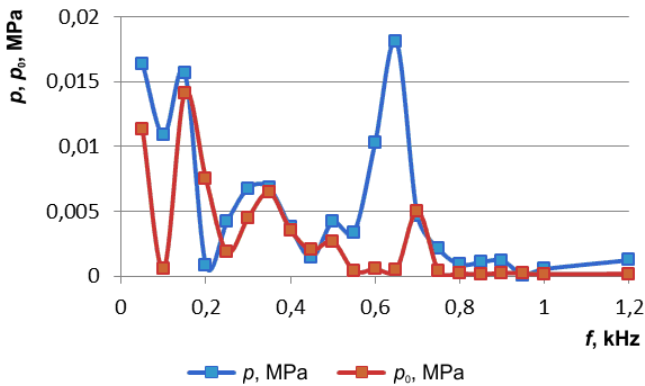
Rys. 9.15. Zbiorczy wykres amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości



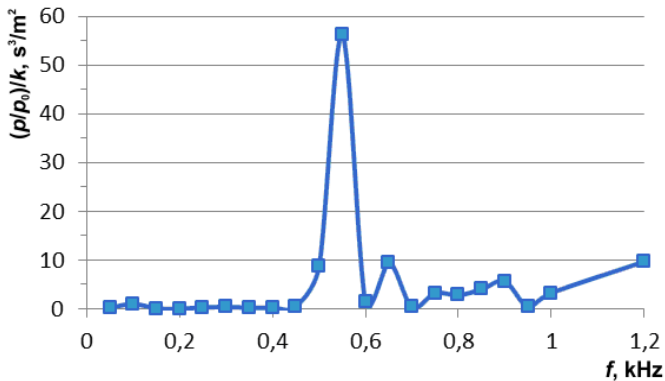
Rys. 9.16. Względna zmiana amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości

Ocena skutków oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozawór przelewowy przedstawiona została na rysunku 9.14.

Przeprowadzono ponadto badania, w których zwiększono masę grzybka do wartości 5,20 g. Pozostałe parametry mikrozaworu nie uległy zmianie. Na rysunku 9.15 zestawiono amplitudy pulsacji ciśnienia w układzie z mikrozaworem przelewowym obserwowane w wypadku mikrozaworu poddawanego zewnętrznym drganiom mechanicznym (krzywa p) oraz braku zewnętrznych drgań mechanicznych, co odpowiadało na stanowisku badawczym sytuacji, w której wzbudnik drgań był wyłączony (krzywa p_0). Wykres ten prezentuje skutki oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozawór przelewowy. Wartość ciśnienia średniego w układzie wynosiła 5 MPa, natężenia przepływu $0,8 \text{ dm}^3/\text{min}$. W badanym układzie mikrohydraulicznym zastosowano mikropompę zębatą o zazębieniu zewnętrznym, wydajności jednostkowej $0,25 \text{ cm}^3/\text{obr}$ i 14 zębach, oraz prędkości obrotowej wałka 1500 obr/min. Szczegółowe pomiary elementów mikrozaworu przelewowego wykazały, że w grzybku kąt nachylenia tworzący stożek przyjmuje wartość 60° , masa grzybka wynosi 5,20 g,



Rys. 9.17. Zbińczy wykres amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości

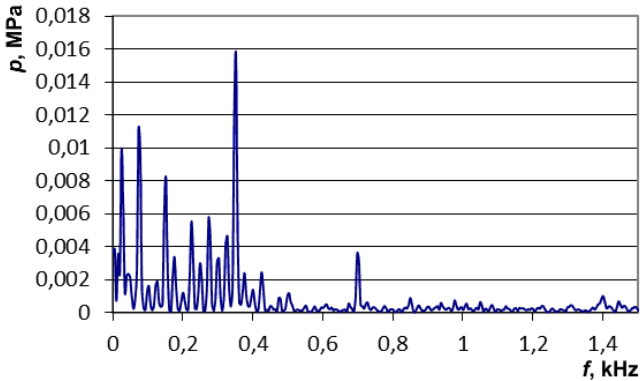


Rys. 9.18. Względna zmiana amplitudy pulsacji ciśnienia w funkcji częstotliwości

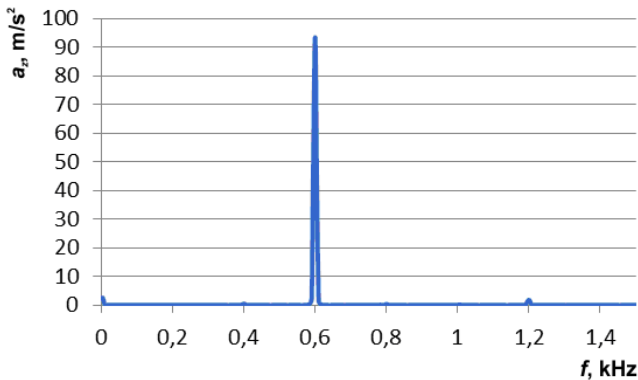
Sprężyna zaworu ma sztywność 9050 N/m i masę 3,7 g. Oceny wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych z uwzględnieniem parametrów wymuszenia (drgań mechanicznych) przedstawiono na rysunku 9.16. Badanie przeprowadzono również dla przypadku, w którym wartość ciśnienia średniego wynosiła 15 MPa, a natężenie przepływu 0,72 dm³/min (rys. 9.17 i 9.18).

Przykładowe widma amplitudowo-częstotliwościowe drgań mechanicznych (wymuszenia) i pulsacji ciśnienia w badanym układzie (odpowiedź) przedstawiono na rysunkach 9.19–9.21.

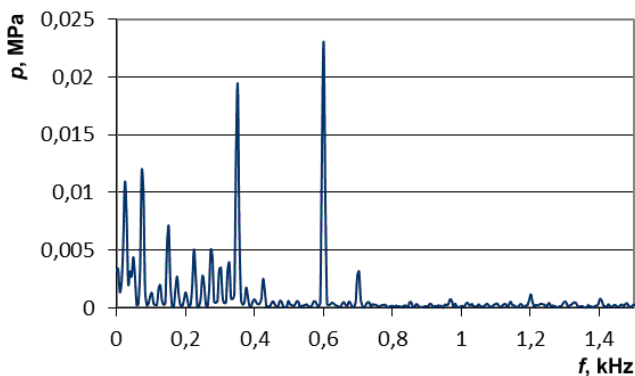
Na rysunku 9.21 widać, że dla częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych pojawia się w widmie pulsacji ciśnienia składowa o wartości częstotliwości równej 600 Hz i dominującej amplitudzie. Składowa widma o wartości 350 Hz odpowiada



Rys. 9.19. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w rozpatrywanym mikroukładzie hydraulicznym. Średnie ciśnienie 5 MPa, natężenie przepływu 0,8 dm³/min. Brak zewnętrznych drgań mechanicznych



Rys. 9.20. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszenia drgań mechanicznych o częstotliwości 600 Hz działających na mikrozwór przelewowy



Rys. 9.21. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym, w którym na mikrozwór przelewowy działały drgania mechaniczne o częstotliwości 600 Hz

pulsacji ciśnienia będącej skutkiem pulsacji wydajności mikropompy wyporowej i impedancji układu hydraulicznego. Podstawowa składowa widma pulsacji ciśnienia, jako skutek pulsacji wydajności i impedancji układu może zostać wyznaczona z zależności:

$$f = \frac{nz}{60} \quad (9.8)$$

gdzie: z – liczba elementów wyporowych mikropompy, n – liczba obrotów wału napędowego pompy, obr/min.

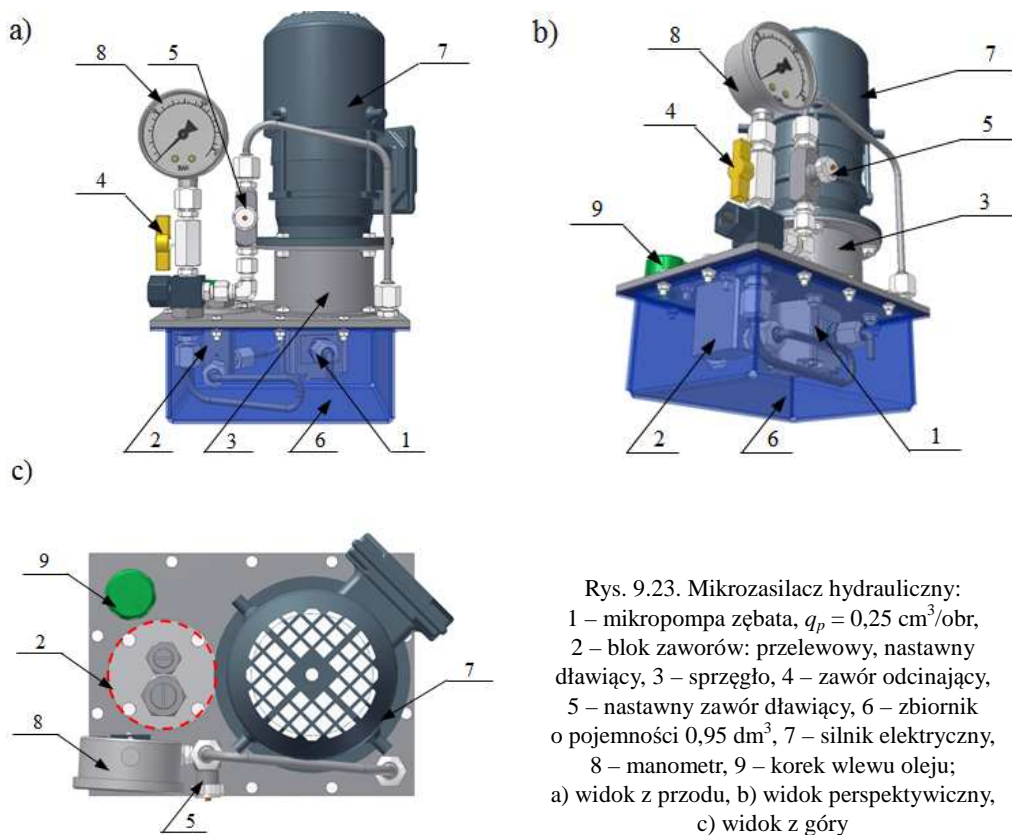
Analiza wyników pozwala stwierdzić, że istnieje wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na pulsację ciśnienia w mikroukładzie hydraulicznym. Obserwuje się obszary, głównie w zakresie częstotliwości 550–600 Hz, w których wpływ ten jest znaczący. W mikroukładzie hydraulicznym prowadzić to może m.in. do nierównomierności pracy odbiorników hydraulicznych, pogorszenia dokładności ich pozycjonowania, wzbudzenia drgań mikroprzewodów hydraulicznych i powstawania hałasu. Szczęólnego znaczenia nabiera to w maszynach i urządzeniach precyzyjnych, np. manipulatorach czy sprzęcie medycznym.

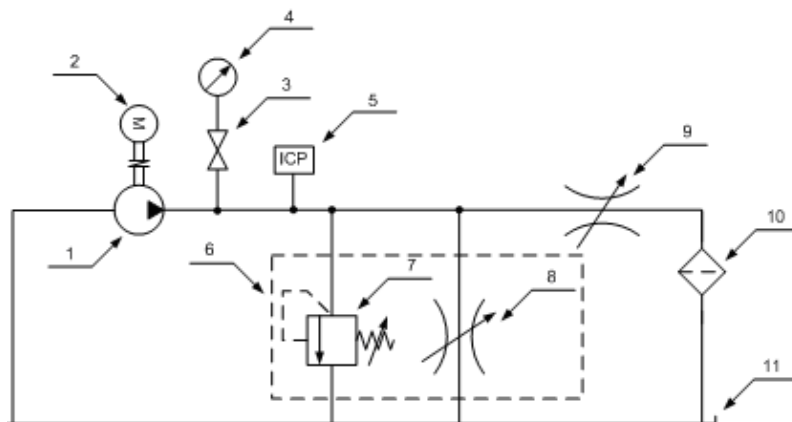
9.2. BADANIA DOŚWIADCZALNE OKREŚLAJĄCE WPŁYW ZEWNĘTRZNYCH DRGAŃ MECHANICZNYCH NA MIKROZASILACZ HYDRAULICZNY

Środowisko pracy mikroukładów hydraulicznych często jest źródłem drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te oddziałują na cały mikroukład hydrauliczny, a zatem na każdy mikroelement tego układu i mogą zakłócać



Rys. 9.22. Symulator liniowego napędu hydrostatycznego jako źródło drgań mechanicznych





Rys. 9.24. Schemat układu z mikrozasilaczem hydraulicznym:

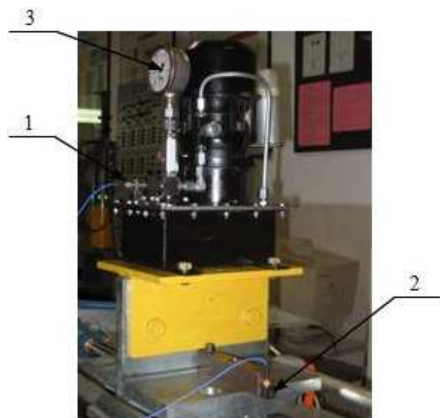
- 1 –mikropompa zębata, $q_p = 0,25 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, 2 – silnik elektryczny, 3 – zawór odcinający,
 4 – manometr, 5 – miniaturowy, piezoelektryczny czujnik ciśnienia,
 6 – blok zaworowy, 7 – mikrozasilacz maksymalny, 8 – nastawny mikrozasilacz dławiący,
 9 – nastawny mikrozasilacz dławiący, 10 – filtr, 11 – zbiornik

jego pracę. Ze względu na szczególnie niekorzystny wpływ drgań w zakresie niskich częstotliwości na organizm człowieka, w badaniach skupiono się na częstotliwościach drgań poniżej 100 Hz. Poddany takim drganiom mikroukład hydrauliczny może następnie oddziaływać niekorzystnie na operatora, powodując dolegliwości charakterystyczne dla choroby wibracyjnej.

Źródłem drgań mechanicznych był symulator liniowego napędu hydrostatycznego Hydropax ZY-25 (rys. 9.22).

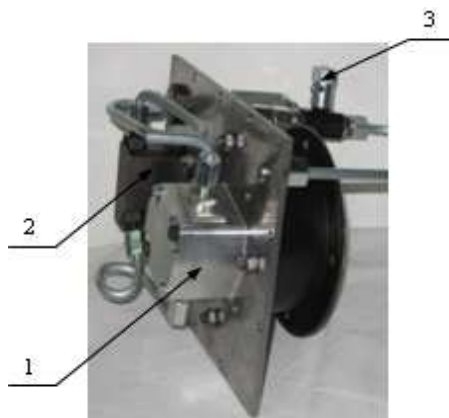
Symulator, wyposażony m.in. we wzmacniacz elektrohydrauliczny, jest w stanie generować drgania mechaniczne o częstotliwości do 100 Hz. Szczegółowy opis zasady działania symulatora zamieszczono w pracy [9.5]. Obiektem badań był mikrozasilacz hydrauliczny własnej konstrukcji (rys. 9.23a,b,c). Schemat układu hydraulicznego mikrozasilacza przedstawiono na rysunku 9.24.

Badania polegały na umieszczeniu mikrozasilacza hydraulicznego (rys. 9.25 i 9.26) w specjalnie zaprojektowanym i wykonanym uchwycie symulatora. Za pomocą nastawnego mikrozasilacza ustalano wartość ciśnienia średniego panującego w króćcu tłocznym mikropompy. Wartość tę odczytano na manometrze. Mikrozasilacz poddawany był następnie drganiom mechanicznym pochodzącym od symulatora, a przebieg pulsacji ciśnienia rejestrowano w układzie mikrohydraulicznym. Do pomiaru pulsacji ciśnienia wykorzystano miniaturowy czujnik ciśnienia typu ICP (rys. 9.7). Pomiar drgań realizowano za pomocą miniaturowego akcelerometru, który przytwierdzony był do stołu symulatora (rys. 9.8). Kompletne stanowisko badawcze wraz z torami pomiarowymi i obiektem badań pokazano na rysunku 9.27.



Rys. 9.25. Mikrozasilacz hydrauliczny na stole symulatora liniowego napędu hydrostatycznego:

1 – miniaturowy czujnik ciśnienia,
2 – miniaturowy akcelerometr, 3 – manometr



Rys. 9.26. Elementy mikrozasilacza:
1 – mikropompa zębata, 2 – blok mikrozaworów (nastawnego dławiącego i maksymalnego),
3 – nastawny mikrozawór dławiący



Rys 9.27. Stanowisko badawcze: 1 – obiekt badań (mikrozasilacz hydrauliczny), 2 – generator drgań mechanicznych (symulator Hydropax ZY-25), 3 – kondycjoner sygnału pomiarowego z czujników ciśnienia i drgań, 4 – oscyloskop cyfrowy TDS 224, 5 – komputer przenośny

Wyniki badań zobrazowano w postaci widm amplitudowo-częstotliwościowych. Badania przeprowadzono dla częstotliwości drgań mechanicznych pochodzących od stołu symulatora i zawierających się w przedziale 30–70 Hz, z krokiem co 20 Hz. W tabeli 9.1 przedstawiono parametry drgań o postaci:

$$w = w_0 \cdot \sin(2\pi ft)$$

gdzie: w_0 – amplituda przyspieszenia drgań, m/s^2 , f – częstotliwość drgań, Hz.

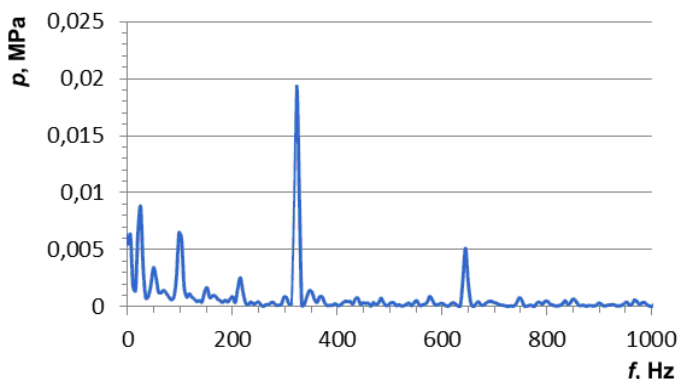
Tabela 9.1. Parametry drgań mechanicznych działających na obiekt badań w płaszczyźnie poziomej, tj. kierunku zgodnym z ruchem stołu symulatora

Amlituda przyspieszenia drgań $w_0, \text{m/s}^2$	Częstotliwość drgań f, Hz
47,1	30
50,5	50
10,7	70

Przeprowadzono serię badań dla ciśnienia średniego o wartości 5 MPa, ustalonego za pomocą nastawnego zaworu dławiącego (rys. 9.24). Wartość objętościowego natężenie przepływu generowanego przez mikropompę zębatą wynosiła $Q_p = 0,34 \text{ dm}^3/\text{min}$. Podczas badań zawór maksymalny mikrozasilacza był zamknięty, gdyż ciśnienie jego otwarcia ustalono na 11,5 MPa.

Widmo amplitudowo-częstotliwościowe identyfikujące pulsację ciśnienia w układzie mikrozasilacza, który nie był poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym przedstawiono na rysunku 9.28. Przed każdym pomiarem za pomocą zaworu odcinającego (rys. 9.24) odcinano manometr od układu badanego mikrozasilacza w celu wyeliminowania wpływu zmiany pojemności na wartości ciśnień dynamicznych.

Na rysunku 9.28 widoczna jest składowa dominująca widma dla częstotliwości około 322 Hz, co wynika z pulsacji wydajności mikropompy mającej 14 zębów oraz wyposażonej w wałek obracający się z prędkością 1380 obr/min. Wielkości te, zgodnie z zależnością (9.8), określają wartość podstawowej składowej harmonicznej widma równej w tym wypadku 322 Hz. Kolejna widoczna składowa odpowiada drugiej składowej pochodzącej od pulsacji wydajności i widoczna jest przy częstotliwości



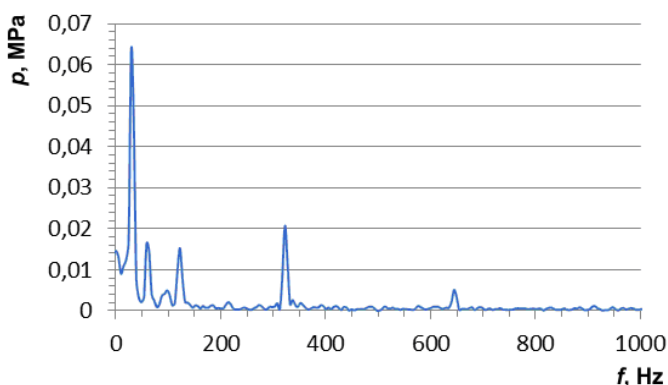
Rys. 9.28. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym

około 644 Hz. Niższe składowe widma pulsacji ciśnienia związane są z pracą wału napędowego pompy i dla jego prędkości obrotowej równej 1380 obr/min uzyskuje się częstotliwość około 23 Hz (rys. 9.28).

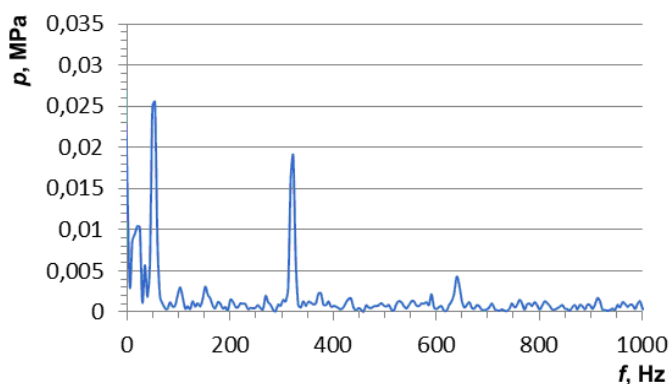
Na rysunkach 9.29 i 9.30 przedstawiono widma amplitudowo-częstotliwościowe dla zewnętrznych drgań mechanicznych, działających na mikrozasilacz, o częstotliwości równej 30 Hz i 50 Hz.

Wyniki badań dla częstotliwości wymuszeń równej 70 Hz przedstawiono na rysunku 9.31.

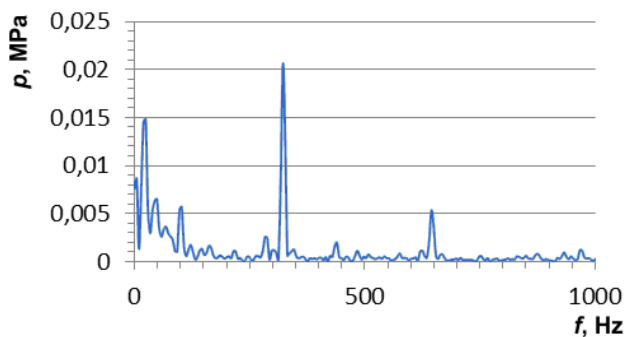
Badania przeprowadzono również dla ciśnienia średniego o wartości równej 10 MPa. Sposób jego ustawienia i kontroli nie uległ zmianie – do tego celu wykorzystano nastawny zawór dławiący i manometr, który na czas rejestracji pulsacji ciśnienia



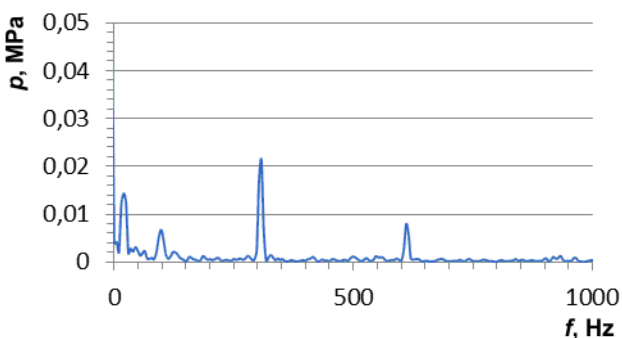
Rys. 9.29. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 30 Hz. Ciśnienie średnie 5 MPa, wydajność pompy 0,34 dm³/min



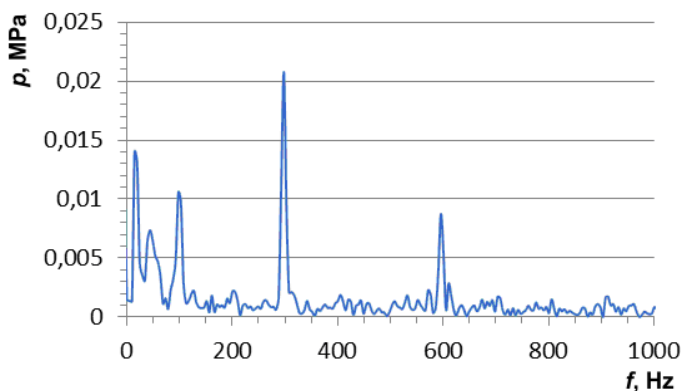
Rys. 9.30. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 50 Hz. Ciśnienie średnie 5 MPa, wydajność pompy 0,34 dm³/min



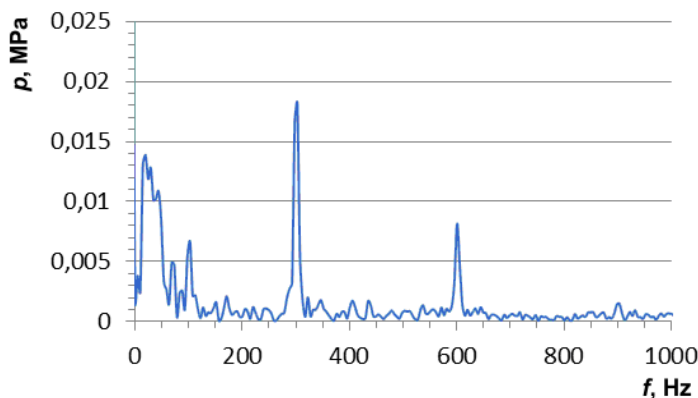
Rys. 9.31. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 70 Hz. Ciśnienie średnie 5 MPa, wydajność pompy 0,34 dm³/min



Rys. 9.32. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 30 Hz. Ciśnienie średnie 10 MPa, wydajność pompy 0,32 dm³/min



Rys. 9.33. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 50 Hz. Ciśnienie średnie 10 MPa, wydajność pompy 0,32 dm³/min



Rys. 9.34. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w mikrozasilaczu hydraulicznym poddawany zewnętrznym drganiom mechanicznym o częstotliwości 70 Hz. Ciśnienie średnie 10 MPa, wydajność pompy 0,32 dm³/min

odcinano od układu hydraulicznego mikrozasilacza. Również parametry zewnętrznych drgań mechanicznych nie uległy zmianie (tab. 9.1). Wyniki badań przedstawiono na rysunkach 9.32–9.34.

Analiza wyników badań wykazuje ograniczony wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na układ hydrauliczny mikrozasilacza. Ma to związek z zakresem częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych, którym poddany był mikrozasilacz hydrauliczny, oraz kierunkiem tych drgań. Jak wynika z powyższych rozważań oraz m.in. z [9.6–9.8], zewnętrzne drgania mechaniczne oddziałują najintensywniej na zawór hydrauliczny, gdy ich częstotliwość zbliżona jest do częstotliwości rezonansowej elementu sterującego zaworu, a ich kierunek pokrywa się z kierunkiem ruchu tego elementu.

9.3. DRGANIA GIĘTNE MIKROPRZEWODÓW HYDRAULICZNYCH WZBUDZANE PRZEPLYWEM PULSACYJNYM CIECZY

9.3.1. OPIS MATEMATYCZNY DRGAŃ GIĘTNYCH PRZEWODÓW

Istnieją dwie metody opisu matematycznego zjawiska wzbudzania się drgań giętnych mikroprzewodu hydraulicznego wypełnionego płynącą cieczą: metoda charakterystyk i metoda elementów skończonych.

W metodzie charakterystyk obiektem całkowania są równania różniczkowe cząstkowe pierwszego rzędu, które przekształca się w równania różniczkowe zwyczajne względem czasu i rozwiązuje wzdłuż charakterystyk na płaszczyźnie układu współrzędnych (x, t) . W przypadku drgań przestrzennych liczba równań wzrasta, gdyż należy dodać równania drgań giętnych przewodu w drugiej płaszczyźnie.

Metoda elementów skończonych stosowana jest do całkowania równań w przemieszczeniach będących ciągłymi funkcjami swoich argumentów i wykorzystuje się w niej równania falowe wyższych rzędów. Statyczne odkształcenie przewodu pozwala dobrać funkcję kształtu, natomiast struga cieczy jest modelowana równaniem falowym dla ciśnienia, które z założenia jest funkcją ciągłą w przekrojach węzłowych przewodu. W metodzie tej buduje się macierze sztywności i bezwładności dla poszczególnych odcinków, na jakie został podzielony rozpatrywany przewód. Macierze lokalne odnoszące się do poszczególnych odcinków przewodu kojarzy się w macierze globalne sztywności i bezwładności odnoszące się do całego przewodu. Ogólne równanie drgań zapisuje się w postaci macierzowej dla wektora przemieszczeń węzłowych $u(t)$:

$$M \cdot u + K \cdot u = P(t) \quad (9.9)$$

Składowymi wektora obciążeń są wzajemne oddziaływania między cieczą a przewodem, wynikające ze sprzężeń strukturalnych oraz efektu Poissona. Tego typu równania rozwiązuje się metodą modalną lub poprzez bezpośrednie całkowanie numeryczne z zastosowaniem jednego ze znanych algorytmów, np. Wilsona, Rungego–Kutty, Newmarka.

Ciecz płynąca w mikroprzewodzie może spowodować wzbudzenie się jego drgań giętnych w wypadku, gdy prędkość jej przepływu przekroczy wartość, przy której przewód traci stateczność. Prędkość tę zwykle się nazywa krytyczną prędkością przepływu. Zależy ona od przyjętych warunków brzegowych, czyli od sposobu podparcia przewodu.

Opis drgań giętnych przewodu hydraulicznego z płynącą cieczą zakłada potraktowanie przewodu jako belkę Bernoulliego–Eulera. Należy zatem rozpatrzyć równowagę dynamiczną elementarnego odcinka przewodu dx , na który działają siły i momenty pokazane na rysunku 9.35.

Prędkość i przyspieszenie elementarnego odcinka strugi płynącej cieczy oblicza się jako pochodne (odpowiednio pierwsza i druga) ugięcia:

$$v_y = \frac{Dw}{Dt} = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) w \quad (9.10)$$

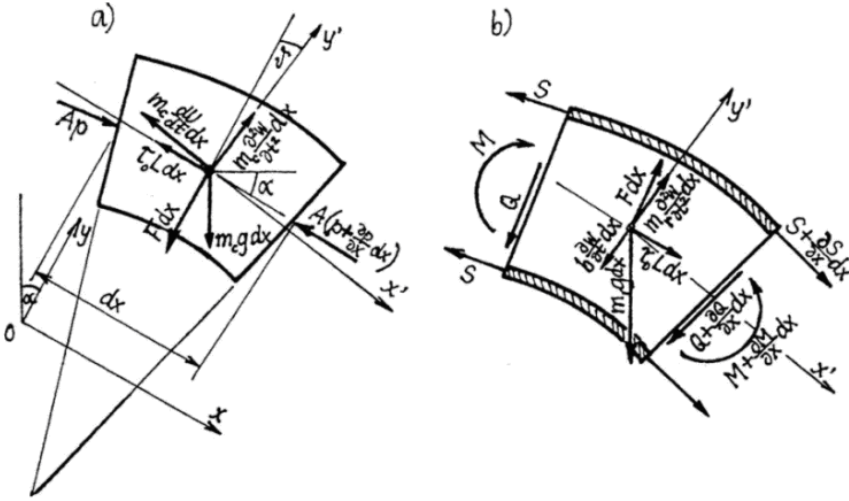
$$da = \frac{D^2 w}{Dt^2} = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 w \quad (9.11)$$

gdzie: $w(x, t)$ – ugięcie przewodu w przekroju o współrzędnej x i czasie t .

Siłę bezwładności elementarnego odcinka strugi dx płynącej cieczy podczas drgań w płaszczyźnie Oxy można wyrazić w postaci:

$$F_b = m_c a_y dx \quad (9.12)$$

gdzie: $m_c = \rho A$ – masa odcinka strugi o jednostkowej długości.



Rys. 9.35. Odcinki elementarne: strugi cieczy (a), mikroprzewodu (b) oraz siły i momenty na nie działające

Analiza sił działających na elementarny odcinek strugi pozwala stwierdzić, że wpływają na nią następujące siły czynne:

- reakcja ścianki przewodu,
- siła ciśnieniowa na płaskich brzegach odcinka strugi,
- ciężar rozpatrywanej cieczy.

Zgodnie z zasadą d'Alemberta siły te równoważą się z siłami bezwładności, które rzutować można oś $0x$ i $0y$:

- w kierunku osi $0x$:

$$-m_c \left(\frac{dU}{dt} \right) dx \quad (9.13)$$

- w kierunku osi $0y$:

$$-m_c \frac{D^2 w}{Dt^2} dx = -m_c \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial w} + U^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) dx \quad (9.14)$$

Można ostatecznie podać warunki dynamicznej równowagi sił działających na strugę cieczy:

- w kierunku $0x$:

$$F \frac{\partial w}{\partial x} - A \frac{\partial p}{\partial x} - \tau_0 L \frac{\partial w}{\partial x} - m_c g \cos \alpha = m_c \frac{D^2 w}{Dt^2} \quad (9.15)$$

- w kierunku Oy :

$$-F - A \frac{\partial}{\partial x} \left(p \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \tau_0 L \frac{\partial w}{\partial x} - m_c g \cos \infty = m_c \frac{D^2 w}{Dt^2} \quad (9.16)$$

gdzie: $\sin \theta = \partial w / \partial x$, $\cos \theta = 1$.

Postępując analogicznie, można dokonać analizy sił działających na elementarny odcinek przewodu:

- w kierunku Ox :

$$\frac{\partial S}{\partial x} - F \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_0 L + m_r g \sin \alpha = 0 \quad (9.17)$$

- w kierunku Oy :

$$\frac{\partial F_p}{\partial x} + F + \frac{\partial}{\partial x} \left(S \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \tau_0 L \frac{\partial w}{\partial x} - b \frac{\partial w}{\partial t} - m_r g \cos \alpha = m_r \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (9.18)$$

przy czym $m_r = \rho_r A_r$ – masa odcinka przewodu o długości jednostkowej.

Do kompletu równań opisujących drgania giętne elementarnej długości przewodu dx , należy ustanowić związek między siłą poprzeczną i ugięciem:

$$F_p = -EJ \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \quad (9.19)$$

Po przekształceniach otrzymamy:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} \left[(S - pA) \frac{\partial w}{\partial x} \right] + b \frac{\partial w}{\partial t} + m_c \frac{D^2 w}{Dt^2} + m_r \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + (m_c + m_r) g \cos \alpha = 0 \quad (9.20)$$

gdzie: $(S - pA)$ zależy od ciśnienia p i od rodzaju więzów ograniczających swobodę przemieszczeń osiowych przewodu.

Po dalszych przekształceniach, szczegółowo opisanych w [9.9–9.11] i przyjęciu założenia, że przewód jest usytuowany poziomo ($\alpha = 0$), przepływ odbywa się jednostajnie, brak jest zewnętrznej siły rozciągającej, nie występuje ciśnienie inne niż to wynikające z oporów przepływu oraz brak jest oporu zewnętrznego ośrodka, w którym znajduje się przewód ($b = 0$), można otrzymać:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m_c U^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2m_c U \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + (m_r + m_c) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -(m_r + m_c) g \quad (9.21)$$

Należy zauważyć, że funkcja ugięcia przewodu, która ma spełniać równanie (9.21), powinna składać się z członu odpowiadającego: ugięciu statycznemu, które jest rezultatem ciężaru przewodu i cieczy, i ugięcia dynamicznego. Zapisać to można następująco:

$$w(x, t) = w_s(x, t) + w_d(x, t) \quad (9.22)$$

wymaga się ponadto, aby funkcje te spełniały odpowiednio równania:

$$EJ \frac{d^4 w_s}{dx^4} + m_c U^2 \frac{d^2 w_s}{dx^2} = -(m_r + m_c) g \quad (9.23)$$

$$EJ \frac{\partial^4 w_d}{\partial w^4} + m_c U^2 \frac{\partial^2 w_d}{\partial x^2} + 2m_c U \frac{\partial^2 w_d}{\partial x \partial t} + (m_r + m_c) \frac{\partial^2 w_d}{\partial t^2} = 0 \quad (9.24)$$

Aby otrzymać ostateczne rozwiązanie równań (9.23) i (9.24), traktujących przewód jako belkę Bernoulliego–Eulera, należy określić warunki brzegowe, tj. sposób podparcia przewodu. Otrzymanie dokładniejszego opisu wymaga uwzględnienia zjawisk falowych w przewodzie i cieczy podczas procesów niestacjonarnych, a przewód traktowany musi być jako belka Timoshenki. Prowadzi to do różniczkowych równań cząstkowych typu hiperbolicznego, których metody rozwiązania podano wcześniej.

Równanie (9.24) może posłużyć do analizy drgań giętnych przewodu podpartego przegubowo z płynącą cieczą. Pierwszy człon równania (9.24) odpowiada sile sprężystości materiału zginanego przewodu, drugi człon opisuje siłę potrzebną do zmiany kierunku strugi i dostosowania jej do aktualnej krzywizny osi, trzeciemu zaś odpowiada siła bezwładności Coriolisa powstająca przy obrocie odcinka strugi z prędkością kątową $\partial\theta/\partial t$, przy czym $\theta = \partial w/\partial x$. Ostatni, czwarty człon tego równania odpowiada poprzecznej sile bezwładności przewodu z cieczą podczas jej ruchu zgięciowego. Rozwiązując to równanie, można ustalić, dla założonych warunków brzegowych, podstawową częstość kątową drgań giętnych przewodu wypełnionego nieruchomą cieczą:

$$\omega_0 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} \quad (9.25)$$

Podstawowa, druga częstość kątowna przewodu swobodnie podpartego wypełnionego płynącą cieczą może być wyznaczona z równania:

$$\left(\frac{\omega_j}{\omega_0}\right)^2 = \beta \pm \left\{ \beta^2 - 4 \left[1 - \left(\frac{U}{U_d}\right)^2 \right] \left[4 - \left(\frac{U}{U_d}\right)^2 \right] \right\} \quad (9.26)$$

gdzie $j = 1, 2$,
przy czym:

$$\beta = 8,5 - \left(\frac{U}{U_d}\right)^2 \left[2,5 + \left(\frac{16}{3\pi}\right)^2 \frac{m_c}{2m} \right] \quad (9.27)$$

Na podstawie analizy wzoru (9.26) można stwierdzić, że wzrost prędkości przepływu powoduje zmniejszenie częstości własnej przewodu, a osiągnięcie wartości

krytycznej U_d zmniejszenie jej do zera. Wartość krytyczna prędkości dla przepływu ciśnieniowego i przewodu rozciąganego osiowo zewnętrzną siłą S określa zależność (9.9):

$$U_d = \left[\frac{l}{m_c} \left(\frac{\pi}{l^2} EJ - pA + S \right) \right]^{1/2} \quad (9.28)$$

Problem wzbudzania się drgań mechanicznych powodowanych oddziaływaniem płynącej cieczy (np. poprzez przepływ pulsacyjny) jest w ostatnich latach szeroko omawiany, co znajduje swoje odbicie w publikacjach krajowych oraz zagranicznych [9.10–9.13]. Pozycje te choć dość szczegółowo opisują problem, to odnoszą się bądź do rurociągów przemysłowych, bądź do klasycznych przewodów hydraulicznych (skali makro). Dlatego wydaje się konieczne podejmowanie badań doświadczalnych identyfikujących problem wzbudzania się drgań mechanicznych (giętnych) mikroprzewodów hydraulicznych. W podrozdziale następnym (9.3.2) przedstawiono wyniki prac doświadczalnych dotyczących tego problemu.

9.3.2. BADANIA DOŚWIADCZALNE WZBUDZANIA SIĘ DRGAŃ GIĘTNYCH MIKROPRZEWODU HYDRAULICZNEGO

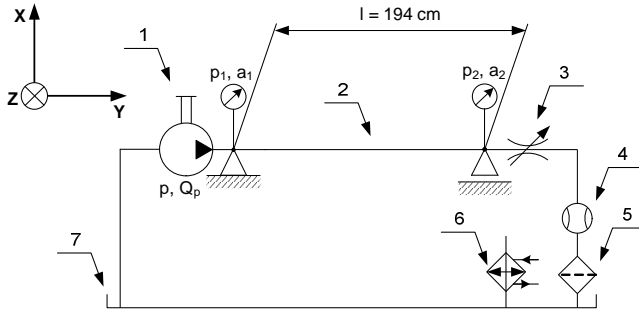
Przedmiotem badań doświadczalnych był stalowy mikroprzewód hydrauliczny o średnicy wewnętrznej 4 mm, zewnętrznej 6 mm, długości 194 cm i przekroju poprzecznym kołowym. Przewód był podparty na końcach. Schemat układu hydraulicznego wraz z zaznaczonymi punktami pomiarowymi pokazano na rysunku 9.36. Pomiarowi podlegała pulsacja ciśnienia w badanym układzie mikrohydraulicznym (punkty p_1 i p_2) oraz drgania mechaniczne przewodu w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach X i Z (punkty a_1 i a_2). W badanym układzie zastosowano mikropompę zębatą z ząbieniem zewnętrznym o wydajności jednostkowej 0,8 cm³/obr, napędzanej silnikiem elektrycznym z prędkością obrotową 1380 obr/min. Wartość statyczną ciśnienia w układzie ustalano za pomocą mikrozaworu dławiącego.

Szczegóły usytuowania czujników pomiarowych w układzie widoczne są na rysunku 9.37.

Pomiaru przyspieszenia drgań mechanicznych dokonano za pomocą akcelerometrów firmy Piezotronics (rys 9.36), do pomiaru pulsacji ciśnienia użyto miniaturowych piezoelektrycznych czujników ciśnienia ICP 105C23. Schematy torów pomiaru pulsacji ciśnienia i przyspieszenia drgań mechanicznych przedstawiono odpowiednio na rysunkach 9.7 i 9.8.

Na rysunkach 9.38–9.43 zaprezentowano widma amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w badanym układzie oraz drgania mechaniczne mikroprzewodu hydraulicznego.

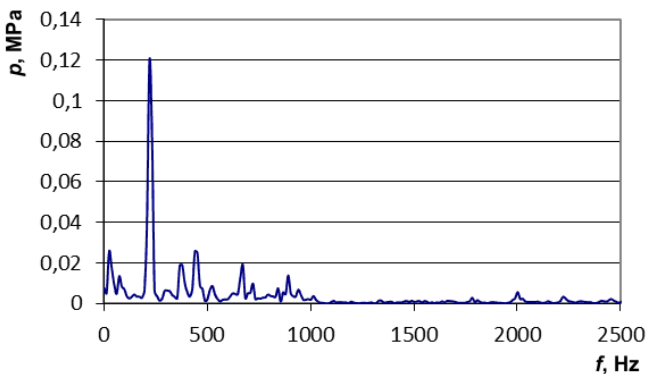
Drgania przewodu poziome (kierunek Z) i pionowe (kierunek X), w kierunku prostopadłym do osi przewodu (rys. 9.36).



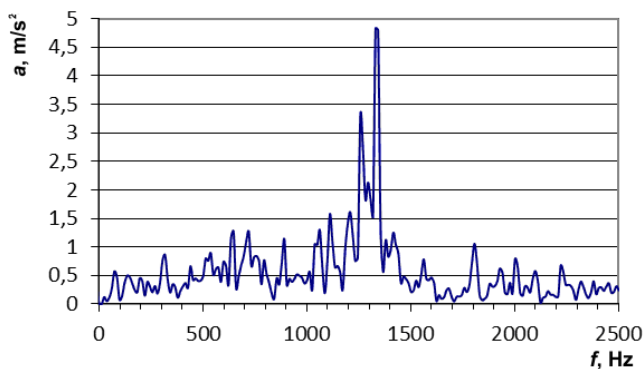
Rys. 9.36. Schemat układu badawczego: p_1 – czujnik piezoelektryczny pomiaru pulsacji ciśnienia przy pompie, a_1 – trójosiowy akcelerometr, p_2 – czujnik piezoelektryczny pomiaru pulsacji ciśnienia przy zaworze dławiącym, a_2 – jednoosiowy akcelerometr, a_3 – trójosiowy akcelerometr, $Q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 1 – mikropompa, 2 – mikroprzewód hydrauliczny, średnica wewnętrzna 4 mm, 3 – nastawny mikroawór hydrauliczny, 4 – przepływomierz, 5 – filtr oleju hydraulicznego, 6 – chłodnica oleju hydraulicznego, 7 – zbiornik oleju hydraulicznego



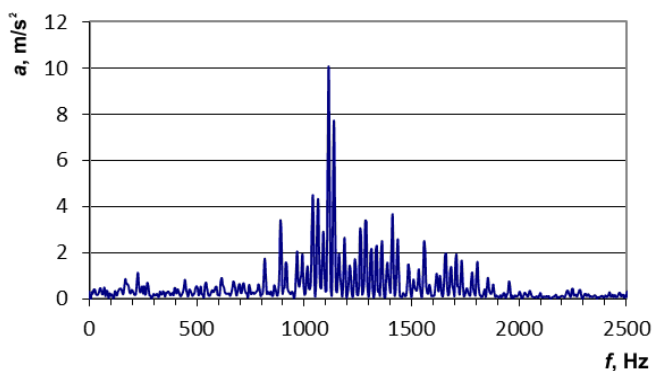
Rys. 9.37. Punkt pomiaru przyspieszenia drgań mechanicznych mikroprzewodu hydraulicznego oraz pulsacji ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym: a), b) przy mikropompie, c) przy mikroaworze dławiącym



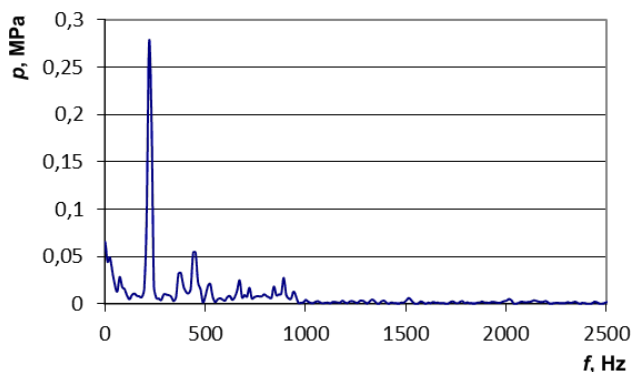
Rys. 9.38. Pulsacja ciśnienia przy pompie; $p_{sp} = 5 \text{ MPa}$, $Q = 1,16 \text{ dm}^3/\text{min}$



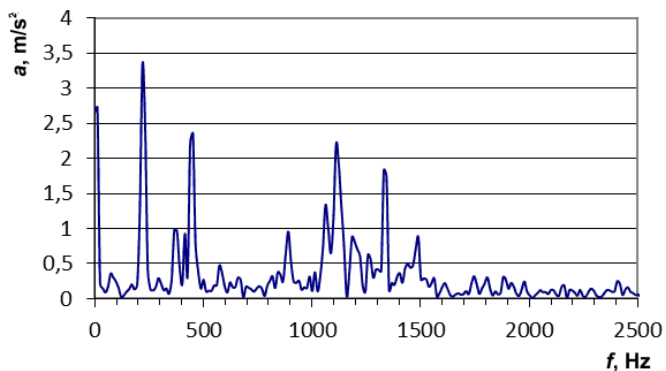
Rys. 9.39. Drgania poziome przewodu przy pompie w kierunku prostopadłym do osi przewodu; $p_{sr} = 5$ MPa, $Q = 1,16$ dm³/min.
Kierunek Z prostopadły do osi przewodu



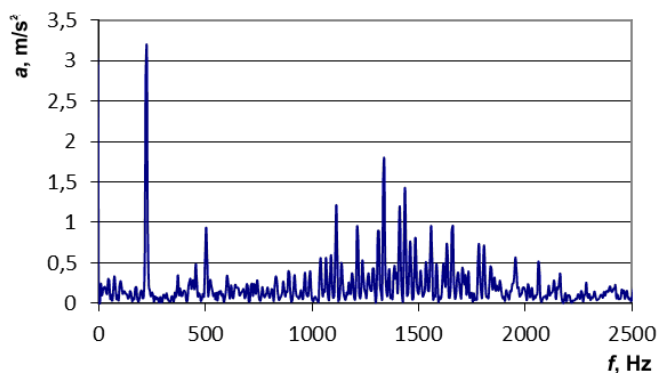
Rys. 9.40. Drgania pionowe przewodu przy pompie w kierunku prostopadłym do osi przewodu; $p_{sr} = 5$ MPa, $Q = 1,16$ dm³/min.
Kierunek X prostopadły do osi przewodu



Rys. 9.41. Pulsacja ciśnienia przy zaworze dławiącym;
 $p_{sr} = 5$ MPa, $Q = 1,16$ dm³/min



Rys. 9.42. Drgania poziome przewodu przy zaworze dławiącym w kierunku prostopadłym do osi przewodu; $p_{sr} = 5 \text{ MPa}$, $Q = 1,16 \text{ dm}^3/\text{min}$.
Kierunek Z prostopadły do osi przewodu

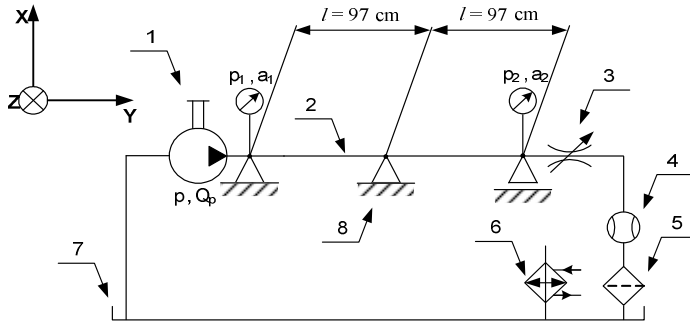


Rys. 9.43. Drgania pionowe przewodu przy zaworze dławiącym w kierunku prostopadłym do osi przewodu; $p_{sr} = 5 \text{ MPa}$, $Q = 1,16 \text{ dm}^3/\text{min}$.
Kierunek X prostopadły do osi przewodu



Rys. 9.44. Mikroprzewód hydrauliczny utwierdzony w połowie długości

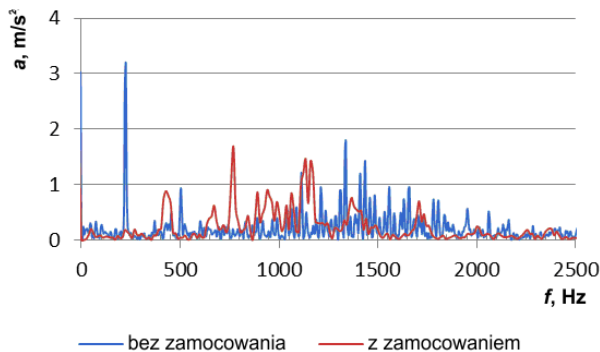
W celu redukcji drgań giętych mikroprzewodu wprowadzono jego sztywne utwierdzenie w połowie jego długości (rys. 9.44).



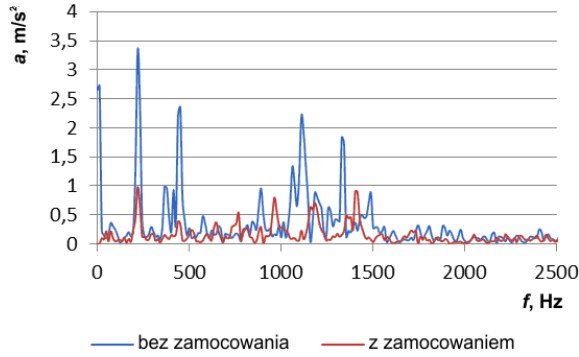
Rys. 9.45. Schemat układu badawczego: p_1 – czujnik piezoelektryczny pomiaru pulsacji ciśnienia przy pompie, a_1 – trójosiowy akcelerometr, p_2 – czujnik piezoelektryczny pomiaru pulsacji ciśnienia przy zaworze dławiącym, a_2 – jednoosiowy akcelerometr, a_3 – trójosiowy akcelerometr, $Q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 1 – mikropompa, 2 – mikroprzewód hydrauliczny, średnica wewnętrzna 4 mm, 3 – nastawny mikrozawór hydrauliczny, 4 – przepływomierz, 5 – filtr oleju hydraulicznego, 6 – chłodnica oleju hydraulicznego, 7 – zbiornik oleju hydraulicznego, 8 – utwierdzenie mikroprzewodu w połowie jego długości

Na rysunkach 9.46 i 9.47 przedstawiono wyniki porównania przyspieszenia drgań przewodu w punkcie a_2 (rys. 9.7), w kierunku pionowym (X) oraz poziomym (Z). Porównanie to dotyczy przypadku, gdy mikroprzewód hydrauliczny podparty był na końcach, tj. przy pompie i przy zaworze dławiącym, oraz przypadku gdy mikroprzewód był dodatkowo zamocowany w połowie długości (rys. 9.45).

Analiza zaprezentowanych wyników badań wzbudzania drgań giętnych mikroprzewodów wskazuje, że istnieje korelacja między składowymi widma pulsacji ciśnienia (wymuszenie) a składowymi przyspieszenia drgań mechanicznych (odpowiedź układu), co objawia się powstawaniem drgań mechanicznych o częstotliwościach odpowiadających częstotliwości pulsacji ciśnienia w rozpatrywanym układzie.



Rys. 9.46. Porównanie widma przyspieszenia drgań pionowych na końcu mikroprzewodu zamocowanego w połowie długości oraz niezamocowanego; $p_{sr} = 5 \text{ MPa}$, $Q = 1,16 \text{ dm}^3/\text{min}$



Rys. 9.47. Porównanie widma przyspieszenia drgań poziomych na końcu mikroprzewodu zamocowanego w połowie długości oraz niezamocowanego; $p_{sr} = 5 \text{ MPa}$, $Q = 1,16 \text{ dm}^3/\text{min}$

Dla jednostki zastosowanej podczas badań (mikropompa zębata o zazębieniu zewnętrznym) podstawowa składowa widma pulsacji obliczona z zależności (9.8) wynosi 230 Hz dla liczby zębów $z = 10$ i prędkości obrotowej na jej wałku $n = 1380 \text{ obr}/\text{min}$. Ponadto, jak wynika z rysunkach 9.46 i 9.47, zamocowanie mikroprzewodu w połowie jego długości (rys. 9.44 i 9.45) skutkuje (w obu badanych kierunkach) znaczącym obniżeniem amplitudy przyspieszeń drgań giętnych wynikających z pulsacji ciśnienia mikropompy hydraulicznej.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- M – macierz globalna bezwładności przewodu,
- u – przemieszczenie węzłowe przewodu,
- K – macierz globalna sztywności przewodu,
- P – macierz obciążeń przewodu,
- v_y – prędkość elementarnego odcinka strugi płynącej cieczy,
- da – przyspieszenie elementarnego odcinka strugi płynącej cieczy,
- w – ugięcie przewodu,
- t – czas,
- x – długość,
- F_b – siła bezwładności odcinka strugi cieczy
- m_c – masa odcinka strugi o długości jednostkowej,
- a_y – przyspieszenie elementarnego odcinka strugi cieczy rzutowane na oś y
- dx – elementarna długość odcinka strugi/przewodu,
- ρ – gęstość cieczy,
- A – pole przekroju poprzecznego strugi cieczy,
- τ_0 – naprężenie styczne
- L – długość obwodu zwilżanego,
- g – przyspieszenie ziemskie,
- α – kąt wychylenia przewodu względem poziomu
- p – ciśnienie,

- θ – kąt ugięcia przewodu,
 S – zewnętrzna siła osiowa rozciągająca przewód,
 F_p – siła poprzeczna działająca na przewód
 b – tarcie zewnętrzne,
 m_r – masa odcinka cieczy o jednostkowej długości,
 ρ_r – gęstość materiału przewodu,
 A_r – pole powierzchni przekroju ścianki przewodu,
 E – moduł Younga materiału przewodu,
 J – moment bezwładności przewodu względem osi obojętnej,
 U – prędkość przepływu cieczy,
 ω_0 – podstawowa częstość kątowa drgań giętych przewodu wypełnionego cieczą,
 ω_j – j -ta podstawowa częstość kątowa drgań giętych przewodu wypełnionego cieczą
 β – współczynnik,
 U_d – krytyczna prędkość przepływu cieczy,
 m – masa jednostkowa przewodu wypełnionego cieczą,
 n – obroty wałka pompy,
 z – liczba elementów wyporowych pompy
 f – częstotliwość

LITERATURA

- [9.1] Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, PWN, Warszawa 1993.
[9.2] Szabatin J., *Podstawy teorii sygnałów*, WKŁ, Warszawa 2003.
[9.3] Dokumentacja techniczna systemu generowania drgań, *Technical Documentation Vibration Test System*, Tira GmbH.
[9.4] Kucharski T., *System pomiaru drgań mechanicznych*, WNT, Warszawa 2002.
[9.5] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., *Symulator liniowego napędu hydrostatycznego źródłem nowych możliwości badawczych*, Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne” 2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku, 17–19 maja 2005, Wrocław.
[9.6] Stosiak M., *Drgania elementów nastawiających zaworów hydraulicznych*, Przegląd Mechaniczny, R. 69, nr 6, 2010.
[9.7] Stosiak M., *Wpływ drgań mechanicznych podłoża na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym*, Hydraulika i Pneumatyka, 3/2006.
[9.8] Krylov V., Pickup S., McNuff J., *Calculation of ground vibration spectra from heavy military vehicles*, *Journal of Sound and Vibration*, (329) 2010, s. 3020–3029.
[9.9] Gryboś R., *Drgania konstrukcji wzbudzone przepływem*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
[9.10] Housner G.W., *Bending vibrations of a pipeline containing flowing fluid*, *Journal of Applied Mechanics* – Trans ASME, (19) 1952, s. 205–208.
[9.11] Gorman D.G., Reese J.M., Zhang Y.L., *Vibration of a flexible pipe conveying viscous pulsating fluid flow*, *Journal of Sound and Vibration*, (230) 2000, s. 379–392.
[9.12] Zachwieja J., Gawda M., *Numeryczna analiza drgań rurociągów*, Hydraulika i Pneumatyka, (6) 2003, s. 15–21.
[9.13] Thomsen J.J., Dahl J., *Analytical predictions for vibration phase shifts along fluid-conveying pipes due to Coriolis forces and imperfections*, *Journal of Sound and Vibration*, (329) 2010, s. 3065–3081.

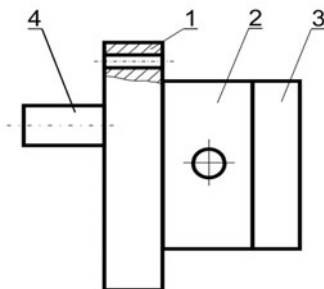
10. BADANIA WŁAŚCIWOŚCI HYDRAULICZNYCH I WIBROAKUSTYCZNYCH WYKONANYCH PROTOTYPÓW

Zygmunt KUDŹMA, Grzegorz ŁOMOTOWSKI, Piotr OSIŃSKI,
Michał STOSIAK, Artur WILCZYŃSKI, Janusz RUTAŃSKI

10.1. BADANIA DOŚWIADCZALNE WERYFIKUJĄCE ZAŁOŻENIA PARAMETRÓW HYDRAULICZNYCH PROJEKTOWANEJ MIKROPOMPY ZĘBATEJ

10.1.1. PARAMETRY KONSTRUKCYJNE MIKROPOMPY

Konstrukcja zaprojektowanej i wykonanej jednostki prototypowej [10.8] jest trój-płytkowa (rys.10.1). Płyta przednia służy do mocowania mikropompy do zespołu napędowego. W płycie środkowej umieszczone są koła zębate, korpusy łożysk ślizgowych oraz otwory ssawne i tłoczne służące do podłączenia instalacji. Całą konstrukcję zamyka płyta tylna. Płyty są ze sobą skręcone śrubami, a ich osiowe położenie uzyskano za pomocą kołków ustalających. W płycie środkowej w odpowiednich wytoczeniach obracają się dwa koła zębate. Koło czynne napędzane jest wałkiem napędowym



Rys.10.1. Trój-płytkowa konstrukcja mikropompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym. 1 – płyta przednia (mocująca), 2 – płyta środkowa (okularowa), 3 – płyta tylna, 4 – wałek napędowy [10.8]

i współpracuje z kołem biernym. Budowa trójplytowa jest korzystna ze względów konstrukcyjnych (prosty kształt), dogodne wzajemne ułożenie części pompy, łatwe mocowanie i połączenie z silnikiem napędowym (łatwe przyłączenie instalacji), montażowych (łatwy montaż i wzajemne połączenie elementów pompy) oraz technologicznych (dogodna obróbka elementów pompy typowymi metodami obróbki, dogodne sprawdzenie elementów pompy).

Badana pompa jest konstrukcją własną wyprodukowaną przez Wytwórnię Pomp Hydraulicznych Sp. z o.o. mieszczącą się we Wrocławiu. Pomiary przeprowadzono dla pięciu jednostek pompy PZO o wydajności jednostkowej 0,25–1,0 cm³/obr. W tabeli 10.1 zamieszczono parametry zazębienia badanych pomp.

Tabela 10.1. Parametry zazębienia

Parametry	Symbol i jednostka		Jednostkowa wydajność właściwa cm ³ /obr				
			0,25	0,31	0,5	0,8	1,0
Liczba zębów	z	–	14	14	14	14	14
Moduł	m	mm	1	1	1	1	1
Kąt przyporu	α	°	20	20	20	20	20
Współ. wysokości głowy zęba	y	–	1	1	1	1	1
Współ. korekcji	x	–	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61
Szerokość wieńca zębatego	b	mm	2,32	2,92	4,64	7,42	9,28
Odległość między osiami	a	–	15	15	15	15	15
Toczny kąt przyporu	α	°	28,71	28,7	28,71	28,71	28,71

10.1.2. CHARAKTERYSTYKA STATYCZNA POMPY PROTOTYPOWEJ

Badania przeprowadzono po uruchomieniu próbnym stanowiska opisanego w rozdziale 8 i pozycji [10.11], tzn. po sprawdzeniu działania pompy [10.8] i zaworu bezpieczeństwa, oraz odczytaniu wskazań wszystkich przyrządów pomiarowych. Pomiary rozpoczęto od nastawienia określonej prędkości obrotowej wałka $n = 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750$ obr/min. Odczytu wartości dokonano dla ciśnienia tłoczenia $p_t = 0, 1, 2, 3, \dots, 22$ MPa. Badania charakterystyk statycznych prowadzono w stałej temperaturze czynnika roboczego, tj. 40 °C oraz dla dwóch różnych rodzajów olei hydraulicznych: Azolla ZS 22 i HL 68 [10.9 i 10.10]. Lepkość kinematyczną oleju dla przyjętej temperatury pracy wynosiła odpowiednio $\nu = 65,6$ cSt dla HL 68 i $\nu = 22,5$ cSt dla Azolla ZS 22.

Przykładowe wyniki pomiarów charakterystyk statycznych pompy PZO o wydajności jednostkowej 1,0 cm³/obr, nr seryjny X10050010 w wersji skróconej zamieszczono w tabeli 10.2 (dla oleju Azolla ZS 22) i w tabeli 10.3 (dla oleju HL 68).

Tabela 10.2. Wyniki pomiarów dla pompy PZO 1,0 cm³/obr, seria X10050010 (olej Azolla ZS 22)

n obr/min	p_t MPa	Q_{rz} dm ³ /min	M Nm	N_m W	N_h W	η_v %	η_{hm} %	η_c %
500	≈ 0	0,376	0,19	9,95	1,38	100,00	13,86	13,86
	5	0,297	0,82	42,94	24,75	78,99	72,98	57,65
	10	0,201	1,58	82,73	33,50	53,46	75,75	40,49
	13	0,066	2,19	114,67	14,30	17,55	71,05	12,47
	20	*	*	*	*	*	*	*
	22	*	*	*	*	*	*	*
750	≈ 0	0,565	0,18	14,14	2,45	100,00	17,32	17,32
	5	0,487	0,81	63,62	40,58	86,19	74,01	63,79
	10	0,391	1,53	120,17	65,17	69,20	78,36	54,23
	15	0,176	2,43	190,85	44,00	31,15	74,01	23,05
	20	*	*	*	*	*	*	*
	22	*	*	*	*	*	*	*
1000	≈ 0	0,760	0,18	18,85	3,67	100,00	19,49	19,49
	5	0,679	0,78	81,68	56,58	89,34	77,54	69,27
	10	0,593	1,47	153,94	98,83	78,03	82,28	64,20
	15	0,436	2,25	235,62	109,00	57,37	80,64	46,26
	18	0,123	2,64	276,46	36,90	16,18	82,47	13,35
	22	*	*	*	*	*	*	*
1250	≈ 0	0,951	0,17	22,25	5,39	100,00	24,22	24,22
	5	0,869	0,73	95,56	72,42	91,38	82,93	75,78
	10	0,780	1,46	191,11	130,00	82,02	82,93	68,02
	15	0,653	2,25	294,52	163,25	68,66	80,72	55,43
	19	0,352	3,02	395,32	111,47	37,01	76,18	28,20
	22	*	*	*	*	*	*	*
1500	≈ 0	1,146	0,17	26,70	7,26	100,00	27,18	27,18
	5	1,066	0,73	114,67	88,83	93,02	83,28	77,47
	10	0,972	1,43	224,62	162,00	84,82	85,03	72,12
	15	0,844	2,16	339,29	211,00	73,65	84,44	62,19
	20	0,602	3,20	502,65	200,67	52,53	76,00	39,92
	22	0,395	3,39	532,50	144,83	34,47	78,91	27,20
1750	≈ 0	1,335	0,16	29,32	8,46	100,00	28,84	28,84
	5	1,242	0,75	137,44	103,50	93,03	80,94	75,30
	10	1,149	1,41	258,40	191,50	86,07	86,11	74,11
	15	1,023	2,16	395,84	255,75	76,63	84,31	64,61
	16	0,997	2,30	421,50	265,87	74,68	84,46	63,08
	21	**	**	**	**	**	**	**

* – w badanej pompie nie uzyskano wymaganego ciśnienia

** – nie uzyskano wymaganej prędkości obrotowej dla tego obciążenia

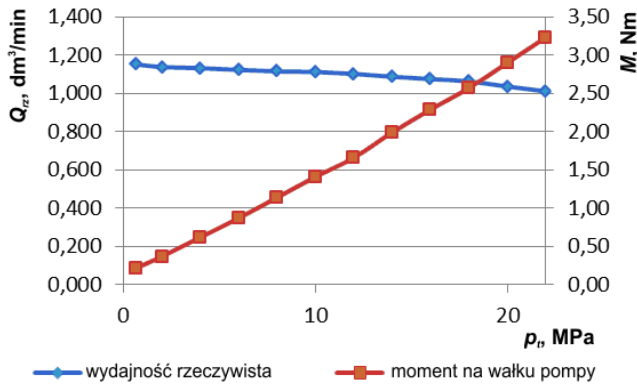
Tabela 10.3. Wyniki pomiarów dla pompy PZO 1,0 cm³/obr, seria X10050010 (olej HL 68)

n obr/min	p_t MPa	Q_{rz} dm ³ /min	M Nm	N_m W	N_h W	η_v %	η_{hm} %	η_c %
500	≈ 0	0,378	0,17	8,90	2,02	100,00	22,65	22,65
	6	0,347	0,88	46,08	34,70	91,80	82,04	75,31
	10	0,324	1,43	74,87	54,00	85,71	84,14	72,12
	16	0,269	2,34	122,52	71,73	71,16	82,27	58,55
	20	0,170	2,97	155,51	56,67	44,97	81,02	36,44
	22	0,054	3,13	163,89	19,80	14,29	84,57	12,08
750	≈ 0	0,571	0,14	11,00	3,33	100,00	30,29	30,29
	6	0,525	0,84	65,97	52,50	91,94	86,55	79,58
	10	0,508	1,37	107,60	84,67	88,97	88,45	78,69
	16	0,460	2,24	175,93	122,67	80,56	86,55	69,73
	20	0,410	2,88	226,19	136,67	71,80	84,15	60,42
	22	0,380	3,25	255,25	139,33	66,55	82,02	54,59
1000	≈ 0	0,768	0,16	16,76	5,50	100,00	32,85	32,85
	6	0,725	0,84	87,96	72,50	94,40	87,31	82,42
	10	0,698	1,38	144,51	116,33	90,89	88,57	80,50
	16	0,653	2,25	235,62	174,13	85,03	86,92	73,90
	20	0,613	2,95	308,92	204,33	79,82	82,87	66,14
	22	0,576	3,30	345,58	211,20	75,00	81,49	61,12
1250	≈ 0	0,954	0,16	20,94	7,47	100,00	35,68	35,68
	6	0,915	0,84	109,96	91,50	95,91	86,76	83,22
	10	0,890	1,39	181,95	148,33	93,29	87,39	81,52
	16	0,850	2,27	297,14	226,67	89,10	85,62	76,28
	20	0,804	2,91	380,92	268,00	84,28	83,48	70,36
	22	0,769	3,20	418,88	281,97	80,61	83,51	67,31
1500	≈ 0	1,151	0,22	34,56	12,85	100,00	37,19	37,19
	6	1,123	0,87	136,66	112,30	97,57	84,22	82,18
	10	1,112	1,41	221,48	185,33	96,61	86,61	83,68
	16	1,075	2,29	359,71	286,67	93,40	85,33	79,69
	20	1,036	2,90	455,53	345,33	90,01	84,22	75,81
	22	1,011	3,23	507,37	370,70	87,84	83,18	73,06
1750	≈ 0	1,342	0,19	34,82	15,21	100,00	43,68	43,68
	6	1,308	0,85	155,77	130,80	97,47	86,15	83,97
	10	1,292	1,40	256,56	215,33	96,27	87,18	83,93
	16	1,253	2,26	414,17	334,13	93,37	86,41	80,68
	17	1,234	2,37	434,33	349,63	91,95	87,55	80,50
	22	**	**	**	**	**	**	**

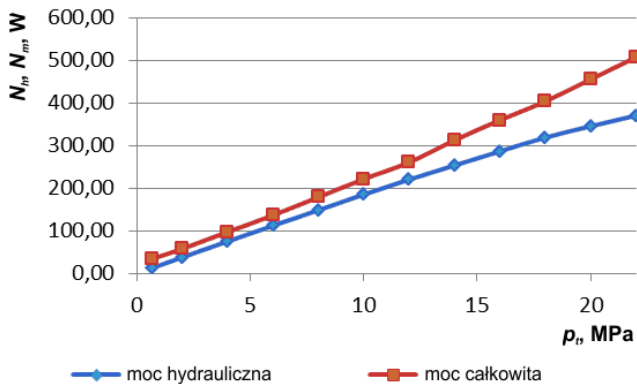
* – w badanej pompie nie uzyskano wymaganego ciśnienia

** – nie uzyskano wymaganej prędkości obrotowej dla tego obciążenia

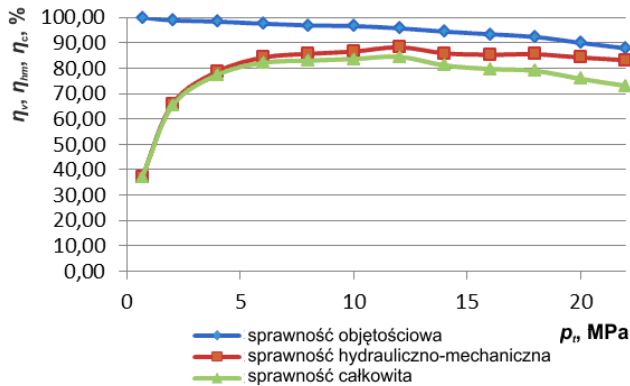
Przeprowadzone badania wykazały, że przebieg charakterystyk statycznych jednostek prototypowych w głównej mierze uzależniony jest od lepkości oleju. Zdecydowanie najlepsze przebiegi uzyskano dla oleju HL 68, którego lepkość była blisko trzykrotnie większa od lepkości oleju Azolla ZS 22. Zwiększenie lepkości poprawiło nie tylko sprawność całkowitą i wolumetryczną, ale również nieznacznie zwiększyła sprawność hydrauliczno-mechaniczną. W przypadku oleju Azolla ZS 22 uzyskano następujące wartości sprawności dla ciśnień i obrotów nominalnych: $\eta_v = 52,5\%$, $\eta_{hm} = 76,0\%$ i $\eta_c = 39,9\%$, natomiast dla oleju HL 68 otrzymano: $\eta_v = 90,0\%$, $\eta_{hm} = 84,2\%$ i $\eta_c = 75,8\%$. W trakcie pomiarów zaobserwowano ponadto trudności z uzyskaniem wysokich ciśnień roboczych dla oleju o najmniejszej lepkości. Trudności te wynikają z wysokich przecieków wewnętrznych, sprawność wolumetryczna bliska jest zeru. W związku z powyższym w wypadku konieczności zastosowania zaprojektowanych



Rys. 10.2. Charakterystyka wydajności rzeczywistej i momentu mikropompy dla HL 68, $n = 1500$ obr/min



Rys. 10.3. Charakterystyka mocy hydraulicznej i całkowitej mikropompy dla HL 68, $n = 1500$ obr/min



Rys. 10.4. Charakterystyka sprawności mikropompy dla HL 68,
 $n = 1500$ obr/min

jednostek do przetłaczania cieczy o małej lepkości należy zaostrzyć tolerancję wymiarową oraz zmniejszyć wielkość szczelin osiowych i promieniowych występujących pomiędzy kołami zębatymi a korpusem pompy i korpusami łożysk ślizgowych. Zaprojektowane i wykonane jednostki przeznaczone są zatem do olei cechujących się lepkością roboczą na poziomie około 65–70 cSt. Na rysunkach 10.2–10.4 przedstawiono charakterystyki statyczne dla mikrojednostki prototypowej, w której zastosowano olej hydrauliczny HL 68.

10.2. BADANIE CHARAKTERYSTYK ZAPROJEKTOWANEGO MIKROZAWORU BEZPIECZEŃSTWA

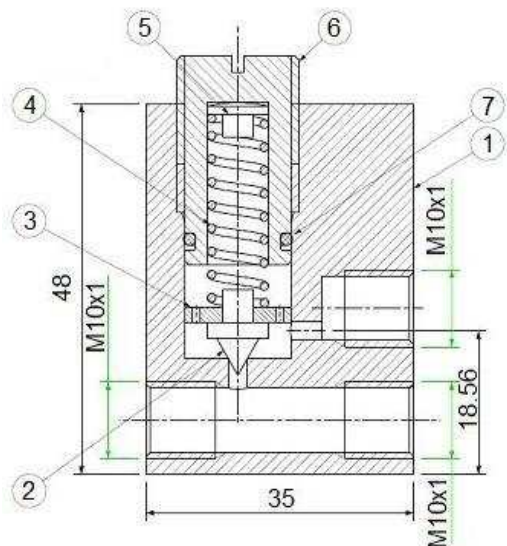
Celem przeprowadzonego badania zaworu bezpieczeństwa własnej konstrukcji, (rys. 10.5) było wyznaczenie jego charakterystyk statycznych oraz zarejestrowanie czasowego przebiegu ciśnienia w sytuacji, gdy w sposób skokowy skierowane zostanie do zaworu odpowiednie natężenie przepływu.

Schemat układu hydraulicznego wykorzystanego w badaniach charakterystyk statycznych znajduje się na rysunku 10.6.

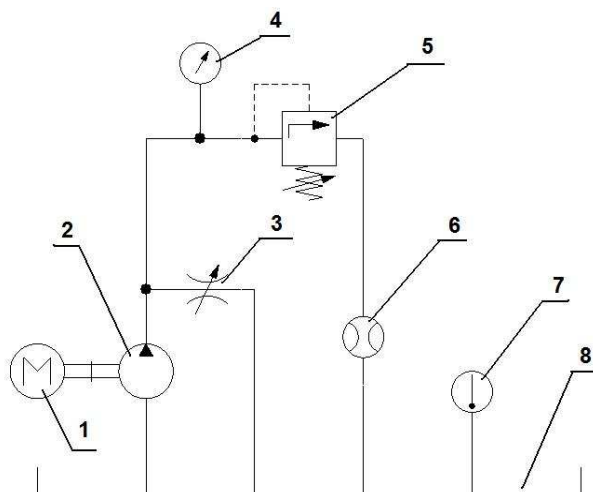
Badania zostały przeprowadzone z użyciem oleju Azolla ZS 22. Wykonano je w temperaturze czynnika równej 30 °C, w której lepkość oleju wynosi 30 cSt.

Pomiary charakterystyk statycznych wykonano dla trzech sprężyn o różnej sztywności oraz dla trzech różnych wartości ciśnień otwarcia. Natężenie przepływu cieczy kierowanej do zaworu bezpieczeństwa ustawiano za pomocą zaworu dławiącego (rys. 10.6).

Charakterystyki statyczne przedstawiono w tabeli 10.4 oraz na rysunku 10.7.



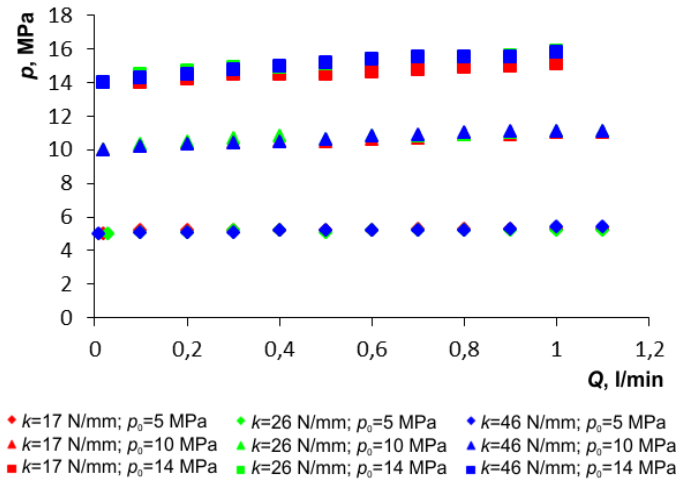
Rys.10.5. Przekrój osiowy mikrozaworu maksymalnego:
 1 – korpus, 2 – grzybek, 3 – tarcza tłumiąca, 4 – sprężyna,
 5 – talerz, 6 – śruba nastawcza, 7 – uszczelka



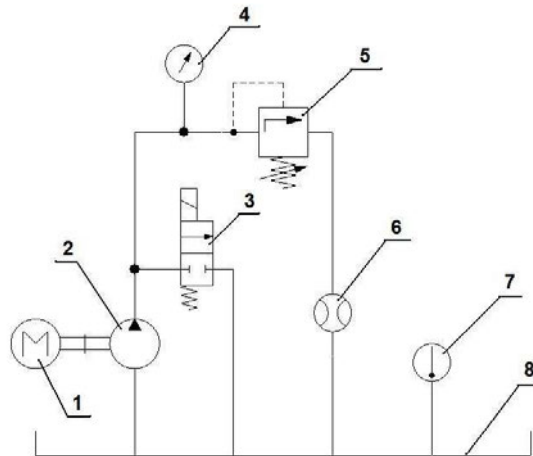
Rys. 10.6. Schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego do wyznaczania charakterystyk statycznych mikrozaworu bezpieczeństwa:
 1 – silnik elektryczny, 2 – mikropompa zębata stałej wydajności,
 3 – zawór dławiący, 4 – manometr cyfrowy,
 5 – badany mikrozawór bezpieczeństwa, 6 – przepływomierz cyfrowy, 7 – termometr cyfrowy, 8 – zbiornik

Tabela 10.4. Wyniki pomiarów charakterystyk statycznych mikrozaworu bezpieczeństwa

Ciśnienie otwarcia	Sztynność 17 N/mm		Sztynność 26 N/mm		Sztynność 46 N/mm	
	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa
5 MPa	0,02	5	0,03	5	0,01	5
	0,1	5,2	0,1	5,1	0,1	5,1
	0,2	5,2	0,2	5,1	0,2	5,1
	0,3	5,2	0,3	5,2	0,3	5,1
	0,4	5,2	0,4	5,2	0,4	5,2
	0,5	5,2	0,5	5,1	0,5	5,2
	0,6	5,2	0,6	5,2	0,6	5,2
	0,7	5,3	0,7	5,2	0,7	5,2
	0,8	5,3	0,8	5,2	0,8	5,2
	0,9	5,3	0,9	5,2	0,9	5,3
	1	5,3	1	5,2	1	5,4
1,1	5,3	1,1	5,2	1,1	5,4	
Ciśnienie otwarcia	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa
10 MPa	0,02	10	0,02	10	0,02	10
	0,1	10,2	0,1	10,3	0,1	10,2
	0,2	10,4	0,2	10,5	0,2	10,3
	0,3	10,4	0,3	10,7	0,3	10,4
	0,4	10,5	0,4	10,8	0,4	10,5
	0,5	10,5	0,5	10,6	0,5	10,6
	0,6	10,6	0,6	10,8	0,6	10,8
	0,7	10,7	0,7	10,8	0,7	10,9
	0,8	10,9	0,8	10,9	0,8	11
	0,9	10,9	0,9	11	0,9	11,1
	1	11	1	11,1	1	11,1
1,1	11	1,1	11,1	1,1	11,1	
Ciśnienie otwarcia	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa	Q , l/min	p , MPa
14 MPa	0,1	14	0,02	14	0,02	14
	0,2	14,2	0,1	14,5	0,1	14,3
	0,3	14,5	0,2	14,7	0,2	14,5
	0,4	14,5	0,3	14,9	0,3	14,8
	0,5	14,5	0,4	14,9	0,4	15
	0,6	14,6	0,5	15,1	0,5	15,2
	0,7	14,8	0,6	15,4	0,6	15,4
	0,8	14,9	0,7	15,5	0,7	15,5
	0,9	15	0,8	15,5	0,8	15,5
	1	15,1	0,9	15,6	0,9	15,5
			1	15,9	1	15,8



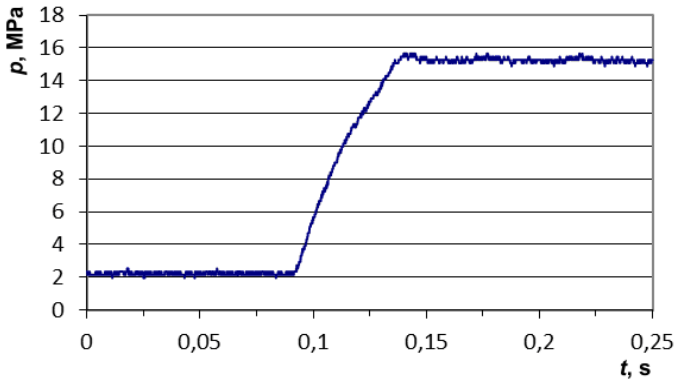
Rys. 10.7. Charakterystyki statyczne mikrozaworu bezpieczeństwa dla różnych sztywności sprężyn k oraz różnych ciśnień otwarcia p_0



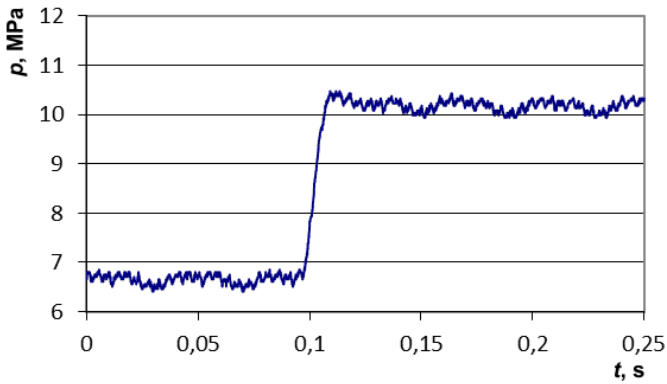
Rys. 10.8. Schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego do rejestracji przebiegu czasowego ciśnienia przed zaworem po skierowaniu do niego w sposób skokowy natężenia przepływu: 1 – silnik elektryczny, 2 – mikropompa zębata, 3 – zawór odcinający sterowany elektrycznie, 4 – tensometryczny czujnik ciśnienia, 5 – badany mikrozawór bezpieczeństwa, 6 – przepływomierz cyfrowy, 7 – termometr cyfrowy, 8 – zbiornik

Schemat układu pomiarowego do wyznaczania czasowego przebiegu ciśnienia, jako odpowiedzi na wymuszenie skokowe w postaci natężenia przepływu $Q_z = 1$ l/min kierowanego do zaworu przedstawiony jest na rysunku 10.8.

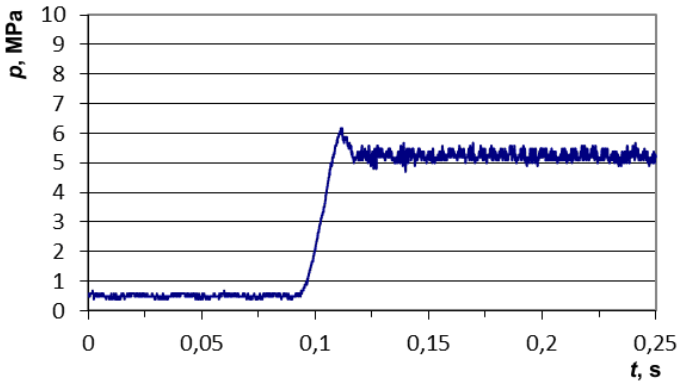
Przykładowe wyniki badań przedstawiono na rysunkach 10.9–10.12.



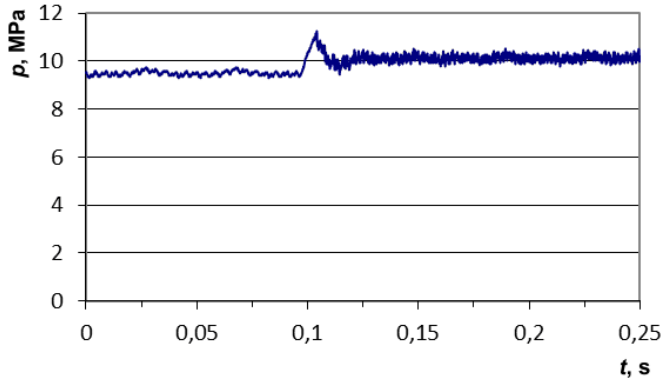
Rys. 10.9. Przebieg ciśnienia po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu przez zawór; $p_0 = 15$ MPa, $Q_z = 0$



Rys. 10.10. Przebieg ciśnienia po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu przez zawór; $p_0 = 10$ MPa, $Q_z = 0$



Rys. 10.11. Przebieg ciśnienia po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu przez zawór; $p_0 = 5$ MPa, $Q_z = 0$

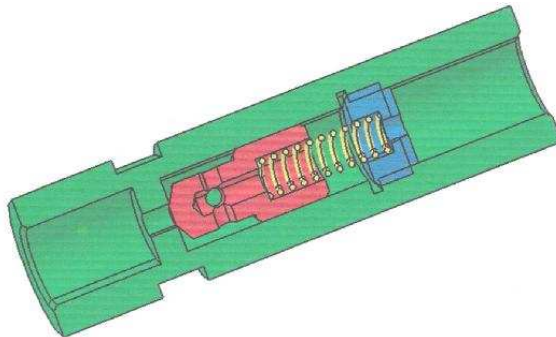


Rys. 10.12. Przebieg ciśnienia po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu przez zawór; $p_0 = 5$ MPa, $Q_c = 0,1$ l/min

Jak wynika z przeprowadzonych badań doświadczalnych, zaprojektowany mikrozwór maksymalny spełnia założenia przyjęte przy tworzeniu modelu matematycznego i jego praca przebiega bez zakłóceń w warunkach obciążeń statycznych i dynamicznych.

10.3. BADANIA DOŚWIADCZALNE CHARAKTERYSTYK ZAPROJEKTOWANEGO MIKROZAWORU ZWROTNEGO

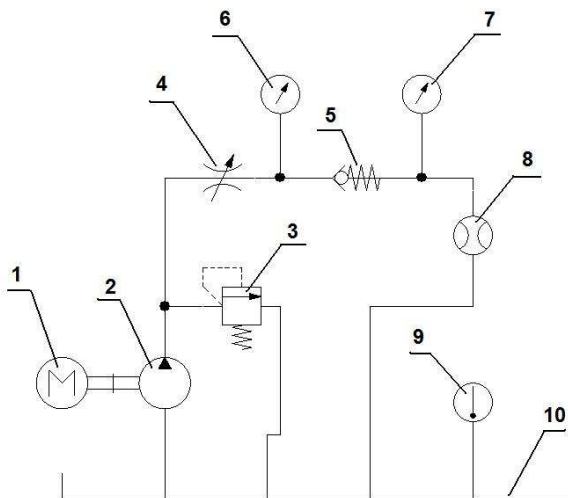
Parametry zaworu zwrotnego (rys. 10.13 i 10.14) oraz cieczy, w której zawór pracował podczas badań, są zgodne z tymi, które użyto do rozwiązania modelu matematycznego w rozdziale 7.2. Sztywność sprężyny wynosiła 308 N/m, a ugięcie wstępne sprężyny 4 mm.



Rys. 10.13. Mikrozwór zwrotny



Rys. 10.14. Zdjęcie badanego mikrozaworu zwrotnego



Rys. 10.15. Schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego w badaniach mikrozaworu zwrotnego: 1 – silnik elektryczny, z możliwością zmiany obrotów, 2 – mikropompa zębata stałej wydajności, 3 – zawór bezpieczeństwa, 4 – zawór dławiący, 5 – badany mikrozawór zwrotny, 6, 7 – manometr cyfrowy o dokładności pomiaru równej 0,01 MPa, 8 – przepływomierz o dokładności pomiaru równej 0,001 l/min, 9 – termometr cyfrowy wartość działki elementarnej 0,1 °C, 10 – zbiornik

Badania mikrozaworu zwrotnego (rys. 10.15) polegały na określeniu zależności opisującej opory przepływu w kierunku przeciwnym do zaporowego. W tym celu zadawano odpowiednie natężenie przepływu poprzez zmianę obrotów silnika napędzającego mikropompę, która tłoczyła ciecz do badanego zaworu. Za pomocą dwóch manometrów umieszczonych po obu stronach badanego zaworu mierzono spadek ciśnienia na tym elemencie. W trakcie wykonywania badań utrzymywano stałą temperaturę cieczy w zbiorniku na poziomie 42 °C.

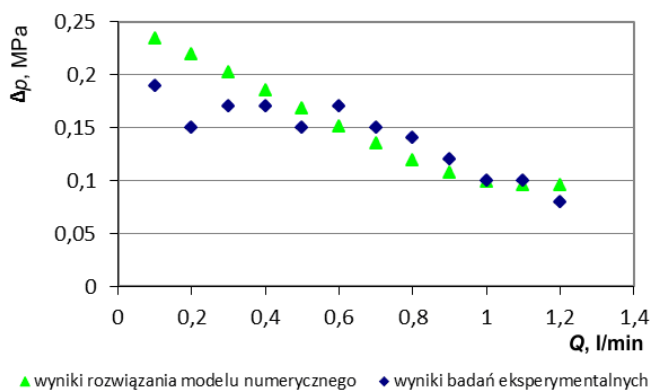
Tabela 10.5. Wyniki pomiarów mikrozaworu zwrotnego

Q l/min	p_{ZL} MPa	p_L MPa	Δp MPa
0,1	0,36	0,17	0,19
0,2	0,36	0,21	0,15
0,3	0,42	0,25	0,17
0,4	0,45	0,28	0,17
0,5	0,48	0,33	0,15
0,6	0,53	0,36	0,17
0,7	0,56	0,41	0,15
0,8	0,58	0,44	0,14
0,9	0,62	0,5	0,12
1	0,64	0,54	0,1
1,1	0,67	0,57	0,1
1,2	0,69	0,61	0,08

Wyniki pomiarów zawiera tabela 10.5. Jako p_L oznaczono ciśnienie mierzone za zaworem zwrotnym, a będące efektem oporów przepływu na drodze między zaworem i zbiornikiem. Jako p_{ZL} oznaczono ciśnienie mierzone przed badanym mikrozaworem zwrotnym. Spadek ciśnienia na zaworze był więc równy $\Delta p = p_{ZL} - p_L$.

Wyniki badań zobrazowano również w formie wykresu przedstawionego na rysunku 10.16. Na wykres naniesiono również rozwiązania modelu matematycznego zawarte w rozdziale 7.2.

Wyniki badań zaworu zwrotnego potwierdziły poprawność modelu matematycznego dla natężeń przepływu między 0,4 l/min a 1,2 l/min.



Rys. 10.16. Wyniki badań charakterystyki statycznej mikrozaworu zwrotnego wraz z naniesionym rozwiązaniem modelu matematycznego

10.4. BADANIA DOŚWIADCZALNE CHARAKTERYSTYK ZAPROJEKTOWANEGO MIKROZAWORU DŁAWIĄCEGO

Parametry badanego zaworu dławiącego (rys. 10.17) oraz cieczy, w której pracował on podczas badań, są zgodne z parametrami zastosowanymi do rozwiązania modelu matematycznego w rozdziale 7.3. Do zaworu podłączono zegarowy czujnik przemieszczenia o wartości działki elementarnej 0,01 mm, aby w ten sposób móc określać przemieszczenie grzybka względem gniazda.



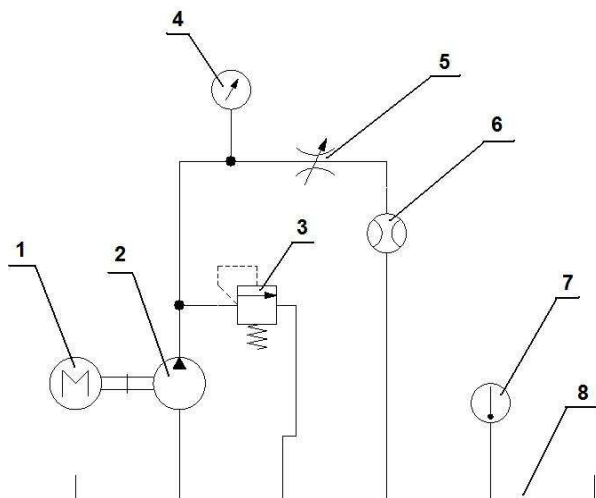
Rys. 10.17. Badany mikrozawór dławiący

Schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego w badaniach znajduje się na rysunku 10.18.

Badania zrealizowane zostały dla dwóch przemieszczeń grzybka względem gniazda: 50 μm oraz 80 μm . Dla każdego przemieszczenia wykonano trzy serie pomiarów, za każdym razem na nowo ustawiając szczelinę dławiącą. W trakcie wykonywania badań utrzymywano temperaturę cieczy w zbiorniku na stałym poziomie 42 °C. Zachowanie stałej temperatury było bardzo ważne, gdyż liczby Reynoldsa dla mikrozaworu były małe, tak więc kluczowy wpływ na zjawisko oporów przepływu miała lepkość.

Pomiary wykonywano, zadając odpowiednie natężenie przepływu płynące do zaworu dławiącego i odczytując ciśnienie przed zaworem. Opory przepływu cieczy między zaworem dławiącym a zbiornikiem zostały pominięte. Zmianę natężenia przepływu kierowanego do zaworu uzyskano poprzez zmianę obrotów silnika elektrycznego napędzającego mikropompę.

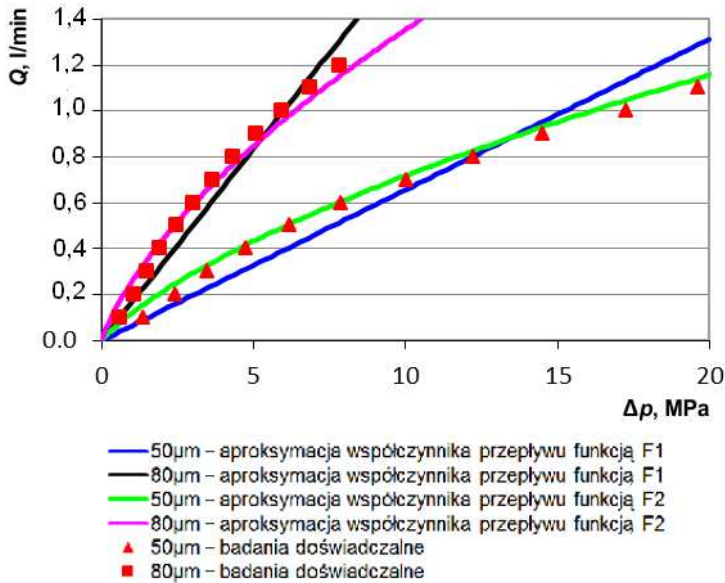
Wyniki badań w postaci wartości średnich z trzech serii pomiarowych dla przemieszczenia grzybka 50 μm oraz 80 μm zaprezentowano w tabeli 10.6.



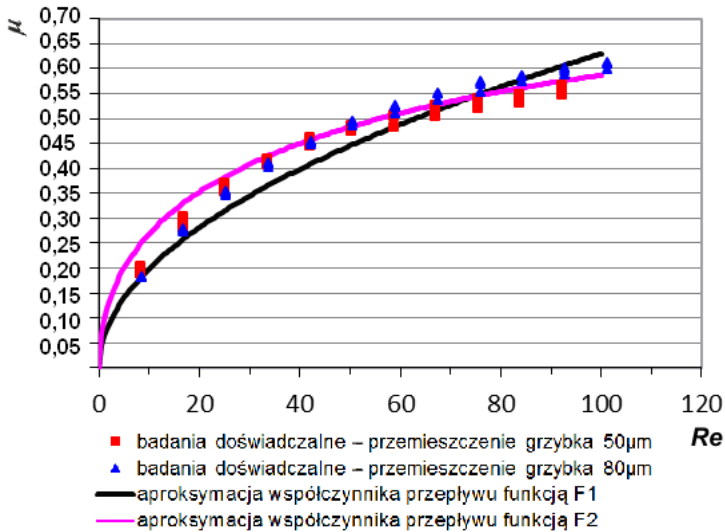
Rys.10.18. Schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego w badaniach mikrozaworu dławiącego: 1 – silnik elektryczny, 2 – mikropompa zębata stałej wydajności, 3 – zawór bezpieczeństwa, 4 – manometr cyfrowy o dokładności pomiaru równej 0,01MPa, 5 – badany zawór dławiący, 6 – przepływomierz o dokładności pomiaru równej 0,001 l/min, 7 – termometr cyfrowy o dokładności pomiaru równej 0,1°C, 8 – zbiornik

Tabela 10.6. Wyniki pomiarów mikrozaworu dławiącego

$z = 50 \mu\text{m}$		$z = 80 \mu\text{m}$	
Q l/min	Δp MPa	Q l/min	Δp MPa
0,1	1,36	0,1	0,61
0,2	2,41	0,2	1,06
0,3	3,5	0,3	1,49
0,4	4,77	0,4	1,93
0,5	6,2	0,5	2,46
0,6	7,88	0,6	3
0,7	10,4	0,7	3,64
0,8	12,22	0,8	4,33
0,9	14,52	0,9	5,1
1	17,25	1	5,93
1,1	19,62	1,1	6,86
		1,2	7,85



Rys. 10.19. Wyniki pomiarów charakterystyk przepływowych mikrozaworu dławiącego wraz z naniesionym rozwiązaniem modelu matematycznego



Rys. 10.20. Zmienność współczynnika przepływu μ w zależności od liczby Reynoldsa. Krzywe teoretyczne oraz wyniki pomiarów

Wyniki badań zobrazowano również w formie wykresu na rysunku 10.19. Na wykres naniesiono również rozwiązania modelu matematycznego zawarte w rozdziale 7.3. Poprawność rozwiązania modelu matematycznego sprawdzono, porównując wartości

współczynnika przepływu w zależności od liczby Reynoldsa uzyskane podczas badań z tymi wyprowadzonymi w rozdziale 7.3. Rysunek 10.20 przedstawia zależność $\mu = f(Re)$ dla funkcji (7.41) oraz (7.43) z rozdziału 7.3 wraz z naniesionymi wynikami badań. W tym przypadku zamieszczono wszystkie wyniki, a nie tylko wartości średnie.

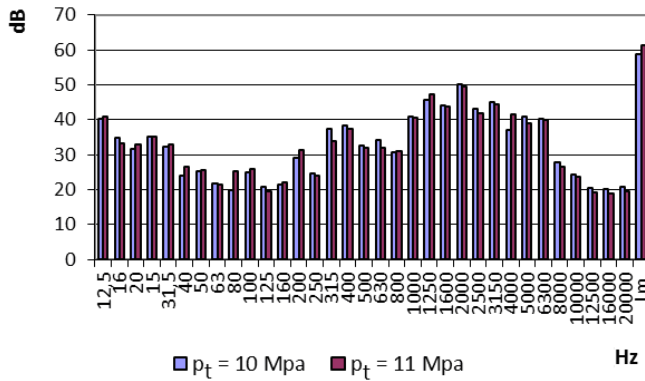
Badania doświadczalne zawarte w tym rozdziale wykazały zasadność wykorzystania badań zaworu modelowego o zwiększonych wymiarach opisanych w rozdziale 5 do tworzenia modelu matematycznego mikrozaworu dławiącego. Współczynnik przepływu jest jednoznacznie funkcją liczby Reynoldsa. Funkcja ta ma taką samą postać zarówno dla elementów klasycznych, jak i zminiaturyzowanych. Różnicą między zaworami klasycznymi a mikrozaworami polega na zakresie funkcji, w jakim zawory pracują. Zawory klasyczne pracują przy wyższych wartościach liczby Reynoldsa, natomiast zminiaturyzowane dla dużo mniejszych. W mikrozaworach dławiących założenie stałego współczynnika przepływu okazuje się błędne, ponieważ należy korzystać z funkcji opisującej zmienność tego współczynnika w zależności od liczby Reynoldsa. W tym celu można wykorzystać funkcję (7.41) lub funkcję (7.43) z rozdziału 7.3. Pierwsza z nich jest wprawdzie prostsza, ale nie odwzorowuje tak dokładnie zmienności współczynnika jak funkcja druga.

10.5. BADANIA AKUSTYCZNE ZAPROJEKTOWANEGO MIKROZASILACZA HYDRAULICZNEGO

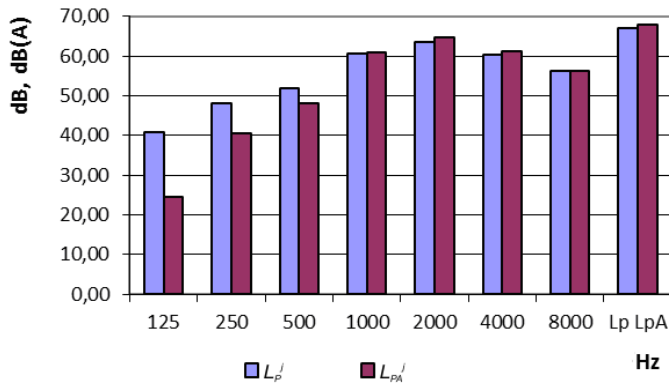
Metoda pomiaru STSF [10.1, 10.2, 10.4, 10.5, 10.6, 10.7] nie jest objęta wprost żadną z norm, w związku z czym autorzy musieli opracować indywidualny program pomiaru. Zostały jednak zachowane wszelkie procedury związane z użyciem specjalistycznej aparatury pomiarowej.

Przed rozpoczęciem pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego, pistonfonu typ 4228 firmy Brüel & Kjaer o ściśle określonym poziomie $L_m = 124,4$ dB dla częstotliwości nominalnej $f_w = 250$ Hz. Poziom odniesienia dla pomiarów hałasu wynikał z przyjętych wzorcowych wartości ciśnienia akustycznego $p_o = 20 \mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa (0 dB), mocy akustycznej $P_o = 1 p_w = 2 \cdot 10^{-12}$ W (0 dB) oraz natężenia dźwięku $I_o = 1 \text{ pW/m}^2 = 2 \cdot 10^{-12} \text{ W/m}^2$ (0 dB).

Punktem wyjścia do określenia metodyki badań było wykonanie pomiarów hałasu w komorze pogłosowej. Podczas badań określono poziom ciśnienia i mocy akustycznej badanego obiektu dla dwóch różnych ciśnień tłoczenia $p_t = 10$ i 11 MPa. Charaktery widm tercjowych ciśnienia akustycznego L_m dla każdego z ciśnień tłoczenia p_t były podobne. Występowały bowiem w głównej mierze składowe średniczęstotliwościowe w paśmie 1,25–3,15 kHz z dominującą składową dla 2 kHz (rys. 10.21).



Rys. 10.21. Poziom ciśnienia akustycznego L_m badanego mikrozasilacza dla $n = 1390$ obr/min



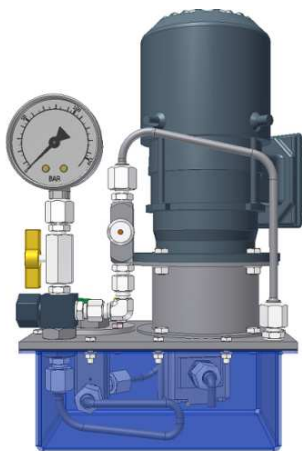
Rys. 10.22. Poziom mocy akustycznej L_p badanego mikrozasilacza dla $p_t = 11$ MPa i $n = 1390$ obr/min

Ze względu na percepcję dźwięku oraz maksymalny poziom mocy akustycznej skorygowanej według krzywej ważonej A (L_{pA}) najbardziej dokuczliwe i uciążliwe są częstotliwości zawierające się w paśmie 1414–2828 Hz, a więc określonym przez oktawę o częstotliwości środkowej wynoszącej 2 kHz. Wynika to z widma poziomu mocy akustycznej (por. dalej), skorygowanego według krzywej ważonej typu A (rys. 10.22). Wartość wymienionej oktawy kształtuje się na poziomie 65 dB(A). Na tej podstawie ustalono nieco szerszy zakres pomiarowy dla holografii akustycznej, tj. 350–3250 Hz, a także przyjęto najwęższą z możliwych szerokości pasma dla filtrów cyfrowych, tj. 50 Hz.

Warunki akustyczne miejsca pomiarowego umożliwiały wykonywanie pomiarów w tzw. polu bliskim. W celu wyznaczenia poziomu zakłóceń przyjętego miejsca pomiarowego, przed rozpoczęciem pomiarów oraz po ich zakończeniu określono poziom hałasu otoczenia. Określony poziom tła wynosił 35,7 dB(A). Stwierdzono zadowa-

lającą (ponad 10 dB(A)) różnicę pomiędzy poziomem tła akustycznego miejsca pomiarowego a poziomem hałasu wytwarzanego przez zasilacz.

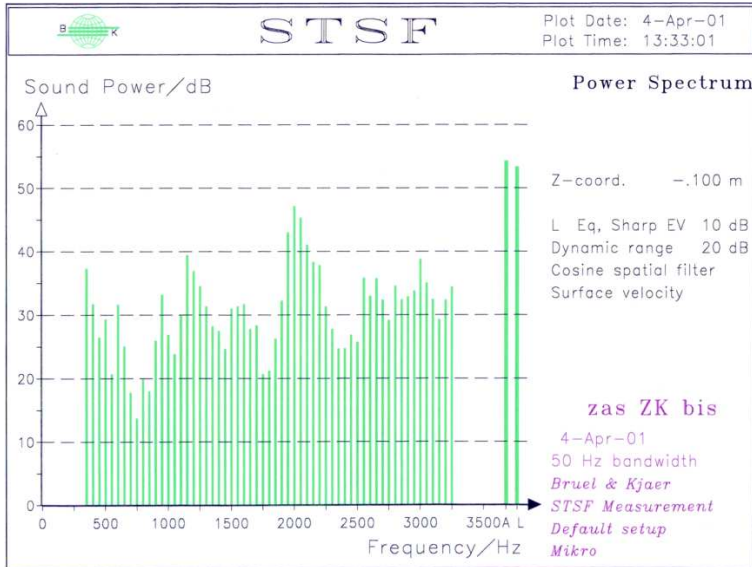
W celu zapewnienia stacjonarnego charakteru hałasu emitowanego do otoczenia w trakcie pomiaru, pompa w badanym zasilaczu pracowała przy zachowaniu stałych parametrów pracy, tj. ciśnienia tłoczenia równego 11 MPa i temperatury oleju na poziomie 40 ± 1 °C. W trakcie pomiaru płaszczyzny pomiarowe znajdowały się w odległości 5 cm od obiektu. Badania wykonano dla płaszczyzn pomiarowych wokół badanego zasilacza. W publikacji przytoczono wyniki dla płaszczyzny pomiarowej znajdującej się od frontu badanego zasilacza (rys. 10.23). Gabaryty płaszczyzny pomiarowej oraz rozdzielczość skanowania spełniały wymagania związane z założonym zakresem pomiarowym (por. wyżej).



Rys. 10.23. Widok od frontu prototypu mikrozasilacza

W trakcie badań zarejestrowano stacjonarny sygnał akustyczny dla tzw. płaszczyzny pomiarowej. W kolejnym etapie przeprowadzono obliczenia numeryczne wykorzystujące algorytm przestrzennej transformaty Fouriera. Algorytm oparty na wyznaczonym polu wektorowym oraz uwzględniający kierunek propagacji fali akustycznej pozwala określić dowolne wielkości akustyczne w przestrzeni. Ponieważ celem badań było określenie dróg emisji hałasu do otoczenia, obliczenia i graficzną wizualizację wyników przeprowadzono dla płaszczyzny źródłowej (rys. 10.24). Zdefiniowana płaszczyzna źródłowa odsunięta jest o 5 cm od płaszczyzny pomiarowej i pokrywa się z powierzchnią zbiornika zasilacza. Przeprowadzone pomiary i obliczenia numeryczne umożliwiły:

- wyznaczenie poziomu mocy akustycznej L_p dB w paśmie 350–3250 Hz,
- wyznaczenie korygowanego według krzywej ważonej A poziomu mocy akustycznej L_{pA} dB w paśmie 350–3250 Hz,

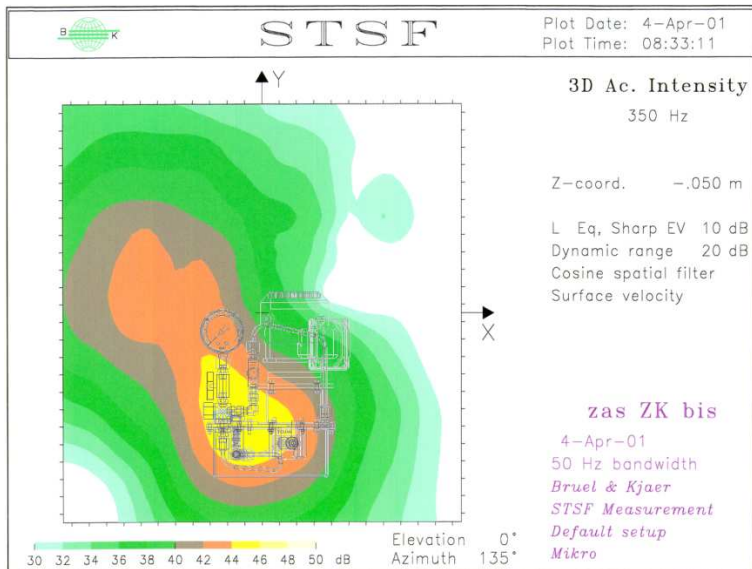
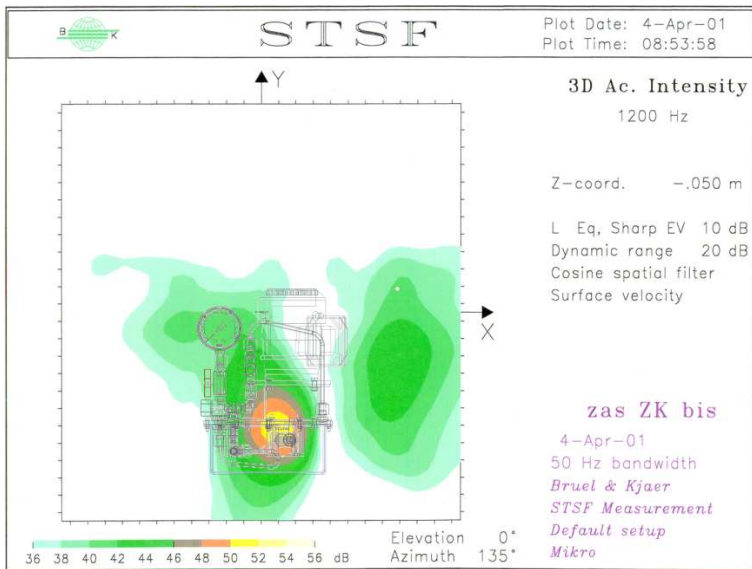


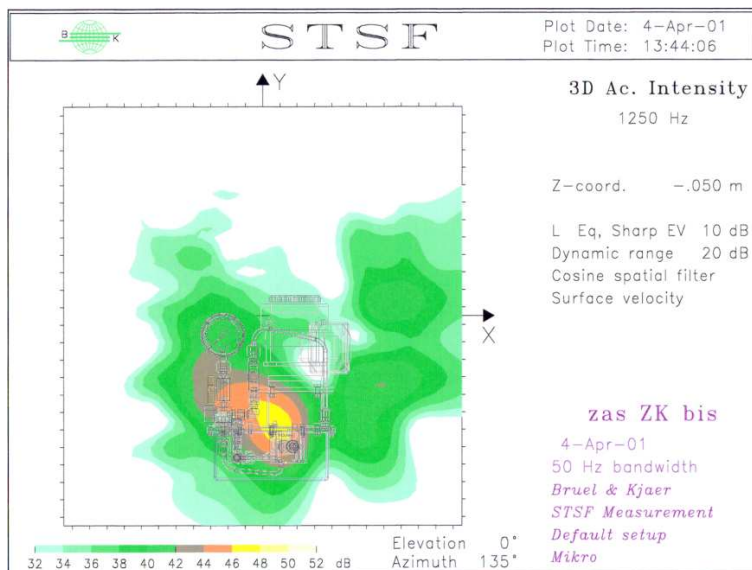
Rys. 10.24. Widmo poziomu mocy akustycznej badanego prototypu mikrozasilacza dla płaszczyzny źródłowej

- wyznaczenie widma poziomu mocy akustycznej L_p dB w paśmie 350–3250 Hz,
- wyznaczenie poziomu natężenia dźwięku L_I dB dla j pasm o szerokości 50 Hz w zakresie pomiarowym 350–3250 Hz.

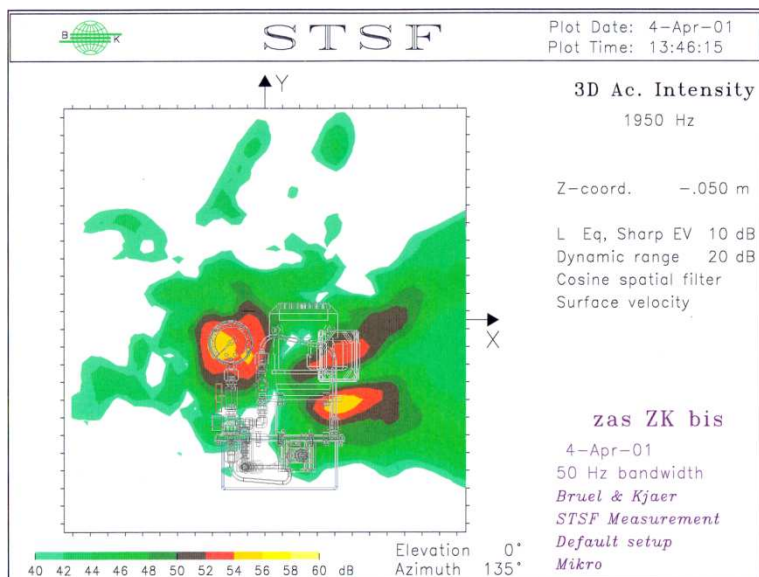
W przedstawionym widmie o stałej bezwzględnej szerokości pasma można wyróżnić następujące dominujące częstotliwości: 350, 1200, 1250, 1950, 2000, 2050, 2100 i 3000 Hz. W kolejnym etapie przeprowadzono analizę rozkładu natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej w funkcji wytypowanych częstotliwości. Sposób przedstawienia map obrazujących długość wektora natężenia dźwięku (por. dalej) umożliwia przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku i przyporządkowanie odpowiedniej częstotliwości do miejsca, z którego następuje wypromieniowanie fali akustycznej do otoczenia. W wyniku lokalizacji określono następujące miejsca generacji dźwięku:

- 350 Hz – kolektor hydrauliczny wraz z częścią instalacji (rys. 10.25),
- 1200 Hz – płaszczyzna zbiornika na wysokości pompy zębatej (rys. 10.26),
- 1250 Hz – płyta montażowa silnika (rys. 10.27),
- 1950 Hz – manometr, puszka elektryczna, kołnierz silnika (rys. 10.28),
- 2000 Hz – obudowa silnika w rejonie puszki elektrycznej (rys. 10.29),
- 2050 Hz – obudowa silnika w rejonie puszki elektrycznej (rys. 10.30),
- 2100 Hz – obudowa silnika w połowie wysokości (rys. 10.31),
- 3000 Hz – centrum obudowy silnika elektrycznego (rys. 10.32).

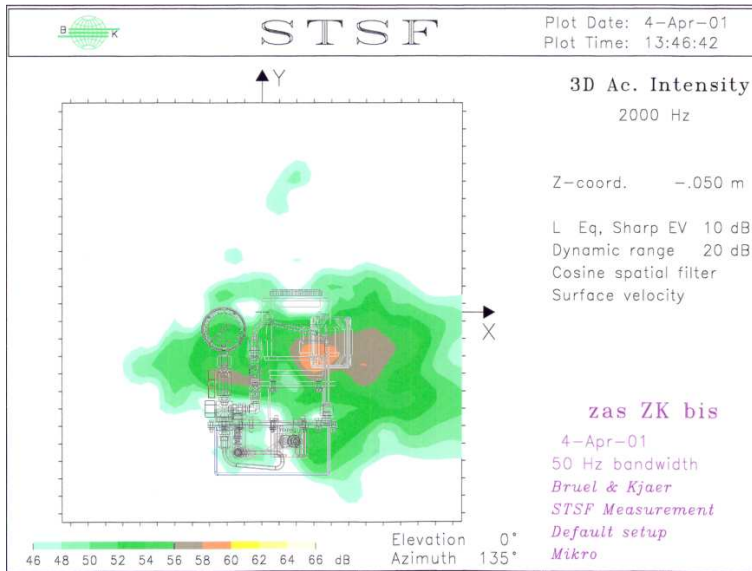
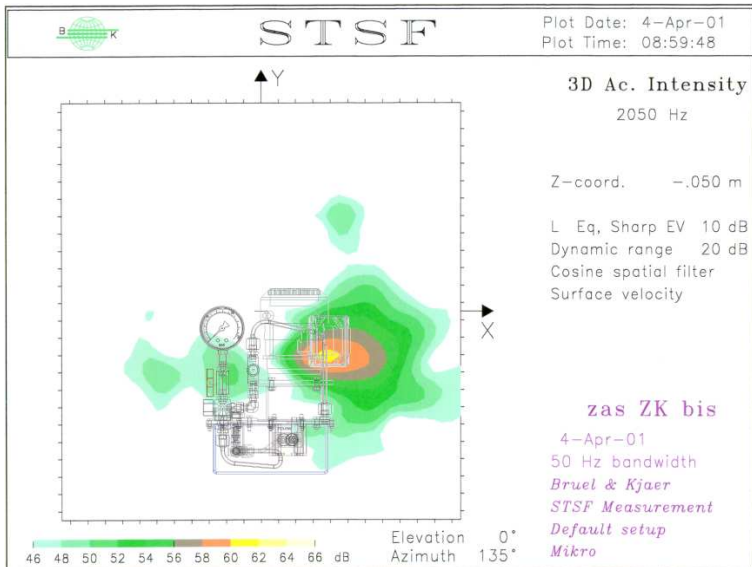
Rys. 10.25. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 350$ HzRys. 10.26. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 1200$ Hz

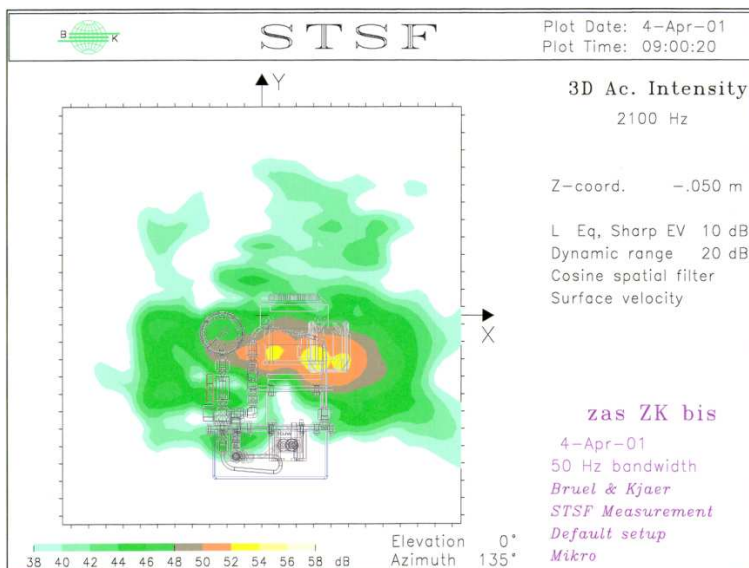


Rys. 10.27. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 1250$ Hz

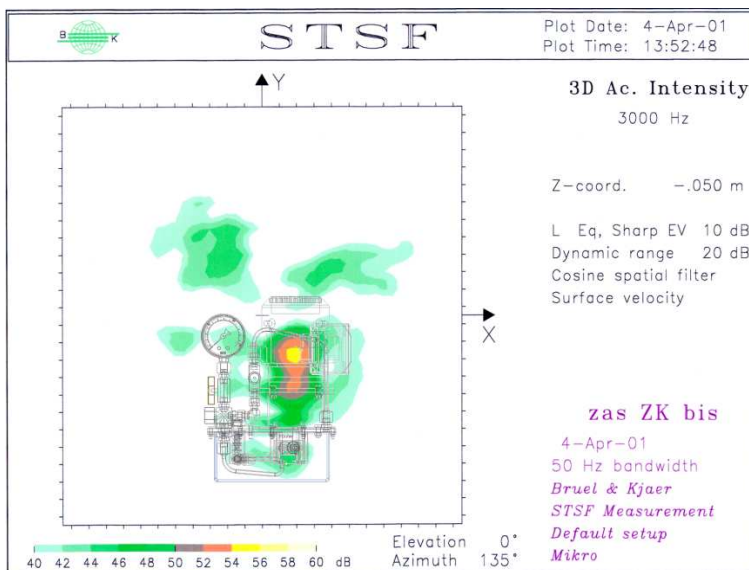


Rys. 10.28. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 1950$ Hz

Rys. 10.29. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 2000$ HzRys. 10.30. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 2050$ Hz



Rys. 10.31. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 2100$ Hz

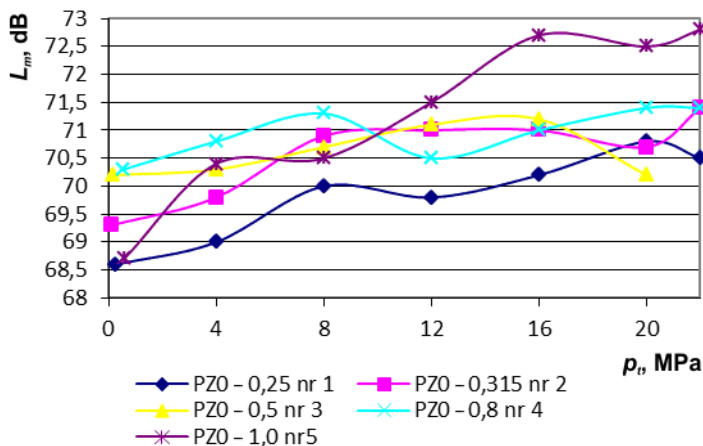


Rys. 10.32. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f = 3000$ Hz

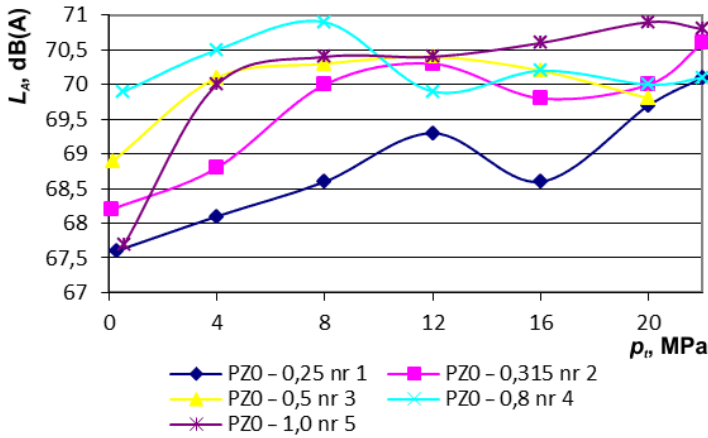
10.6. BADANIA AKUSTYCZNE MIKROPOMPY ZĘBATEJ

Jak wynika z przeprowadzonych pomiarów widma mocy akustycznej oraz z wykonanej lokalizacji źródeł dźwięku prototypowego zasilacza hydraulicznego (por. rozdz. 10.5), podstawowym elementem generującym hałas jest elektryczny silnik napędowy. W celu jednoznacznego określenia wpływu mikropompy zębatej na emisję hałasu do otoczenia, przeprowadzono pomiary akustyczne dla tzw. zespołu pompującego [10.11]. Budowę i konstrukcję zespołu omówiono w rozdziale 8. Cechę charakterystyczną zespołu pompującego, która odróżnia go od zasilacza jest umiejscowienie generatora energii ciśnienia strumienia cieczy poza zbiornikiem hydraulicznym. Dzięki takiemu umiejscowieniu i wykorzystaniu możliwości pomiarowych holografii akustycznej [10.1–10.7] można określić, jaki procent energii został wypromieniowany z uprzednio zadeklarowanego podobszaru, w tym konkretnym przypadku odpowiadającemu powierzchniowo i obejmującemu badaną pompę wyporową. Przed przystąpieniem do badań z użyciem STSF, wykonano pomiary w komorze pogłosowej w celu określenia warunków i zakresu pomiarów, który należy zdefiniować dla holografii akustycznej. Podczas badań w komorze pogłosowej określono poziom ciśnienia akustycznego L_m i poziom dźwięku $A L_A$ badanego obiektu dla siedmiu różnych ciśnień tłoczenia $p_t = 0, 4, 8, 12, 16, 20$ i 22 MPa oraz dla pięciu różnych mikrojednostek prototypowych o wydajnościach właściwych $q = 0,25; 0,315; 0,5; 0,8$ i $1,0$ cm³/obr.

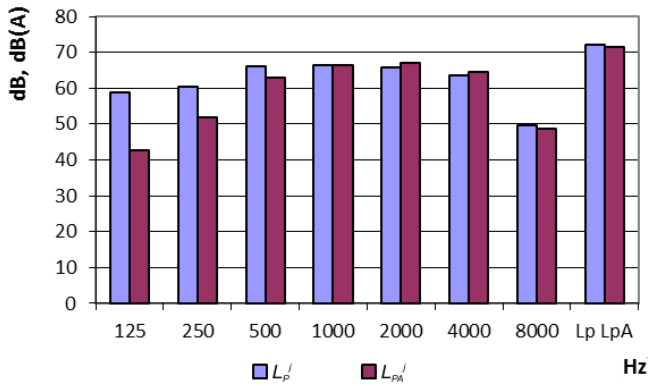
Charakter widm tercjowych mocy akustycznej L_p dla każdego z ciśnień tłoczenia p_t był podobny. Występowały bowiem w głównej mierze składowe średniczotliwościowe, tj. w zakresie oktaw 1–2 kHz.



Rys. 10.33. Poziom ciśnienia akustycznego L_m w funkcji ciśnienia tłoczenia p_t mikropomp zębatych



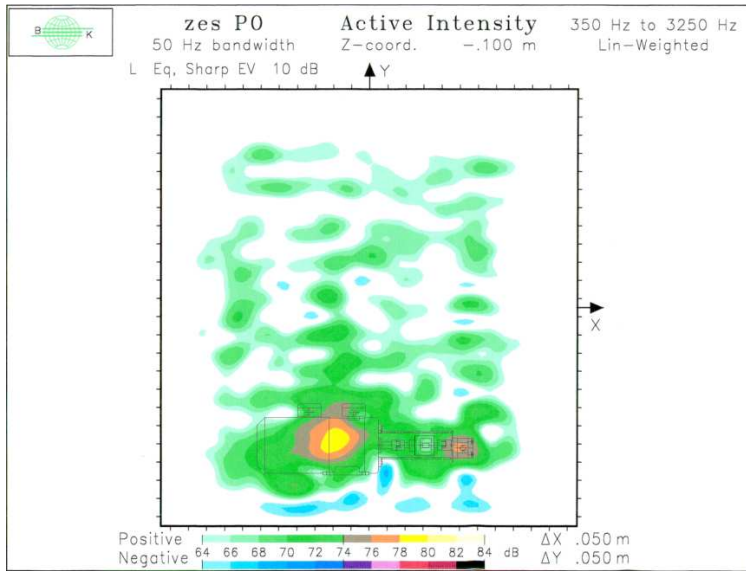
Rys. 10.34. Poziom dźwięku L_A w funkcji ciśnienia tłoczenia p_t mikropomp zębatych



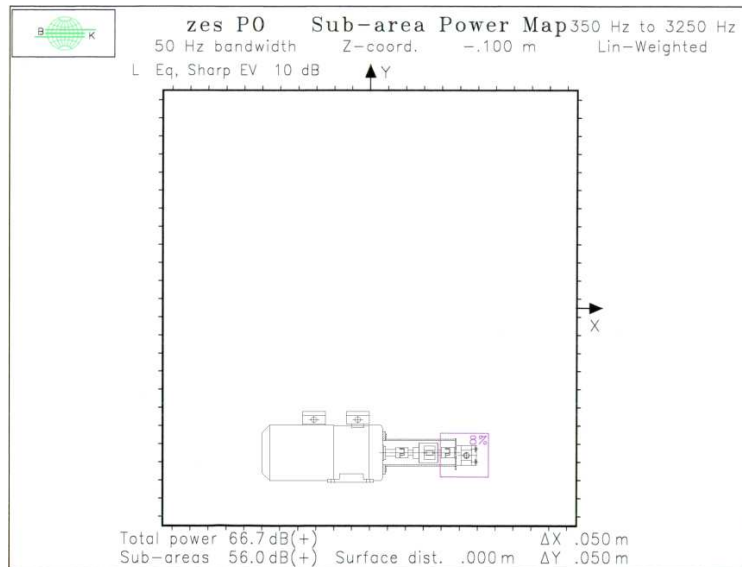
Rys. 10.35. Poziom mocy akustycznej emitowanej przez zespół pompujący z jednostką o wydajności właściwej $q = 1 \text{ cm}^3/\text{obr}$, dla $p_t = 20 \text{ MPa}$ i $n = 1500 \text{ obr}/\text{min}$

W trakcie pomiaru za pomocą holografii akustycznej ustalono szerszy zakres pomiarowy 350–3250 Hz obejmujący swym pasmem oktawę 1 kHz i 2 kHz; założono również najwęższą z możliwych szerokość podpasma dla filtrów cyfrowych 50 Hz. W pierwszym etapie pomiary i obliczenia numeryczne umożliwiły określenie rozkładu natężenia dźwięku dla płaszczyzny źródłowej.

Wykres na rysunku 10.36 wskazuje na występowanie dwóch dominujących źródeł hałasu znajdujących się na powierzchni silnika elektrycznego oraz badanej jednostki wyporowej. Całkowita wypromieniowana moc przechodząca przez powierzchnię źródłową wynosi 66,7 dB, podczas gdy moc wypromieniowana przez pompę zębatą stanowi zaledwie 8% mocy całkowitej, co odpowiada 56 dB (rys. 10.37). W związku



Rys. 10.36. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej w paśmie 350–3250 Hz

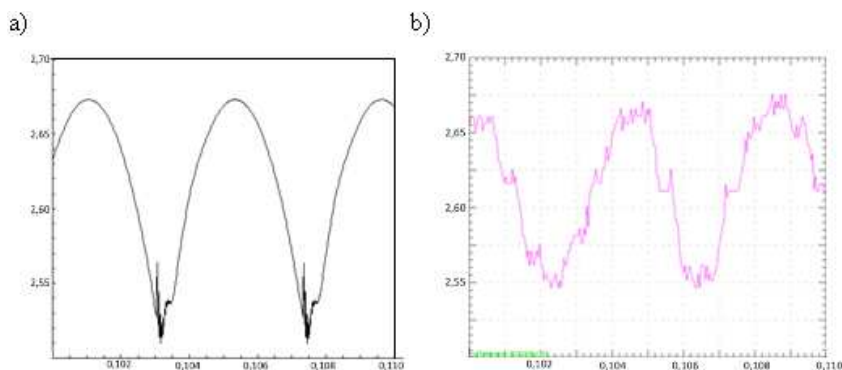


Rys. 10.37. Pomiar mocy akustycznej w paśmie 350–3250 Hz. Dla powierzchni źródłowej i dla podpowierzchni obejmującej obszar pompy wyporowej

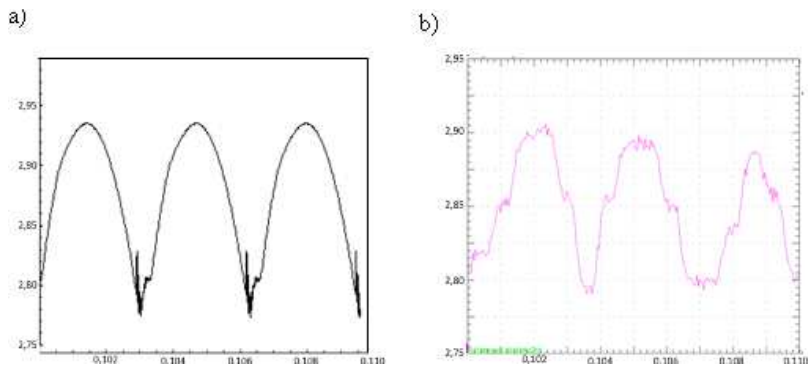
z tym najgłośniejszym elementem jest elektryczny silnik napędowy, ponieważ elementy mikrohydrauliczne nie generują dźwięków dominujących. W wypadku głośności pracy urządzeń opartych na elementach mikrohydraulicznych należy więc skoncentrować się głównie na obniżeniu hałasu emitowanego do otoczenia przez napęd elektryczny

10.7. BADANIA DRGAŃ SKRĘTNYCH W MIKROPOMPIE ZĘBATEJ

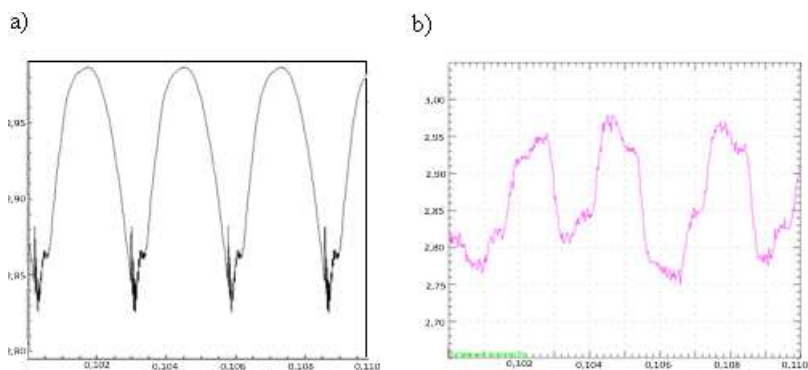
W celu weryfikacji modelu dynamicznego przeprowadzono pomiary drgań skrętnych na wałku pompy prototypowej. Na rysunkach 10.38–10.40 zestawiono otrzymane przebiegi rzeczywiste i teoretyczne dla trzech różnych prędkości obrotowych $n = 1000, 1250$ oraz 1500 obr/min. W trakcie obliczeń zaobserwowano, iż moment dynamiczny ustala się po kilku okresach zazębienia. Na wykresach przedstawiono przedział czasu, w którym przebiegi są już ustalone. Obliczone zmiany momentu dynamicznego odbywają się z częstotliwością zazębienia f_z , na nie nakładają się zmiany o wyższej częstotliwości f_w . Częstotliwość f_w zależy w głównej mierze od sztywności wałka c_w i jest wzbudzana w momencie wejścia we współpracę nowej pary zębów. Teoretycznie wyznaczone drgania skrętne o częstotliwości f_w zanikają w krótkim okresie całkowicie na skutek tłumienia obwodowego k_t . Przytoczone wyniki obliczeniowe są zbliżone do wyników otrzymanych na drodze doświadczalnej. Rozbieżności pomiędzy badaniami modelowymi i doświadczalnymi podyktowane są przede wszystkim przyjętym typem tłumienia obwodowego. W przypadku modelu teoretycznego drgania zanikają w większym stopniu, podczas gdy w rzeczywistości wpływ tłumienia oleju w szczelinie promieniowej i osiowej, oraz w łożyskach jest nieco mniejszy. W rezultacie drgania o wysokiej częstotliwości występują podczas pełnego cyklu współpracy kolejnych par zębów.



Rys. 10.38. Przebieg momentu dynamicznego M_d w funkcji prędkości obrotowej: $n = 1000$ obr/min, $p_t = 20$ MPa, a) przebieg teoretyczny, b) przebieg rzeczywisty



Rys. 10.39. Przebieg momentu dynamicznego M_d w funkcji prędkości obrotowej: $n = 1250$ obr/min, $p_t = 20$ MPa, a) przebieg teoretyczny, b) przebieg rzeczywisty



Rys. 10.40. Przebieg momentu dynamicznego M_d w funkcji prędkości obrotowej: $n = 1500$ obr/min, $p_t = 20$ MPa, a) przebieg teoretyczny, b) przebieg rzeczywisty

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- z – liczba zębów
- m_0 – moduł
- α_0 – kąt przyporu
- y – współczynnik wysokości głowy zęba
- x – współczynnik korekcji
- b – szerokość wieńca zębatego
- k – tłumienie
- c – sztywność
- f – częstotliwość
- a – odległość między osiami
- α_t – toczy kąt przyporu
- n – prędkość obrotowa
- q – wydajność właściwa
- p – ciśnienie

- v – lepkość kinematyczna
- η_v – sprawność wolumetryczna
- η_{hm} – sprawność hydrauliczno-mechaniczna
- η_c – sprawność całkowita
- p_t – ciśnienie tłoczenia
- p_s – ciśnienie ssania
- Q_{rz} – wydajność rzeczywista
- M – moment obrotowy
- M_d – moment dynamiczny
- N_m – moc mechaniczna
- N_h – moc hydrauliczna
- L_m – poziom ciśnienia akustycznego
- L_A – poziom dźwięku A
- L_P – poziom mocy akustycznej
- L_I – poziom natężenia dźwięku

LITERATURA

- [10.1] Kollek W., Osiński P., *Możliwości diagnozowania i identyfikacji maszyn hologramami akustycznymi*, VII Seminarium: Napędy i Sterowanie 2001, Gdańsk 2001.
- [10.2] Kollek W., Osiński P., *Ocena przydatności energetycznych metod pomiarowych do identyfikacji źródeł dźwięku w urządzeniach hydraulicznych*, Inżynieria maszyn, R. 11, 2–3/2006, Rozwój maszyn i urządzeń hydraulicznych, Wrocław 2006.
- [10.3] Osiński P., *Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości akustyczne i hydrauliczne pomp zębatych*, Rozprawa doktorska raport serii PRE nr 14/2005, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2005.
- [10.4] Kollek W., Osiński P., *Zastosowanie metod energetycznych w diagnozowaniu stanu akustycznego maszyn i urządzeń*. XII Konferencja Naukowo-Techniczna „Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów”, WAT, Warszawa 2000.
- [10.5] Kollek W., Osiński P., *Możliwość diagnozowania i identyfikacji maszyn hologramami akustycznymi*, Napęd i Sterowanie 2001. VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania, Gdańsk 2001.
- [10.6] Kollek W., Osiński P., *Zastosowanie holografii akustycznej w diagnozowaniu maszyn i urządzeń*, Napęd i Sterowanie, 3(23)/2001.
- [10.7] Kollek W., Osiński P., *Diagnozowanie maszyn i urządzeń hydraulicznych metodą holografii akustycznej*, Konferencja towarzysząca 73 Targom Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych. Hydropneumatica, Poznań 2001.
- [10.8] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., Brzeziński T., *Dokumentacja konstrukcyjna mikropompy zębatej*, Sprawozdanie S-09/2011, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.
- [10.9] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., Rutański J., Maga K., *Badania hydrauliczne mikropompy zębatej PZO*, Sprawozdanie S-07/2011, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.
- [10.10] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., Rutański J., Maga K., *Badania hydrauliczne mikropompy zębatej*, Sprawozdanie S-06/2011, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.
- [10.11] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., *Budowa stanowisk do pomiaru układów mikrohydraulicznych*, Sprawozdanie nr S-08/2011, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.

11. SFORMUŁOWANIE PODSTAW PROJEKTOWANIA I WARUNKÓW EKSPLOATACJI ELEMENTÓW I UKŁADÓW MIKROHYDRAULICZNYCH

Zygmunt KUDŹMA, Michał STOSIAK, Piotr OSIŃSKI,
Artur WILCZYŃSKI, Zbigniew ŻYTNIIEWSKI

11.1. OPRACOWANIE ALGORYTMU PROJEKTOWANIA I ZALECEŃ EKSPLOATACYJNYCH MIKROPOMPY ZĘBATEJ

Ze względu na skomplikowany tok obliczeń konstrukcyjnych mikropomp zębatach podczas projektowania jednostki prototypowej korzystano z oprogramowania MPZ (mpz.exe). Aplikacja umożliwia przeprowadzenie optymalizacji według zadeklarowanej funkcji celu. Opracowana metoda optymalizacji numerycznej została przedstawiona w postaci algorytmu (rys. 11.1). W literaturze można znaleźć wiele metod optymalizacji numerycznej, jednak, jak dotąd, nie udało się opracować metod uniwersalnych, pozwalających przeprowadzić obliczenie optymalizacyjne złożonych układów maszynowych. W ujęciu matematycznym optymalizacja polega na wyznaczeniu wartości zmiennych decyzyjnych $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, dla których funkcja celu $f = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ osiąga wartość minimalną albo maksymalną i gdy spełnione są warunki:

$$\varphi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad \text{dla} \quad j = 1, \dots, m \quad (11.1)$$

$$\varphi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0 \quad \text{dla} \quad j = m + 1, \dots, p \quad (11.2)$$

Funkcje $\varphi_j(x)$ zależą od niewiadomych $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ przestrzeni R.

Następnym elementem procesu optymalizacji jest wybór właściwej metody optymalizacji. Do najczęściej stosowanych należą:

- metoda systematycznego poszukiwania,
- metoda Monte Carlo,
- metoda gradientowa.

Metoda systematycznego poszukiwania polega na tworzeniu możliwych kombinacyjnych wartości zmiennych decyzyjnych x jako wartości dyskretne i ich sprawdza-

niu. Sprawdza się, czy badany punkt x spełnia warunki $\varphi_j(x)$, oraz jaką wartość przyjmuje funkcja celu $f(x)$. W ten sposób przeszukuje się całą przestrzeń w celu znalezienia optimum funkcji. Wyboru punktu optymalnego dokonuje się przez bezpośrednie porównanie wartości funkcji celu $f(x)$, obliczonych dla wybranych zmiennych decyzyjnych x .

Metoda Monte Carlo należy do metod prostych i choć może być stosowana w różnego rodzaju problemach, w tym również nieliniowych, to otrzymywane dzięki niej rozwiązania mają jedynie charakter przybliżony. Metoda ta opiera się na losowaniu wartości zmiennych decyzyjnych za pomocą liczb losowych o równomiernym rozkładzie. Liczby losowe otrzymuje się dzięki programowi opartemu na wzorach rekurencyjnych, w związku z czym są nazywane ciągiem liczb pseudolosowych. Liczby te muszą spełniać następujące warunki:

- powinny być ze sobą skorelowane;
- ich rozkład powinien dostatecznie dokładnie aproksymować rozkład równomierne i nie powinien się zmieniać w czasie.

Optymalizację metodą Monte Carlo przeprowadza się przez:

- losowanie punktu x , czyli przyporządkowanie liczb losowych jego współrzędnym x_i ;
- sprawdzenie, czy wylosowany punkt x spełnia warunki $\varphi_j(x)$;
- obliczenie wartości funkcji celu $f(x)$, dla x spełniającego warunki x ;
- sprawdzenie, czy obliczona wartość funkcji celu $f(x)$ jest bardziej odpowiednia niż wartość znajdująca się w pamięci, a jeśli tak, to rekord zapamiętany w pamięci operacyjnej jest zastępowany nowym.

W metodzie największego spadku sposób postępowania polega na wyborze dowolnego punktu jako punktu startu i obliczeniu jego gradientu funkcji celu. Gradient wskazuje kierunek wzrostu funkcji $f(x)$. Aby znaleźć optimum funkcji, należy przesunąć się w kierunku przeciwnym do zwrotu gradientu. Wadą tej metody jest to, że umożliwia znalezienie tylko lokalnego ekstremum. W funkcjach celu, które mają więcej niż jedno ekstremum, należy zastosować inne metody wyznaczania ekstremum globalnego.

W programie MPZ zastosowano metodę systematycznego przeszukiwania, ponieważ charakteryzuje się ona największą dokładnością uzyskiwanych wyników.

Ze względu na rozbudowaną strukturę programu został on podzielony na pięć grup, tj. zbiory, dane, optymalizacja, wyniki, koniec, znajdujący się w menu głównym. Każda z grup jest podzielona na podgrupy lub funkcje charakterystyczne dla danego bloku programu.

1. Zbiory – blok programu, w którym znajdują się funkcje Output/Input:

- **zapis** – podgrupa funkcji wyjścia pozwalająca w zależności od wyboru opcji na zapis:

- a) **założeń** → do pliku binarnego w aktualnym katalogu, ścieżka zapisu założeń powinna mieć rozszerzenie *.zal.
 - b) **obliczeń** → do pliku binarnego w aktualnym katalogu, ścieżka zapisu obliczeń powinna mieć rozszerzenie *.obl.
 - **odczyt** – podgrupa funkcji wejścia pozwalająca w zależności od wyboru opcji na odczyt:
 - a) **założeń** → z pliku binarnego znajdującego się w aktualnym katalogu, na ekranie wyświetlane są wszystkie zbiory z rozszerzeniem *.zal.
 - b) **obliczeń** → z pliku binarnego znajdującego się w aktualnym katalogu, na ekranie wyświetlane są wszystkie zbiory z rozszerzeniem *.obl.
 - **katalog** → umożliwi zmianę aktualnego katalogu roboczego, standardowo przyjętym katalogiem jest X:\pzebata.
 - **NC** → komenda uruchamiająca program nakładkowy nc.exe, co umożliwi skorzystanie z podstawowych komend edycyjnych i systemowych, wyjście z programu przez wciśnięcie klawisza F10 powoduje automatyczny powrót do głównego bloku obliczeniowego.
2. **Dane** – blok programu, w którym ustala się i modyfikuje takie parametry niezbędne do przeprowadzenia obliczeń, jak:

- **liczba zębów** → funkcja określająca obszar zmiennych decyzyjnych z jako wartości dyskretnych:

$$z \in \{z_{\min}, \dots, z_i, \dots, z_{\max}\}, \quad \text{gdzie } z_i = z_{i-1} + z_{\text{sko}} \quad (11.3)$$

- **współczynnik wysokości zęba** → funkcja określająca obszar zmiennych decyzyjnych y jako wartości dyskretnych:

$$y \in \{y_{\min}, \dots, y_i, \dots, y_{\max}\}, \quad \text{gdzie } y_i = y_{i-1} + y_{\text{sko}} \quad (11.4)$$

- **współczynnik korekcji** → funkcja określająca obszar zmiennych decyzyjnych x jako wartości dyskretnych:

$$x \in \{x_{\min}, \dots, x_i, \dots, x_{\max}\}, \quad \text{gdzie } x_i = x_{i-1} + x_{\text{sko}} \quad (11.5)$$

- **liczba przyporu** → procedura definiująca granice warunku stopnia pokrycia:

$$\varepsilon_{\min} \leq \varepsilon(z_i, y_i, x_i, \dots) \leq \varepsilon_{\max} \quad (11.6)$$

- **współczynnik nierównomierności wydajności** → procedura definiująca granice warunku współczynnika nierównomierności:

$$\delta_{\min} \leq \delta(z_i, y_i, x_i, \dots) \leq \delta_{\max} \quad (11.7)$$

- **wydajność** → funkcja określająca obszar zmiennych decyzyjnych wydajności jednostkowej q jako wartości dyskretnej zapisanych w tablicy złożonej dwudziestoelementowej:

$$q \in q[q_1, \dots, q_{20}] \quad (11.8)$$

- **moduł** → funkcja określająca obszar zmiennych decyzyjnych modułu m jako wartości dyskretnej zapisanych w tablicy składającej się z dwudziestu elementów:

$$m \in m[m_1, \dots, m_{20}] \quad (11.9)$$

- **szerokość zęba** → procedura definiująca granice warunku szerokości zęba:

$$b_{\min} \leq b(z_i, y_i, x_i, \dots) \leq b_{\max} \quad (11.10)$$

- **iloraz B/M** → procedura definiująca granice warunku ilorazu b/m :

$$b / m_{\min} \leq b / m(z_i, y_i, x_i, \dots) \leq b / m_{\max} \quad (11.11)$$

- **iloczyn B*M** → funkcja określająca błąd względny i bezwzględny pomiędzy iloczynem $b \cdot m$, tj. rzeczywistym a iloczynem $(b \cdot m)_{opt}$, tj. wynikającym z warunku emisji akustycznej:

$$(b \cdot m) \in \left\{ (b \cdot m)_{opt} - \Delta(b \cdot m), (b \cdot m)_{opt} + \Delta(b \cdot m) \right\} \quad (11.12)$$

$$\left(\frac{b \cdot m - (b \cdot m)_{opt}}{(b \cdot m)_{opt}} \cdot 100 \right) \in \left\{ -\delta(b \cdot m), +\delta(b \cdot m) \right\} \quad (11.13)$$

3. Optymalizacja – blok obliczeniowy programu (por. tab. 11.2) [11.1]:

- **typoszereg $V = V(0, \dots)$** → spośród wszystkich typoszeregów spełniających założenia zostanie wybrany jeden o najmniejszych objętości, w algorytmie założono koła zębate o zębach korygowanych $z \geq z_g$;
- **typoszereg $V = V(k_m, \dots)$** → algorytm obliczeń jest taki sam jak w metodzie V_{opt} , różnica jest we wzorach, które uwzględniają skrócenie głowy zęba, tj. $z < z_g$ (szczegółowy algorytm przedstawiono na rysunku 11.1a, b);
- **typoszereg $V = V(k_m, k, \dots)$** → metoda ta powstała w celu porównania wpływu współczynnika k na proces optymalizacji, jak wykazały obliczenia wyniki pokrywają się z danymi otrzymanymi w metodzie $V(k_m, \dots)$.
- **typoszereg $V = V(k_m, k', \dots)$** → wybór tej funkcji przeprowadza optymalizację uwzględniającą skrócenie głowy zęba i odciążenie przestrzeni zasklepionej.
- **maksimum** → wybranie tej funkcji powinno być poprzedzone jedną z powyższych optymalizacji, w wyniku jej wybrania w pamięci operacyjnej pozostaną wyniki spełniające maksimum wybranej zmiennej: $z, y, x, \alpha, \varepsilon, \delta, bm^2, m, bm f(q), b, b/m, q$ i V_i ;

- **minimum** → działanie tej komendy jest analogiczne do poprzedniej z tą różnicą, że w pamięci pozostają wartości minimalne wybranej zmiennej;
 - **grupowanie wyników** → funkcja służąca do obróbki wyników, zalecana, gdy po przeprowadzeniu metody optymalizacji niektóre wyniki różnią się między sobą wartością modułu m , iloczynem $b \cdot m$, szerokością koła zębatego b , ilorazem b/m . i współczynnikiem $\Delta(b \cdot m)$ spośród danych wykazujących podobieństwo takich parametrów, jak: $z, y, x, q, \alpha_i, \varepsilon, \delta, b \cdot m^2$, zapamiętane zostaną te o najmniejszym współczynniku $\Delta(b \cdot m)$.
4. **Wyniki** – blok programu pozwalający na przeglądanie wyników uzyskanych w procesie optymalizacji:
- **ekran zwykły** → wyświetlenie na ekranie monitora wszystkich zmiennych powstałych w procesie optymalizacji, tj. $z, y, x, \alpha_i, \varepsilon, \delta, bm^2, m, bm f(q), b, b/m, q, V_w$ i V_i ;
 - **ekran grupowy** → wyświetlenie na ekranie monitora zmiennych podawanych dla typoszeregu: z, y, x, m, b, q, V_i oraz grup konstrukcyjnych;
 - **pliki** – podgrupa funkcji wyjścia służąca do zapisywania w pliku tekstowym znajdującym się w aktualnym katalogu, ścieżka zapisu powinna mieć rozszerzenie *.txt, w zależności od wyboru opcji otrzymuje się następujące formaty:
 - **plik zwykły** → dane grupowane są w kolumnach;
 - **plik grupowy** → dane grupowane są w wierszach;
 - **plik excel** → komenda analogiczna do powyższej (**plik grupowy**), różni się jedynie długością zapisu, który jest przystosowany do odczytu przez aplikacje oprogramowania Windows, np. Excel i Word;
 - **maximum** → wybranie tej funkcji przeszukuje zbiór rozwiązań i wyświetla na ekranie monitora wyniki spełniające maximum wybranej zmiennej: $z, y, x, \alpha_i, \varepsilon, \delta, bm^2, m, bm f(q), b, b/m, q, V_w$ i V_i ;
 - **minimum** → działanie tej komendy jest analogiczne do poprzedniej z tą różnicą, że poszukiwane są minimalne wartości wybranej zmiennej;
 - **drukowanie** → wydruk wyników na drukarce podłączonej do portu LPT1.
5. **Koniec** → zakończenie pracy programu i powrót do systemu.

Algorytm zastosowany w programie optymalizacji pomp zębatych przedstawiono na rysunku 11.1a, b. Struktura programu umożliwi optymalizację z przyjęciem wielorakich założeń i uproszczeń, z możliwością zapisu i odczytu zarówno założeń, jak i obliczeń. Specyfikację metod obliczeniowych zestawiono w tabeli 11.2 [11.1]. Przeprowadzenie obliczeń metodą numeryczną pozwoli na znalezienie rozwiązań, które w porównaniu z aktualnymi konstrukcjami wykazują następujące zalety:

- zmniejszenie współczynnika nierównomierności wydajności,
- zmniejszenie współczynnika objętości jednostkowej,
- uzyskanie liczby przyporu zbliżonej do jedności.

W projektowaniu mikrojednostek wyporowych należy wziąć pod uwagę zalecane wielkości wydajności właściwych (określone przez ciąg Renarda) oraz parametry eksploatacyjne wynikające z ciśnień pracy układu hydraulicznego i zastosowanego silnika napędowego. W tabeli 11.1 [11.2] zestawiono zalecane parametry eksploatacyjne dla całego typoszeregu mikropomp zębatych.

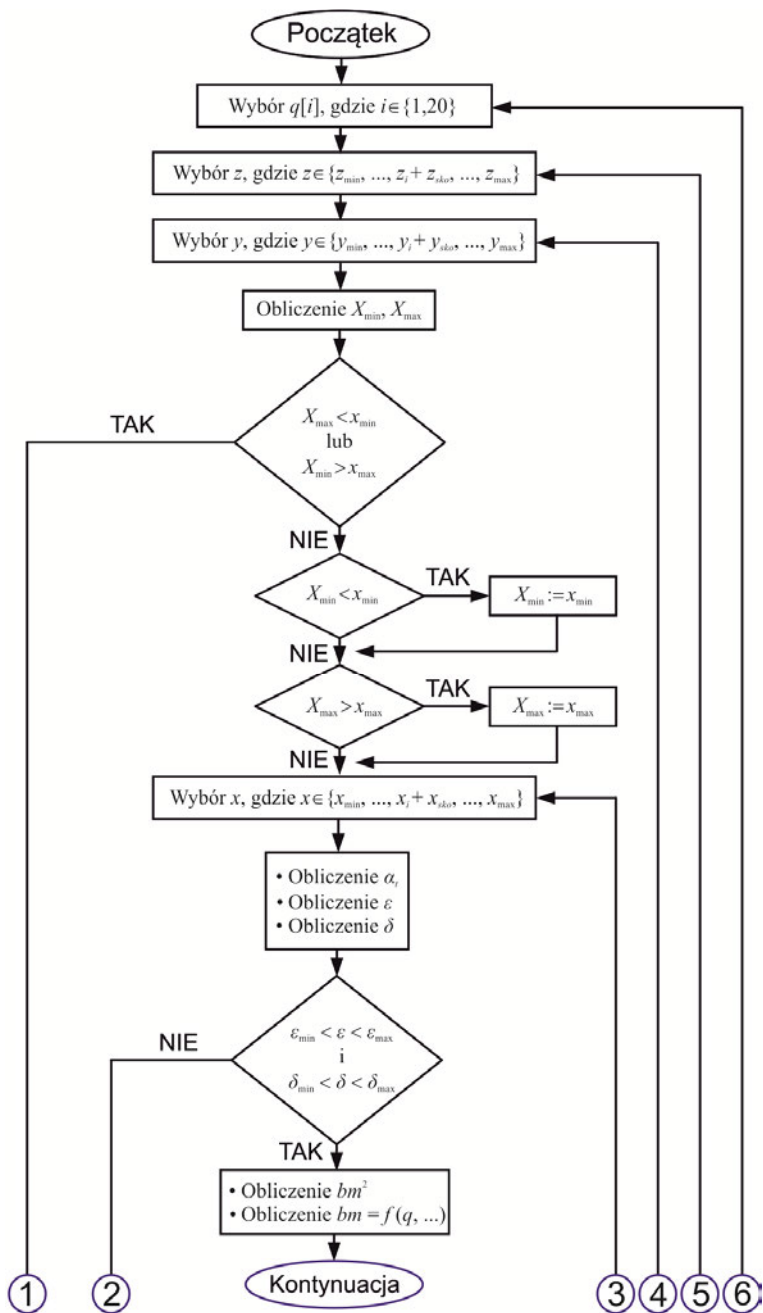
Tabela 11.1. Zalecane parametry eksploatacyjne mikropomp zębatych [11.2]

Geometryczna objętość robocza V_g	Prędkość obrotowa n			Ciśnienie na wejściu p_s		Ciśnienie na wyjściu p_t	
	min	nom	max	max	min	max ciągłe	max cykl
cm ³ /obr	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	bar	bar	bar	bar
0,25	od 500 do 1000	1500	od 3000 do 7000	od 0,10 do 0,50	od -0,30 do -0,10	od 220 do 280	od 240 do 320
0,315							
0,40							
0,50							
0,63							
0,80							
1,00							

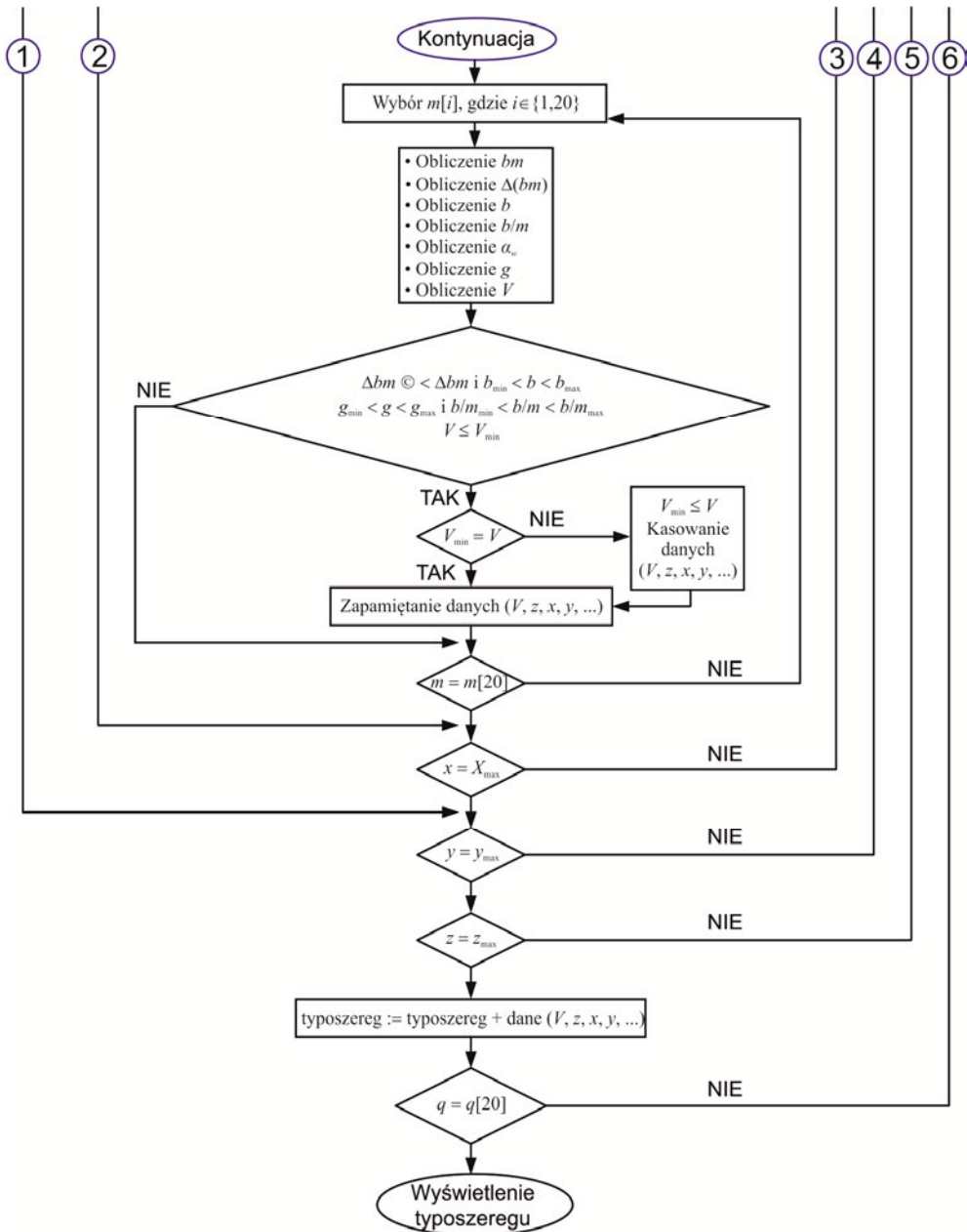
Tabela 11.2. Metody optymalizacji pomp (część I)

Typoszereg	Wzory			
	X_{\min}	X_{\max}	$\text{inv}\alpha_t$	ε
$V = V(0, \dots)$	$y \cdot \frac{z'_g - z}{z_g}$	y	$2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \text{tg}\alpha_0 + \text{inv}\alpha_0$	$\frac{z}{\pi} \cdot \left(\sqrt{\left(1 + \frac{2 \cdot (x+y)}{z} \right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_t} - 1} - \tan \alpha_t \right)$
$V = V(k_m, \dots)$	$y \cdot \frac{z'_g - z}{z_g}$	y	$2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \text{tg}\alpha_0 + \text{inv}\alpha_0$	$\frac{1}{\pi} \cdot \left(2 \cdot \sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_t} - \left(\frac{z}{2} \right)^2} - z \cdot \tan \alpha_t \right)$
$V = V(k_m, k, \dots)$	$y \cdot \frac{z'_g - z}{z_g}$	y	$2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \text{tg}\alpha_0 + \text{inv}\alpha_0$	$\frac{1}{\pi} \cdot \left(2 \cdot \sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_t} - \left(\frac{z}{2} \right)^2} - z \cdot \tan \alpha_t \right)$
$V = V(k_m, k', \dots)$	$y \cdot \frac{z'_g - z}{z_g}$	y	$2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \text{tg}\alpha_0 + \text{inv}\alpha_0$	$\frac{1}{\pi} \cdot \left(2 \cdot \sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_t} - \left(\frac{z}{2} \right)^2} - z \cdot \tan \alpha_t \right)$

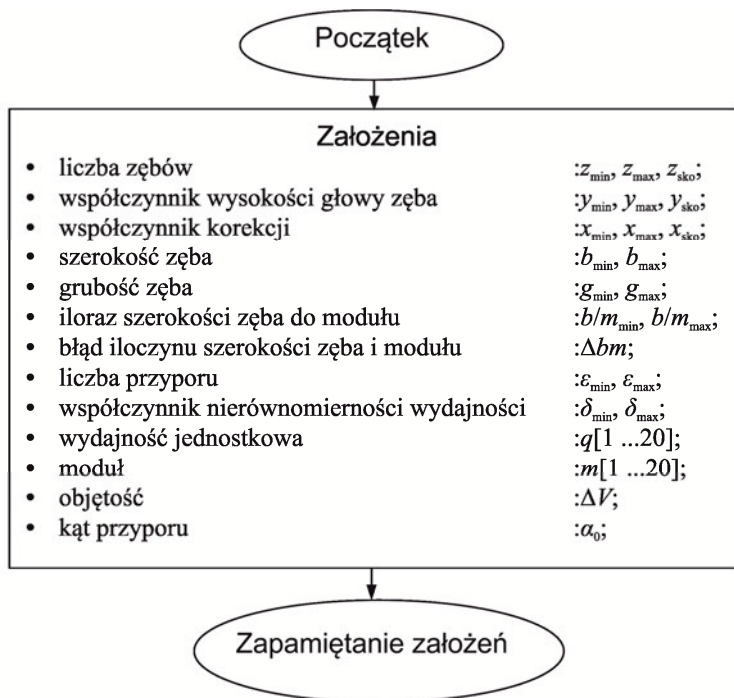
Projektowane jednostki powinny być przystosowane do współpracy z olejami hydraulicznymi na bazie oleju mineralnego bądź syntetycznego, które mają własności smarne i niewywołujące korozji. Zakres lepkości kinematycznej dla mikropomp powinien zawierać się w zakresie 1–300 cSt. Temperatura cieczy podczas pracy w typowych układach mikrohydraulicznych mieści się w przedziale -20–100 °C [11.3, 11.6].



Rys. 11.1a. Algorytm obliczeniowy programu (część I)



Rys. 11.1a. Algorytm obliczeniowy programu (część II)



Rys. 11.1b. Procedura zapamiętania parametrów niezbędnych do przeprowadzenia procesu optymalizacji

Tabela 11.2. Metody optymalizacji pomp (część II)

Typ szeregu	Wzory	
	δ	$b \cdot m$
$V = V(0, \dots)$	$4 \cdot \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{\left[\left(\frac{z}{2} + x + y \right)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$	$\frac{10^3 \cdot q}{2 \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{z}{2} + x + y \right)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$
$V = V(k_m, \dots)$	$4 \cdot \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$	$2 \cdot \pi \cdot \frac{10^3 \cdot q}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$
$V = V(k_m, k, \dots)$	$4 \cdot \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - k \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$	$2 \cdot \pi \cdot \frac{10^3 \cdot q}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - k \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$
$V = V(k_m, k', \dots)$	$2 \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - k' \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$	$\pi \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \frac{10^3 \cdot q}{\left[\left(z \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) (x + y)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} \right)^2 - k' \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right]}$

Tabela 11.2. Metody optymalizacji pomp (część III)

Typoszereg	Wzory				
	$(b \cdot m)_{\text{opt}} = f(q..)$	$b \cdot m$	$\Delta(b \cdot m)$	b	b/m
$V = V(0, \dots)$	$\frac{0.6199 \cdot \sqrt[3]{q^2}}{0.85 \cdot 10^{-2} \cdot (z + 2 \cdot (x + y))}$	$\frac{b \cdot m^2}{m}$	$(b \cdot m)_{\text{opt}} - bm$	$\frac{b \cdot m^2}{m^2}$	$\frac{b \cdot m^2}{m^3}$
$V = V(k_m, \dots)$	$\frac{0.6199 \cdot \sqrt[3]{q^2}}{0.85 \cdot 10^{-2} \cdot \left(z \cdot \left(2 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 1 \right) + 2 \cdot y - 2 \cdot x \right)}$	$\frac{b \cdot m^2}{m}$	$(b \cdot m)_{\text{opt}} - bm$	$\frac{b \cdot m^2}{m^2}$	$\frac{b \cdot m^2}{m^3}$
$V = V(k_m, k, \dots)$	$\frac{0.6199 \cdot \sqrt[3]{q^2}}{0.85 \cdot 10^{-2} \cdot \left(z \cdot \left(2 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 1 \right) + 2 \cdot y - 2 \cdot x \right)}$	$\frac{b \cdot m^2}{m}$	$(b \cdot m)_{\text{opt}} - bm$	$\frac{b \cdot m^2}{m^2}$	$\frac{b \cdot m^2}{m^3}$
$V = V(k_m, k', \dots)$	$\frac{0.6199 \cdot \sqrt[3]{q^2}}{0.85 \cdot 10^{-2} \cdot \left(z \cdot \left(2 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 1 \right) + 2 \cdot y - 2 \cdot x \right)}$	$\frac{b \cdot m^2}{m}$	$(b \cdot m)_{\text{opt}} - bm$	$\frac{b \cdot m^2}{m^2}$	$\frac{b \cdot m^2}{m^3}$

Tabela 11.2. Metody optymalizacji pomp (część IV)

Typoszereg	Wzory	
	α_w	g_w
$V = V(0, \dots)$	$\arctg \left(\sqrt{\left(\frac{z}{2} + x + y \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{z}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2} - 1} \right)$	$m \cdot (z + 2 \cdot y + 2 \cdot x) \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha_0}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_r \right)$
$V = V(k_m, \dots)$	$\arctg \left(\sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{z}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2} - 1} \right)$	$2 \cdot m \cdot \left(z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) + y - x \right) \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha_0}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_r \right)$
$V = V(k_m, k, \dots)$	$\arctg \left(\sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{z}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2} - 1} \right)$	$2 \cdot m \cdot \left(z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) + y - x \right) \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha_0}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_r \right)$
$V = V(k_m, k', \dots)$	$\arctg \left(\sqrt{\left(z \cdot \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right] + y - x \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{z}{2} \cdot \cos \alpha_0 \right)^2} - 1} \right)$	$2 \cdot m \cdot \left(z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 0,5 \right) + y - x \right) \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha_0}{2 \cdot z} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_r \right)$

Tabela 11.2. Metody optymalizacji pomp (część V)

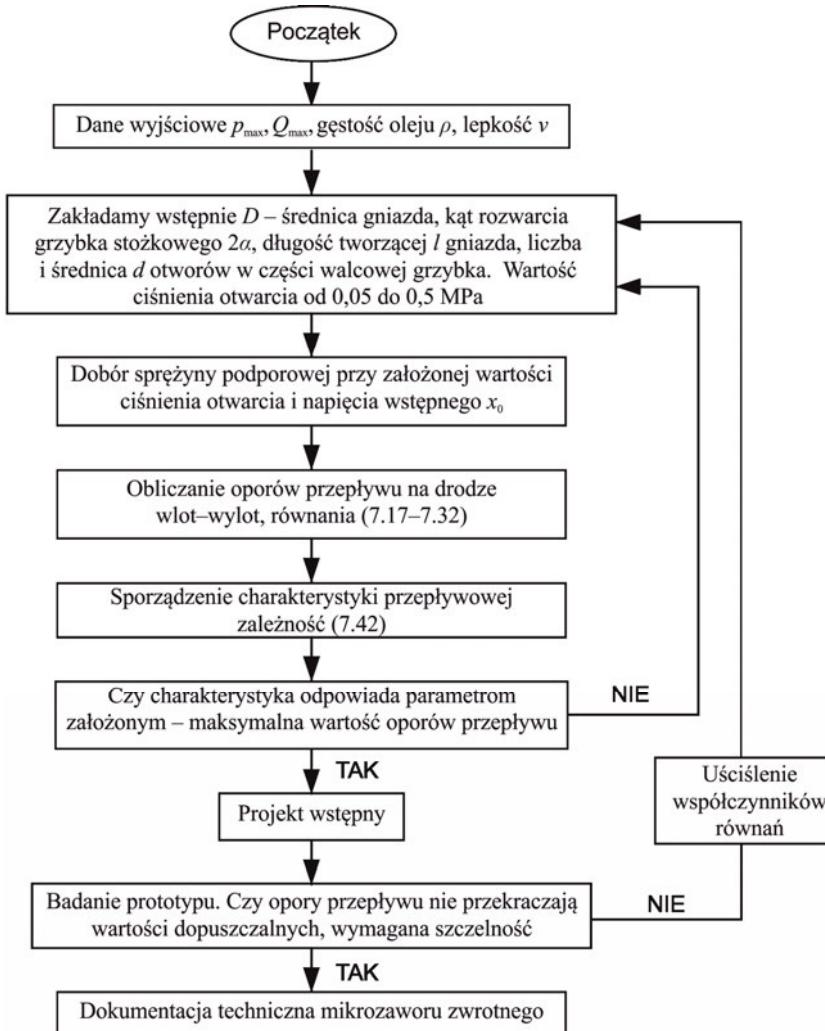
Typ szeregu	Wzory	
	V_t	V_t/q
$V = V(0, \dots)$	$2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2}{\left(\frac{z}{2} + x + y \right)^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12}}$
$V = V(k_m, \dots)$	$2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2}{\left[z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right) + y - x \right]^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12}}$
$V = V(k_m, k, \dots)$	$2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2}{\left[z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right) + y - x \right]^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 - k \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12}}$
$V = V(k_m, k', \dots)$	$2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2}{\frac{1+\varepsilon}{2} \left\{ \left[z \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} - 0,5 \right) + y - x \right]^2 - \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \right)^2 - k' \cdot \frac{(\pi \cdot \cos \alpha_0)^2}{12} \right\}}$

11.2. ALGORYTMY PROJEKTOWANIA PODSTAWOWYCH ZAWORÓW MIKROHYDRAULICZNYCH, WARUNKI EKSPLOATACJI

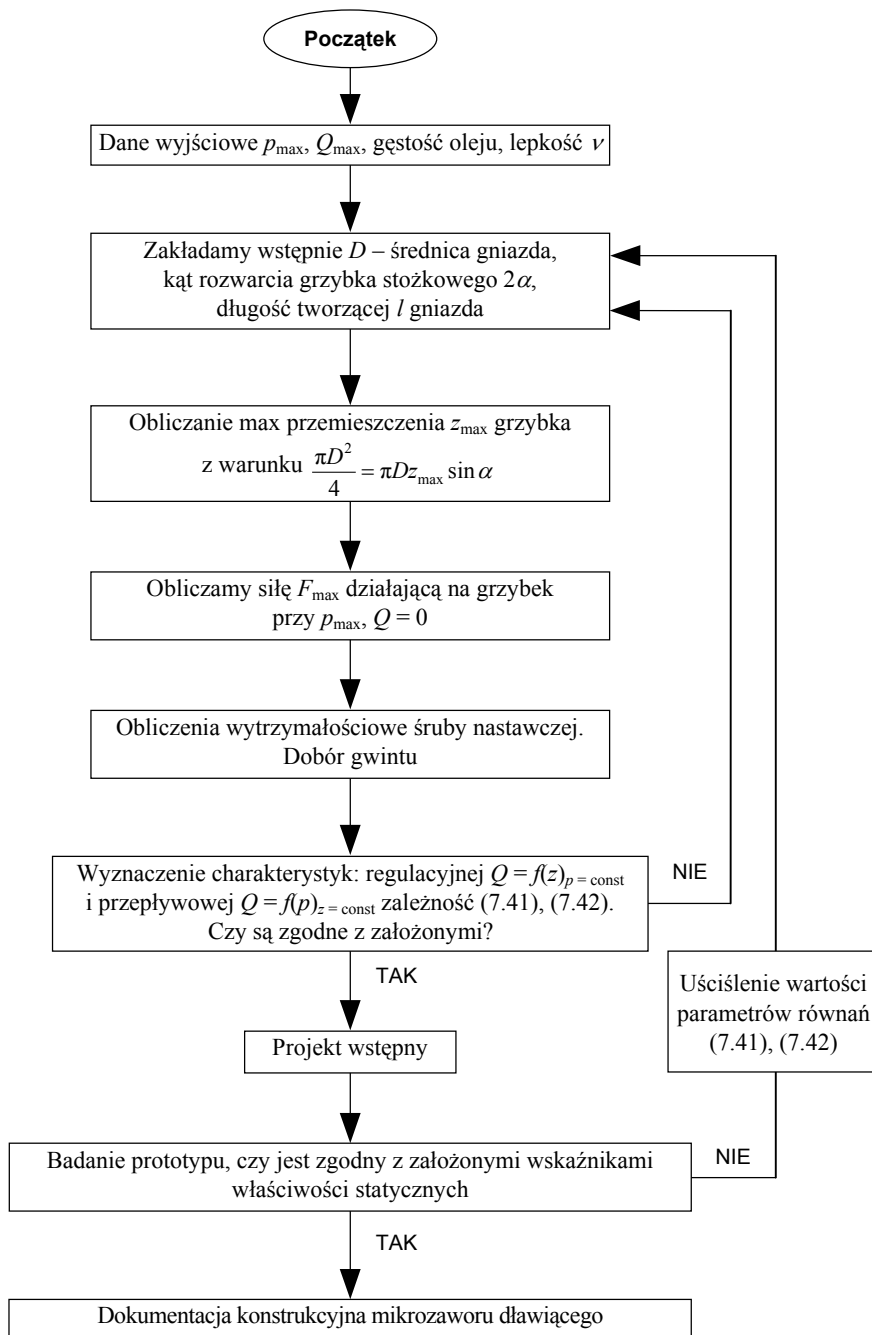
Na podstawie analiz teoretycznych i badań własnych można sformułować warunki eksploatacji elementów mikrohydraulicznych.

Z uwagi na swoje cechy konstrukcyjne elementy mikrohydrauliczne wymagają uwzględnienia specyficznych warunków eksploatacji. Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz zaleca się stosowanie oleju hydraulicznego, którego lepkość mieści się w granicach 20–100 cSt. Z uwagi na nieduże średnice przewodów i nieduże wymiary wszelkich szczelin dławiących stosowanie oleju o większej lepkości przyczynia się do znaczącego zwiększenia strat przepływu oraz pogarsza warunki cieplne pracy układu mikrohydraulicznego. Zaleca się ponadto dokładne filtrowanie cieczy roboczej filtrem 10-mikronowym lub mniejszym. Poprawne warunki eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych wymagają wzięcia pod uwagę oddziaływania drgań mechanicznych podłoża na mikrozawór hydrauliczny. Należy zwrócić uwagę na możliwość wzbudzenia się drgań, zwłaszcza w obszarze rezonansowym, elementu sterującego zaworu mikrohydraulicznego. Należy zatem unikać pokrywania się zakresów częstotliwości drgań mechanicznych, np. podłoża z zakresem rezonansowym elementu sterującego mikrozaworu hydraulicznego. W celu zapewnienia poprawnej eksploatacji układów mikrohydraulicznych należy zwrócić uwagę na wzbudzenie się drgań mechanicznych mikroprzewodów hydraulicznych oraz możliwość redukcji

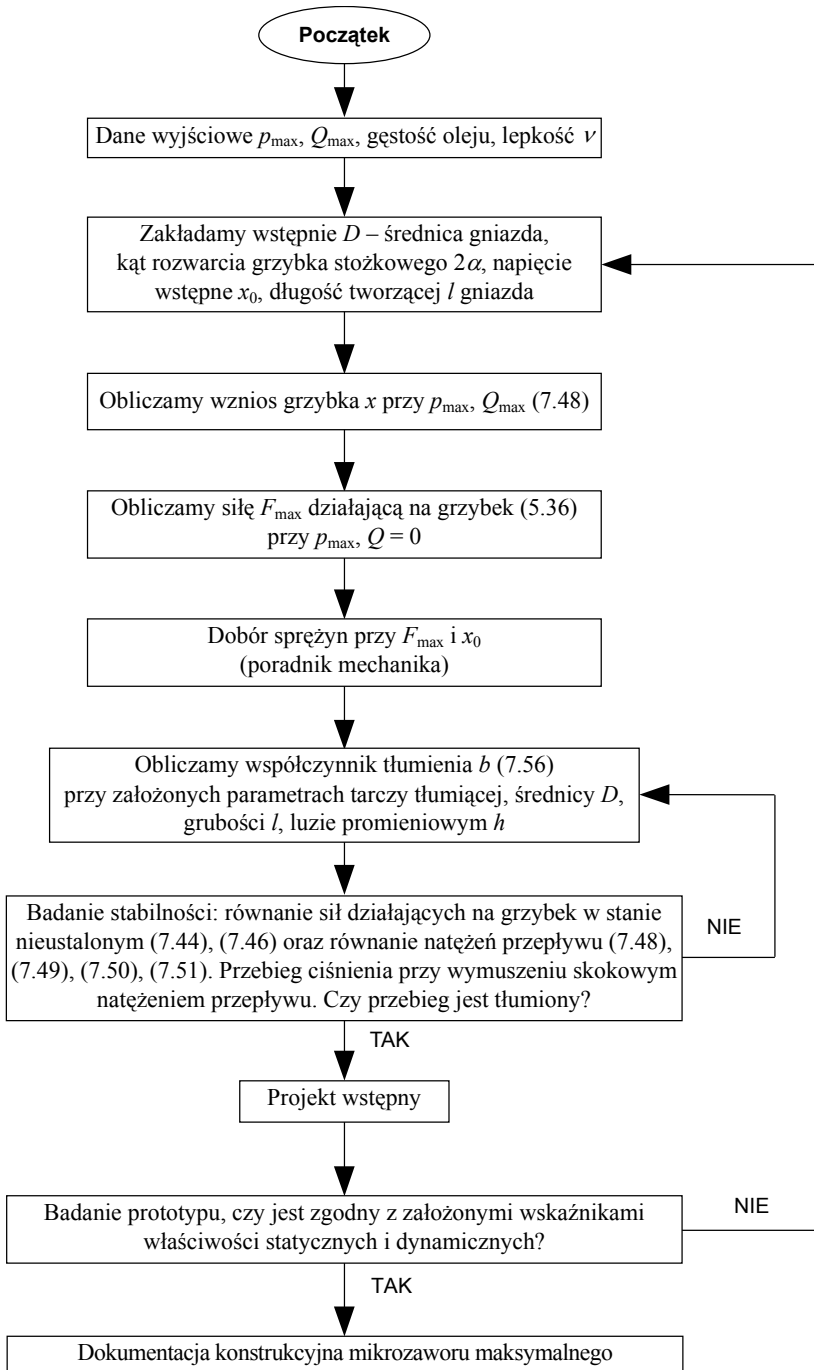
tych drgań poprzez odpowiednie ich podparcie. Istniejący opis teoretyczny tego problemu, odnoszący się do rurociągów przemysłowych, wydaje się niewystarczający.



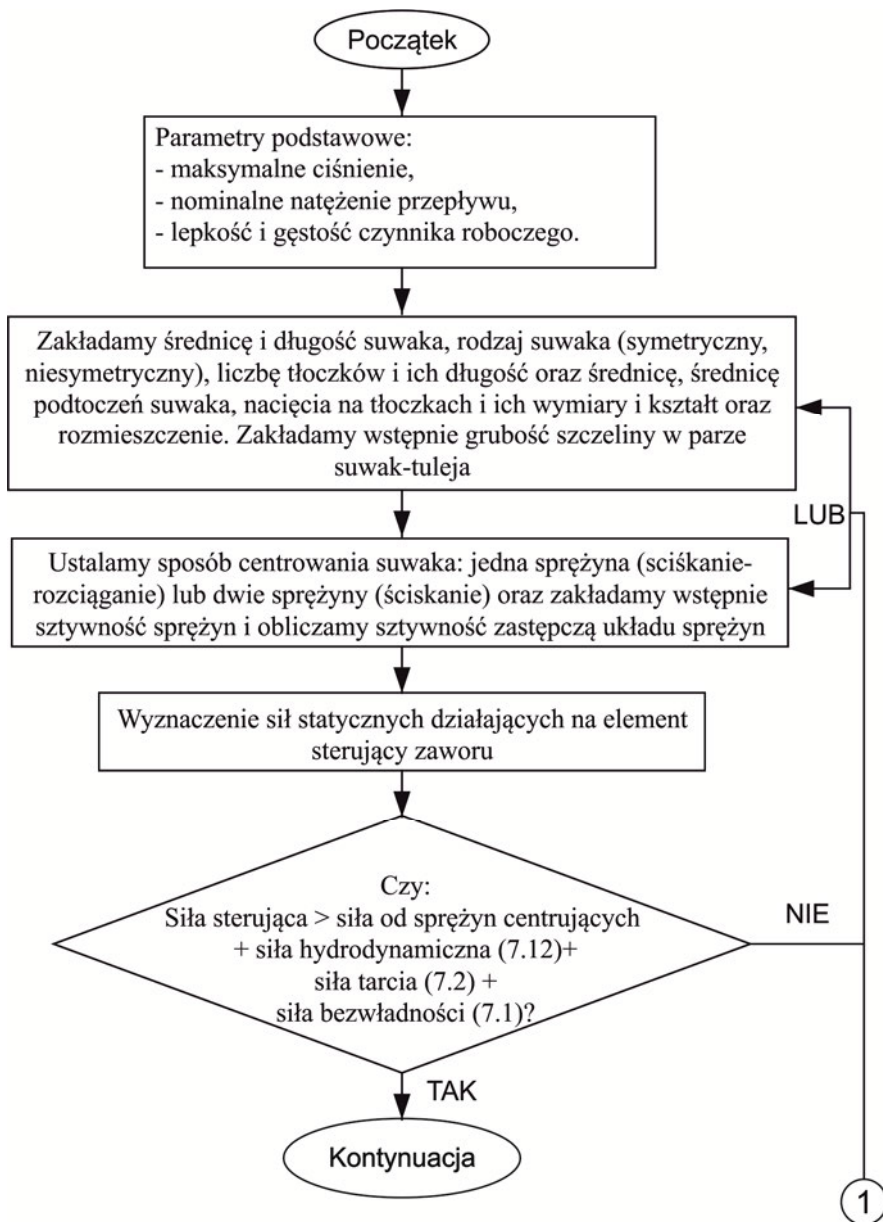
Rys. 11.2. Algorytm projektowania mikrozaworu zwrotnego



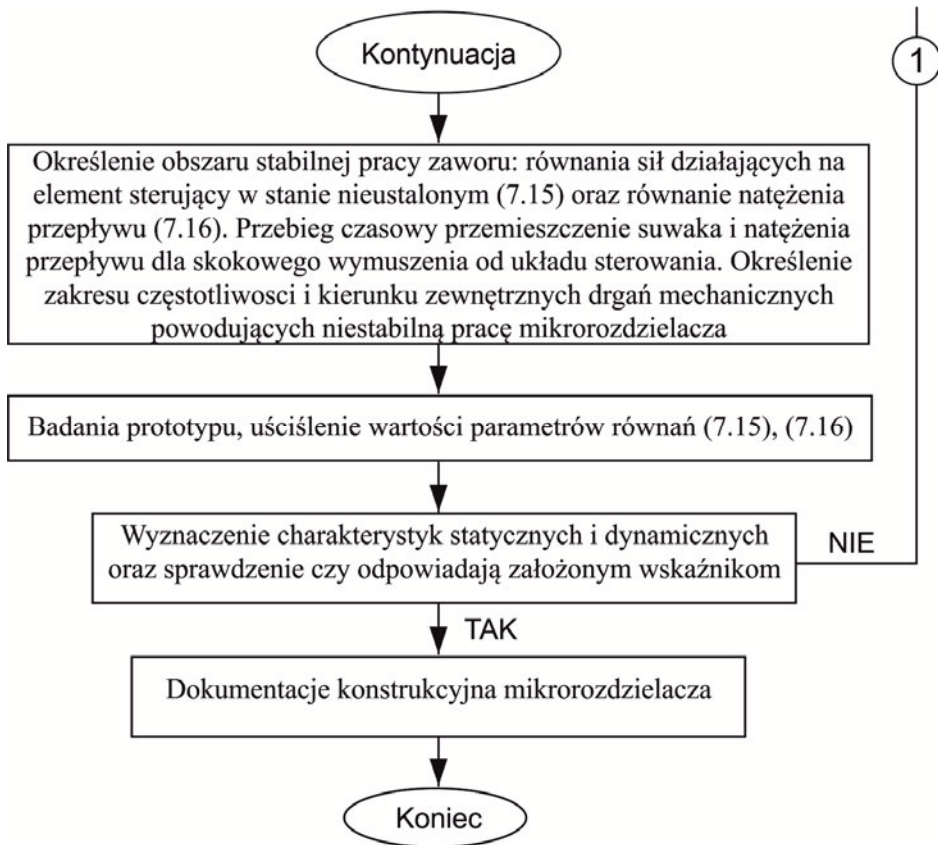
Rys. 11.3. Algorytm projektowania mikrozaworu dławiącego



Rys. 11.4. Algorytm projektowania mikrozaworu maksymalnego



Rys. 11.5. Algorytm projektowania mikrorozdzielacza hydraulicznego (część I)



Rys. 11.5. Algorytm projektowania mikrorozdzielacza hydraulicznego (część II)

11.3. BADANIA DOŚWIADCZALNE MOŻLIWOŚCI STEROWANIA DŁAWIENIOWEGO UKŁADU MIKROHYDRAULICZNEGO ODPOWIADAJĄCYCH EKSPLOATACJI W WARUNKACH RZECZYWISTYCH

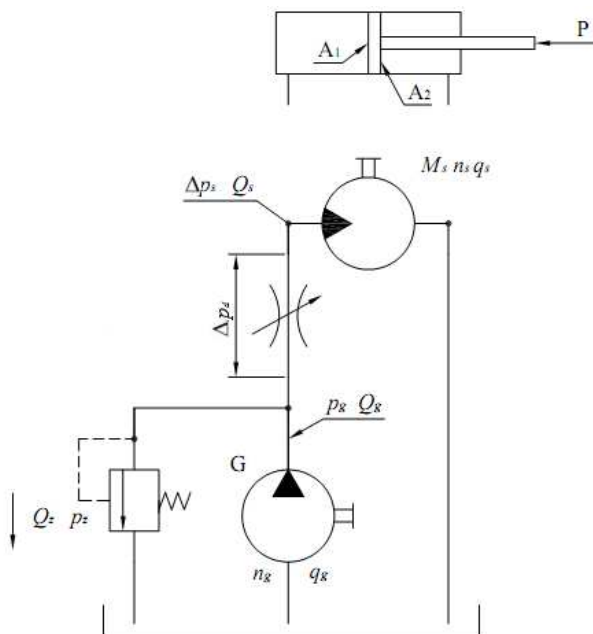
Prędkość robocza dowolnego typu odbiornika hydraulicznego, silnika lub siłownika zależy od natężenia przepływu strumienia zasilającego. Sterowanie lub regulacja jest realizowana przez zmianę natężenia przepływu strumienia cieczy doprowadzonego do lub odprowadzonego ze odbiornika [11.4, 11.5], przy czym są dwie możliwości dokonania tej zmiany:

- sterowanie (regulacja) dławieniowe, polegające na dławieniu strumienia dopływającego do lub odpływającego z silnika bądź też strumienia równoległego do przepływającego przez silnik,

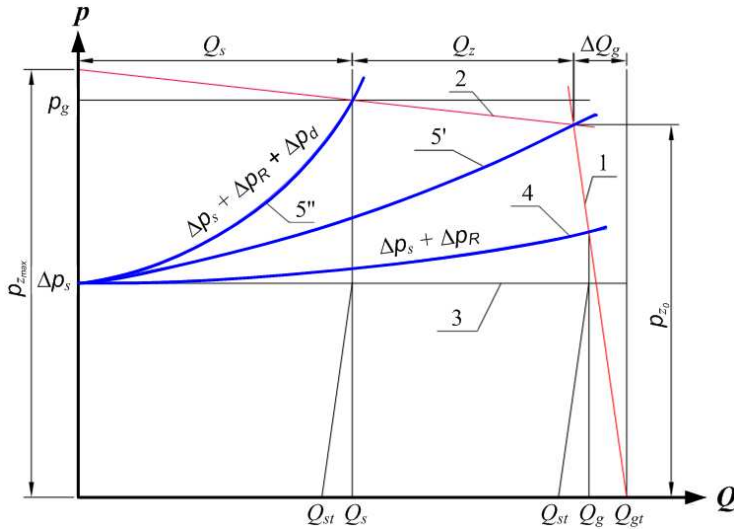
- sterowanie (regulacja) objętościowe, polegające na zmianie wydajności pompy lub chłonności silnika.

W układach dławieniowych stosuje się pompy o stałej wydajności, natomiast zmianę prędkości odbiornika uzyskuje się przez odpowiednie dławienie strumienia oleju w określonej gałęzi układu hydraulicznego. Zmiana natężenia przepływu strumienia doprowadzonego do silnika dokonuje się kosztem zwiększonych strat mocy, związanych z celowo beżużytecznie odprowadzoną do zbiornika częścią generowanej energii [11.4].

W sterowaniu dławieniowym szeregowym zawór dławiący lub dwudrogowy regulator przepływu jest umieszczony na linii pompa–silnik–zbiornik. Zawór dławiący może znajdować się zarówno na dopływie do silnika (rys. 11.6), jak i na odpływie z silnika. W układzie tym układ napędowy z odbiornikiem dowolnego typu (silnik, siłownik) jest sterowany za pomocą nastawnego zaworu dławiącego umiejscowionego na dopływie do odbiornika. Pompa G o stałej wydajności tłoczy czynnik roboczy przez nastawny zawór, dławiąc dopływ do odbiornika. Zmianę prędkości odbiornika przy stałej jego chłonności właściwej oraz przy stałej wydajności generatora (pompy) Q_g uzyskuje się przez odpowiednią nastawę spadku ciśnienia Δp_d na zaworze dławiącym, który wymusza określone natężenie przepływu Q_z przez zawór przelewowy do zbiornika.



Rys. 11.6. Układ sterowania dławieniowego szeregowego z dławieniem na dopływie



Rys.11.7. Charakterystyki przepływowe układu ze sterowaniem dławieniowym szeregowym

Zjawisko to można wyjaśnić za pomocą charakterystyk przepływowych elementów w układzie współrzędnych Q, p przedstawionych na rysunku 11.7.

Prosta 1 i 2 przedstawiają odpowiednio zlinearyzowane charakterystyki generatora i zaworu przelewowego. Otwarcie zaworu przelewowego następuje pod ciśnieniem p_{z0} i osiąga wartość maksymalną pod ciśnieniem $p_{z,max}$, gdy cały strumień wytworzony przez pompę wraca do zbiornika.

Prosta 3 odzwierciedla efektywny spadek ciśnienia Δp_s niezbędny do pokonania obciążenia zewnętrznego w postaci momentu M_s (silnik) lub siły P (siłownik). Jeśli obciążenie to nie zmienia się, to spadek ciśnienia Δp_s jest stały.

Krzywa 4 jest wypadkową charakterystyką przepływu $\Delta p_s + \Delta p_R = f(Q)$ silnika i przewodów stanowiących szeregowy układ połączeń.

Punkt przecięcia się charakterystyki $\Delta p_s + \Delta p_R = f(Q)$ (krzywa 4) z charakterystyką generatora (krzywa 1) wyznacza rzeczywistą wydajność generatora doprowadzoną do odbiornika:

$$Q_g = Q_s = Q_{gt} \cdot \eta_{vg} \quad (11.14)$$

Prędkość obrotową silnika można obliczyć z zależności

$$n_s = \frac{Q_{st}}{q_s} \quad (11.15)$$

gdzie chłonność teoretyczna silnika Q_{st} wyznacza punkt przecięcia się charakterystyki silnika z osią odciętych.

Prędkość ruchu postępowo-zwrotnego tłoka można obliczyć z wzoru $Q_s = Q_g$, ponieważ straty objętościowe siłownika są bardzo małe:

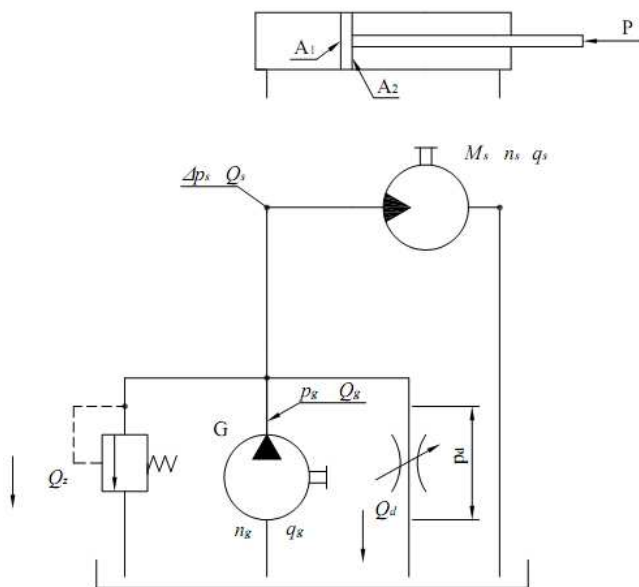
$$v = \frac{Q_s}{A} \quad (11.16)$$

Jeśli ciśnienie zasilania będzie mniejsze niż ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego ($p_g = \Delta p_s + \Delta p_R < p_{z0}$), tzn. charakterystyka 4 będzie leżała poniżej charakterystyki granicznej 5' (rys. 11.7), to zawór przelewowy pozostaje zamknięty, a zmienność prędkości odbiornika będzie określona tylko sprawnościami objętościowymi generatora i silnika.

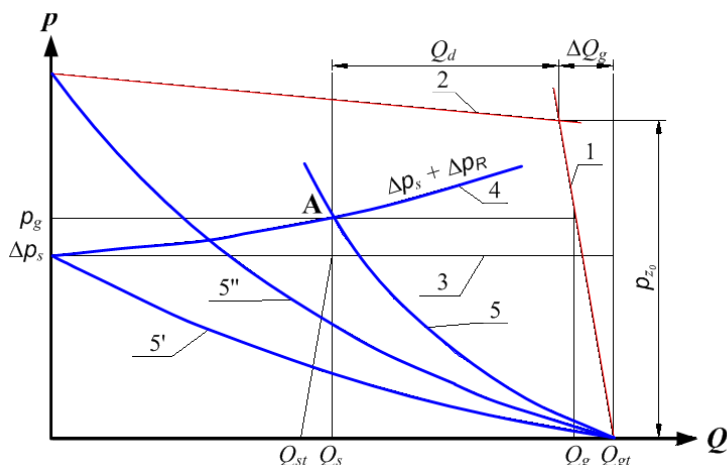
Dławieniowe sterowanie prędkością odbiornika będzie występować wówczas, gdy $p_g > p_{z0}$. W tym celu należy zamknąć zawór dławiący tak, aby obciążenie generatora $p_g = \Delta p_s + \Delta p_R + \Delta p_d > p_{z0}$ przecinało charakterystykę zaworu przelewowego (krzywa 5'').

W sterowaniu dławieniowym równoległym zawór dławiący jest usytuowany na przewodzie, przez który przepływa strumień równoległy do strumienia przepływającego przez odbiornik. Schemat hydrauliczny tego sposobu sterowania pokazano na rysunku 11.8.

Strumień cieczy generowany przez pompę o stałej wydajności rozgałęzia się na strumień Q_s zasilający odbiornik i na strumień Q_d przepływający przez zawór dławiący z powrotem do zbiornika. Trzecie odgałęzienie z zaworem maksymalnym spełnia-



Rys. 11.8. Układ dławieniowy równoległy



Rys. 11.9. Charakterystyki przepływowe układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym

jącym rolę zaworu bezpieczeństwa jest w odróżnieniu od sterowania dławieniowego szeregowego zazwyczaj nieczynne, gdyż w układzie nie ma nadmiaru czynnika roboczego, który musi być odprowadzony do zbiornika. Zawór bezpieczeństwa zabezpiecza układ przed przeciążeniem. Otwiera się, gdy ciśnienie wzrośnie ponad dopuszczalną normę, osiągając wartość nastawy zaworu.

Przymykając zawór dławiący, zmniejsza się natężenie przepływającego przez niego strumienia, co powoduje wzrost natężenia przepływu w przewodzie dopływowym do odbiornika i wzrost prędkości tego odbiornika.

Zmianę prędkości odbiornika można wyjaśnić za pomocą charakterystyk przepływowych elementów w układzie współrzędnych Q, p pokazanych na rysunku 11.9. Proste 1 i 2 przedstawiają odpowiednio zlinearyzowane charakterystyki generatora, ograniczające pole pracy źródła zasilającego i zaworu przelewowego. Na te charakterystyki naniesiono charakterystyki obciążenia zewnętrznego silnika Δp_s , tj. prostą 3, która przedstawia efektywny spadek ciśnienia niezbędnego do pokonania obciążenia zewnętrznego w postaci momentu M_s lub siły P . Jeżeli obciążenie to nie zmienia się, to spadek ciśnienia Δp_s jest stały. Krzywa 4 przedstawia charakterystykę przepływową układu silnik–przewody. Krzywe 5, 5', 5'' obrazują charakterystyki przepływowe zaworu dławiącego dla różnych wartości pola powierzchni szczeliny dławiącej. Są one wyprowadzone z punktu o współrzędnych $Q_g = Q_{gt}$, $p = 0$, co jest uzasadnione tym, że przepływ przez równoległe z silnikiem usytuowany zawór dławiący jest ujemny w stosunku do strumienia zasilającego silnik. Generowany przez pompę strumień cieczy wraca więc do zbiornika i silnik nie obraca się. Silnik będzie mógł ruszyć dopiero wtedy, gdy charakterystyka 5 zaworu dławiącego przetnie się z charakterystyką obciążenia $\Delta p_s + \Delta p_R = f(Q)$ (krzywa 4), a więc wtedy, gdy charakterystyka 5 będzie leżała ponad charakterystyką graniczną 5'.

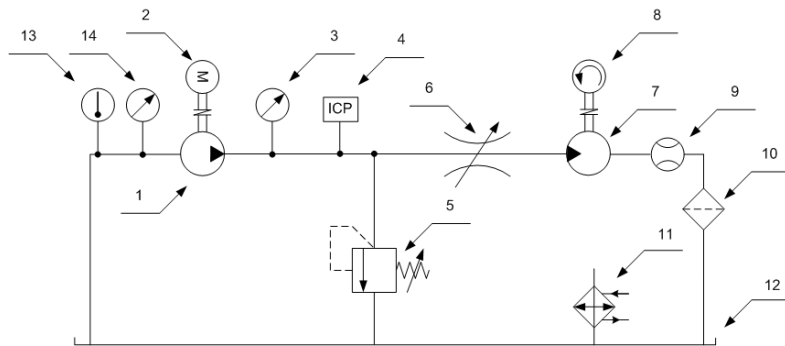
znajdować się w dowolnym miejscu pola zasilania. Jego położenie jest uzależnione z jednej strony położeniem charakterystyki obciążenia względem osi Q i nastawą pola powierzchni szczeliny dławiącej zaworu. Punkt A , wyznaczający wartość ciśnienia w przewodzie tłocznym generatora, ustala bieżącą wartość chłonności rzeczywistej silnika Q_s :

$$Q_s = Q_g - Q_d = \frac{q_s \cdot n_s}{\eta_{vs}} \quad (11.17)$$

gdzie Q_d – przepływ przez zawór dławiący.

Przy zamkniętym zaworze dławiącym odbiornik jest zasilany z pompy z pełną wydajnością, a zatem jego prędkość jest maksymalna. Obciążenie generatora oraz natężenie przepływu strumienia zasilającego silnik ($Q_g = Q_s$) wyznacza wówczas punkt przecięcia się charakterystyki obciążenia $\Delta p_s + \Delta p_R = f(Q)$ z charakterystyką pompy.

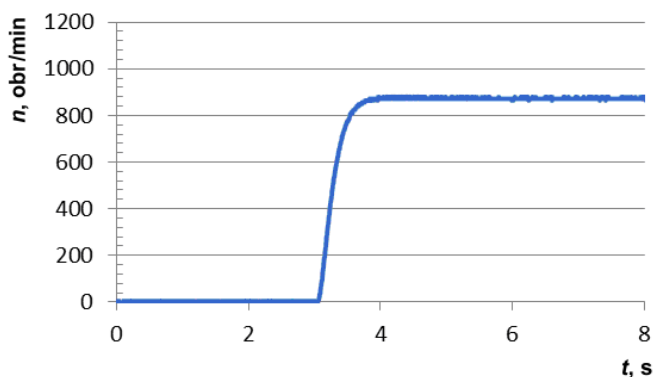
W celu zbadania możliwości sterowania prędkością odbiornika w układzie mikrohydraulicznym w warunkach rzeczywistych, z uwzględnieniem jednostek zębatych zbudowano przekładnię: mikropompę i mikrosilnik o tych samych objętościach geometrycznych $q = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$. Schematy hydrauliczne badanej przekładni w wersji sterowania prędkością wału silnika mikrohydraulicznego, dławieniowego szeregowego i dławieniowego równoległego pokazano na rysunku 11.10 i 11.15. Badania były prowadzone głównie pod kątem funkcjonalności i poprawności systemu sterowania. Moce instalowane w układach mikrohydraulicznych są stosunkowo małe, tj. rzędu kilkudziesięciu wat, i nie przekraczają z reguły poziomu kilkuset wat, w związku



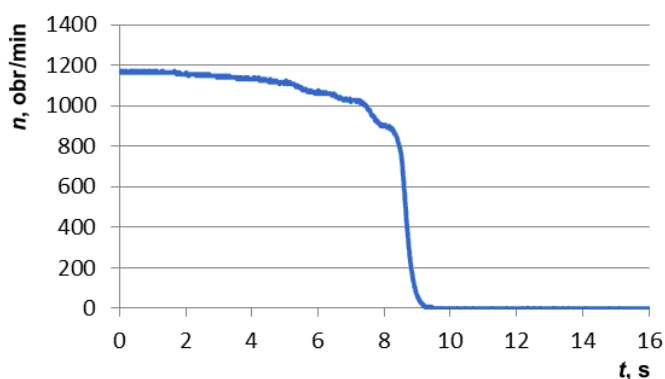
Rys. 11.10. Układ mikrohydrauliczny dławieniowego szeregowego sterowania prędkością silnika hydraulicznego: 1 – mikropompa, $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 2 – silnik napędowy elektryczny, 3 – manometr, 4 – piezoelektryczny miniaturowy czujnik ciśnienia, typ PCB 105C23, 5 – mikrozwór przelewowy, 6 – nastawny mikrozwór dławiący, 7 – mikrosilnik obrotowy, $q_s = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 8 – prądnica tachometryczna, 9 – przepływomierz, 10 – filtr oleju hydraulicznego, 11 – chłodnica oleju hydraulicznego, 12 – zbiornik, 13 – pomiar temperatury oleju hydraulicznego, 14 – manowakuometr

z czym w badaniach doświadczalnych pominięto sprawę sprawności napędu jako rzecz mniej istotną w porównaniu z niezawodnością działania. Należy jednak nadmienić, że przyjęty system sterowania układów mikrohydraulicznych charakteryzuje się, szczególnie dla małych prędkości wału silnika, małą sprawnością całkowitą. Jako zaletę należy jednak podkreślić mały koszt sterowania dławieniowego w porównaniu z metodą sterowania objętościowego, gdzie wymagane są nastawne jednostki hydrauliczne. W budowie przekładni mikrohydraulicznej zastosowano, m.in., mikrozawór przelewowy i mikrozawór dławiący własnej konstrukcji.

Przedstawienie wyników badań doświadczalnych (rys. 11.11 i 11.12) ma na celu weryfikację pod względem funkcjonalnym zbudowanego mikroukładu hydraulicznego i zastosowanej metody sterowania prędkością mikrosilnika hydraulicznego.



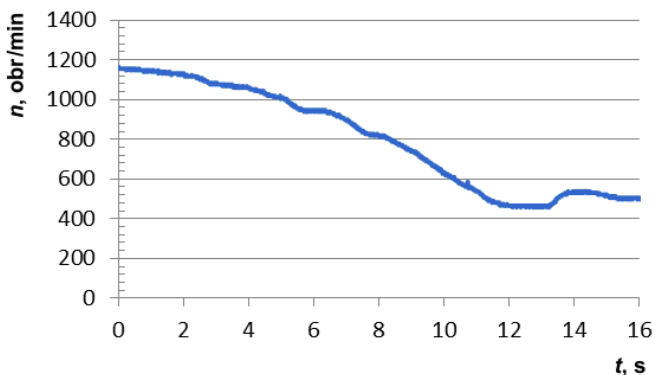
Rys. 11.11. Zmiana prędkości mikrosilnika hydraulicznego podczas jego rozruchu w układzie sterowania dławieniowego szeregowego, $Q_s = 0,88 \text{ dm}^3/\text{min}$



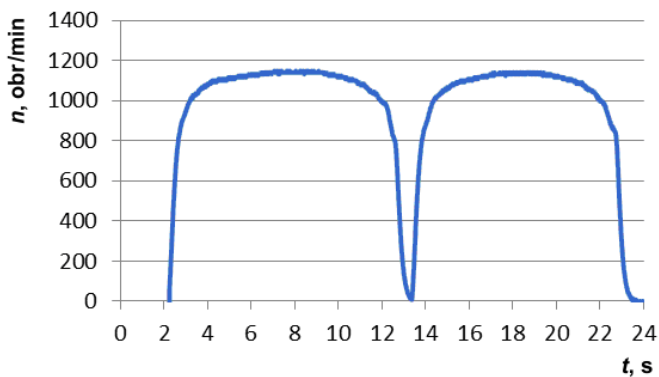
Rys. 11.12. Przebieg prędkości mikrosilnika hydraulicznego podczas jego zatrzymania, ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego 10 MPa, chłonność silnika w ruchu ustalonym $Q_s = 1,2 \text{ dm}^3/\text{min}$

Potwierdzeniem prawidłowej pracy mikroukładu są również wykresy na rysunkach 11.13 i 11.14, pokazujące zmiany prędkości mikrosilnika hydraulicznego uzyskane metodą sterowania dławieniowego szeregowego. Zmiana prędkości mikrosilnika hydraulicznego wynikała ze zmiany pola powierzchni szczeliny dławiącej nastawnego mikrozaworu dławiącego, co skutkowało zmianą natężenia strumienia użytecznego oraz płynącego przez mikrozawór przelewowy. Na rysunku 11.13 widoczna jest łagodna zmiana prędkości odpowiadająca łagodnej zmianie pola powierzchni szczeliny dławiącej nastawnego mikrozaworu dławiącego (rys. 11.10). Rysunek 11.14 obrazuje naprzemienny wzrost i spadek wartości prędkości mikrosilnika.

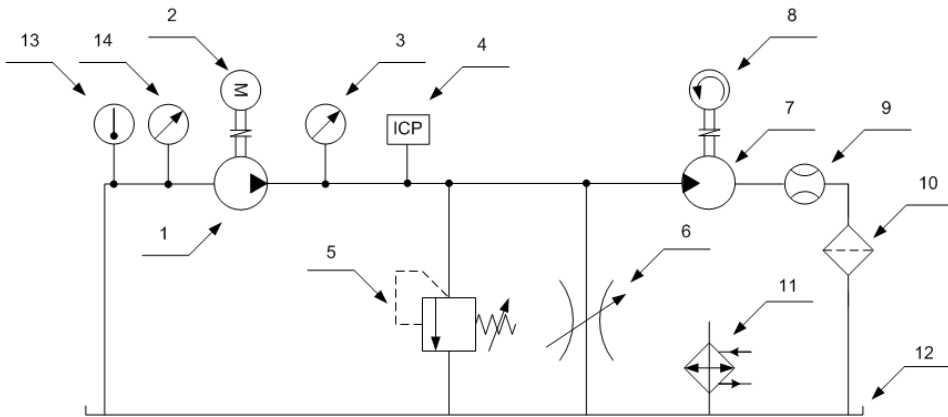
Wartość prędkości mikrosilnika hydraulicznego zmieniano również zgodnie z metodą sterowania dławieniowego równoległego (rys. 11.15).



Rys. 11.13. Przebieg zmiany prędkości mikrosilnika hydraulicznego



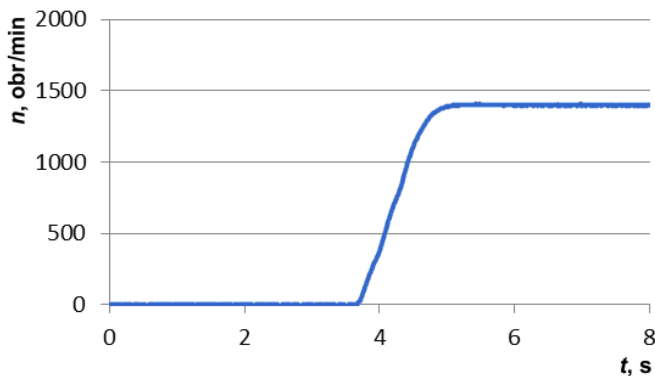
Rys. 11.14. Przebieg zmian prędkości mikrosilnika hydraulicznego pracującego w układzie sterowania dławieniowego szeregowego



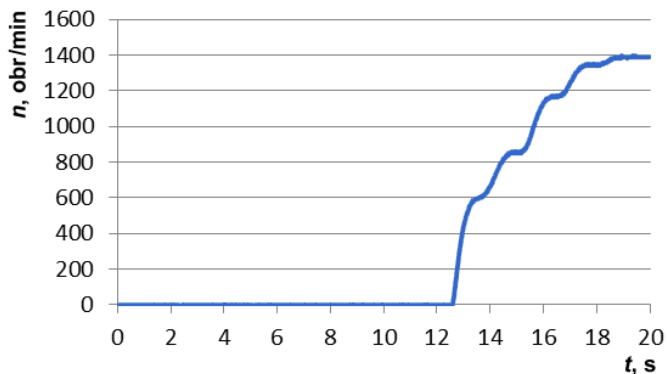
Rys. 11.15. Schemat układu mikrohydraulicznego dławieniowego równoległego sterowania prędkością silnika hydraulicznego: 1 – mikropompa, $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 2 – silnik napędowy elektryczny, 3 – manometr, 4 – piezoelektryczny miniaturowy czujnik ciśnienia, typ PCB 105C23, 5 – mikrozwór bezpieczeństwa, 6 – nastawny mikrozwór dławiący, 7 – mikrosilnik obrotowy, $q_s = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 8 – prądnicza tachometryczna, 9 – przepływomierz, 10 – filtr oleju hydraulicznego, 11 – chłodnica oleju hydraulicznego, 12 – zbiornik, 13 – pomiar temperatury oleju hydraulicznego, 14 – manowakuometr

Również w przypadku przedstawionym na rysunku 11.15 przeprowadzono badania mające na celu sprawdzenie cech funkcjonalnych mikroukładu hydraulicznego. Wyniki tych badań zaprezentowano się na rysunkach 11.16–11.19.

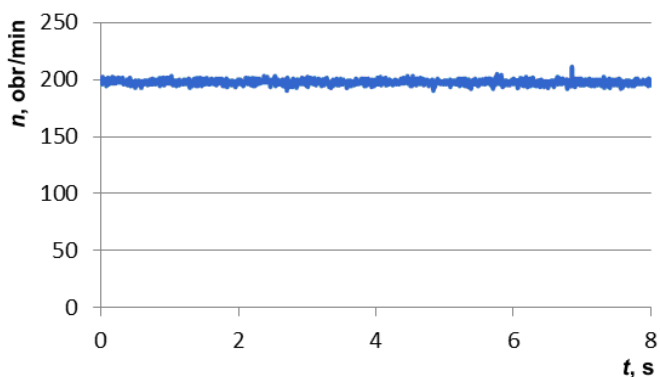
Ponadto przeprowadzono badania, które miały na celu określenie na drodze empirycznej minimalnej wartości prędkości obrotowej na wałku mikrosilnika hydraulicznego, poniżej której silnik pracował nierównomiernie (rys. 11.19).



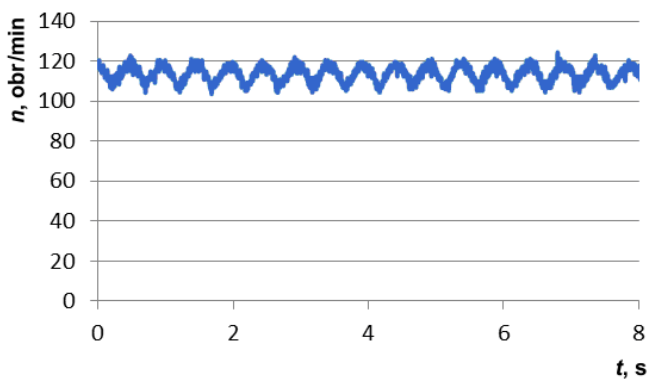
Rys. 11.16. Przebieg prędkości mikrosilnika hydraulicznego podczas jego rozruchu



Rys. 11.17. Przebieg prędkości mikrosilnika hydraulicznego podczas jego rozruchu



Rys. 11.18. Przebieg równomierny prędkości mikrosilnika hydraulicznego w ruchu ustalonym



Rys. 11.19. Nierównomierny przebieg prędkości obrotowej mikrosilnika hydraulicznego.
Chłonność silnika $Q_s = 0,16 \text{ dm}^3/\text{min}$, ciśnienie na odcinku pompa-silnik $p = 1 \text{ MPa}$,
prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 1779 \text{ obr}/\text{min}$

Przeprowadzona analiza pozwala stwierdzić, że mikroukład hydrauliczny zbudowany na podstawie mikropompy, mikrozawór maksymalny i dławiący własnej konstrukcji działają poprawnie, pozwalając na płynne sterowanie prędkością mikrosilnika hydraulicznego według metody sterowania dławieniowego szeregowego i równoległego. Stwierdzono ponadto, że w rozpatrywanym mikroukładzie hydraulicznym mikrosilnik hydrauliczny pracuje z prędkością równomierną od około 200 obr/min. Poniżej tej wartości obserwuje się nierównomierną pracę mikrosilnika, która dla średniej wartości prędkości 110 obr/min objawia się nierównomiernością wartości prędkości dochodzącej do $\pm 10\%$ wartości średniej. W miarę zmniejszania wartości średniej prędkości zjawisko to się nasila.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

z	– liczba zębów
m_0	– moduł
α_0	– kąt przyporu
y	– współczynnik wysokości głowy zęba
x	– współczynnik korekcji
b	– szerokość wieńca zębatego
f	– częstotliwość
a	– odległość między osiami
α_t	– toczny kąt przyporu
n	– prędkość obrotowa
q	– wydajność właściwa
p	– ciśnienie
ε	– liczba przyporu
δ	– współczynnik nierównomierności wydajności
v	– objętość
p_t	– ciśnienie tłoczenia
p_s	– ciśnienie ssania
Q_{rz}	– wydajność rzeczywista
t	– czas

LITERATURA

- [11.1] Kollek W., *Pompy zębate konstrukcja i eksploatacja*, Ossolineum, Wrocław 1996.
- [11.2] Kollek W., *Teoria i obliczanie pomp zębatych, Kadłuby i układy napięte wstępnie*, Ossolineum, Wrocław 1999.
- [11.3] Kollek W., Osiński P., *Modelling and design of gear pumps*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [11.4] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.
- [11.5] Osiecki A., *Hydrostatyczny napęd maszyn*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [11.6] Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., Brzeziński T., *Dokumentacja konstrukcyjna mikropompy zębatej*, Sprawozdanie S-09/201,1 Politechnika Wroclawska, Wrocław 2011.

12. PODSUMOWANIE

Wacław KOLLEK

Niniejsza monografia jest pierwszą pozycją w literaturze krajowej, poza nielicznymi artykułami informacyjnymi, dotyczącą zagadnień związanych z mikrohydrauliką. Autorzy skupili się głównie na przedstawieniu podstaw projektowania i warunków eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych. W celu opracowania modeli matematycznych poszczególnych mikrozaworów i mikropomp wyporowych, a co istotniejsze – rozwiązania tych modeli, należało się uporać z problemem określenia wartości i przedziałów zmienności współczynników poszczególnych równań. Najskuteczniejszą metodą wyjaśnienia tego problemu wydaje się być metoda doświadczalna. W związku z trudnościami towarzyszącymi badaniom zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego w mikroelementach hydraulicznych z racji ich wymiarów, badania eksperymentalne przeprowadzane są niekiedy na elemencie modelowym większym od elementu roboczego i z zastosowaniem odpowiednich kryteriów podobieństwa. Rozsądne wydaje się więc tworzenie modeli danych mikroelementów w większej skali. Wyniki uzyskane z badań modelowych można wykorzystać do projektowania lub optymalizacji danego mikroelementu. W celu wykorzystania wyników badań przeprowadzonych na modelu w procesie projektowania mikroelementów opracowano kryteria podobieństwa przepływów, korzystając z twierdzeń teorii modelowej podobieństwa. Uzyskano warunki, jakie muszą być spełnione, aby w trakcie badań doświadczalnych możliwe było określenie rozkładu ciśnień i prędkości, współczynnika strat, bilansu sił w mikroelemencie. Do badań przyjęto podstawowy węzeł konstrukcyjny występujący w wielu typach zaworów hydraulicznych, a mianowicie układ grzybek stożkowy–gniazdo ostrokrawędziowe lub gniazdo sfazowane. Uzasadniają to zalety zaworów grzybkowych, wśród których należy wymienić przede wszystkim łatwość wykonania, a więc niski koszt, odporność na zanieczyszczenia oraz dużą szczelność w stanie zamkniętym. Na bazie opracowanych modeli matematycznych mikroelementów i rozwiązanych przy uwzględnieniu parametryzacji przeprowadzonej, na podstawie badań modelowych, stworzono zasady projektowania podstawowych mikrozaworów. W badaniach zaprojektowanych i wykonanych takich mikrozaworów, jak: mikrozawór maksymalny, zwrotny, dławiący, potwierdzono trafność

przyjętej metody postępowania odnoszącej się do uzyskania założonych właściwości statycznych i dynamicznych. Opracowanie typoszeregu jakiegokolwiek mikroelementu hydraulicznego opiera się z jednej strony na przyjęciu charakterystycznej wielkości nominalnej (WN – wielkość nominalna) dla danego typu mikroelementu, a z drugiej strony na uwzględnieniu zakresu natężeń przepływu przyjmowanego za obszar występowania mikrohydrauliki. WN dla mikropomp zębatych, będących przedmiotem realizowanego projektu rozwojowego, jest geometryczna objętość robocza V_g cm³/obr. Wśród pomp wyporowych używanych w hydraulicznych układach napędowych jako generatory energii, pompy zębate są najbardziej rozpowszechnione. Ich udział w hydrostatycznych układach napędowych jest oceniany na około 60%. Tak powszechne zastosowanie wynika z prostej i zwartej konstrukcji, niezawodności działania, dużej odporności na zanieczyszczenia czynnika roboczego, duży współczynnik sprawności, małe gabaryty w porównaniu z innymi jednostkami pompującymi. Wymienione zalety zdecydowały o wyborze konstrukcji zębatej jako rozwiązania docelowego. W związku z tym kolejne prace skoncentrowano na analizie geometrii zazębienia w aspekcie wydajności jednostkowej. W rozważaniach rozpatrywano jednostki, których objętość geometryczna jest zbliżona z wartościami poszczególnych wyrazów szeregu Renarda $R(i, b) = 10^{i/b}$ dla $i = 0, 1, 2, \dots, 10$ oraz $b = -10$. Szczegółowa analiza geometrii uzębienia z uwzględnieniem modułu kół wskazuje na dalszy podział zaproponowanego szeregu mikropomp na trzy podstawowe grupy o następujących wydajnościach właściwych V_g , tj.:

- grupa I: 0,1, 0,125, 0,16, 0,20;
- grupa II: 0,25, 0,315, 0,4, 0,5;
- grupa III: 0,6, 0,8, 1,0, 1,2;

Ze względu na skomplikowany tok obliczeń konstrukcyjnych mikropomp zębatych podczas projektowania jednostki prototypowej korzystano z oprogramowania MPZ (mpz.exe). Aplikacja pozwala na przeprowadzenie optymalizacji według zadeklarowanej funkcji celu. Opracowana metoda optymalizacji numerycznej została przedstawiona w postaci algorytmu. Bardzo istotnym problemem w eksploatacji układów mikrohydraulicznych jest stosunkowo duża hałaśliwość. Szczególnie, jeżeli poziom emitowanego hałasu zostanie odniesiony do mocy zainstalowanej. W układach tych moc jest niewielka, a dyrektywy Unii Europejskiej odnoszą dopuszczalny poziom hałasu emitowanego przez urządzenie mechaniczne do przenoszonej mocy. Dopuszczalny hałas w układach mikrohydraulicznych ma stosunkowo niski poziom. Przekroczenie tego poziomu może być przyczyną eliminacji tego rodzaju napędu z powodu niespełnienia zalecanych wskaźników normatywnych. Z tego względu dużo uwagi poświęcono badaniom akustycznym mikropomp oraz, zaprojektowanego i wykonanego na bazie mikropompy o wydajności jednostkowej $V_g = 0,25$ cm³/obr i prototypów mikrozasilacza hydraulicznego. Do określania źródeł hałasu w badanym urządzeniu wykorzystano m.in., metodę holografii akustycznej STSF (ang. *Spatial Transformation of Sound Fields*). W wyniku pomiaru systemem STSF uzyskuje

się rozkład natężenia propagacji z różnych fragmentów źródła. Analizując w ten sposób dowolne źródło hałasu (np. mikrozasilacz), można zlokalizować przyczynę i na etapie prototypu wprowadzić ostateczne poprawki konstrukcyjne.

O przewadze mikrohydrauliki decyduje również obszar jej zastosowań, sięgający również tam, gdzie do tej pory jedynym możliwym rozwiązaniem były układy pneumatyczne. W obszarze mikrohydrauliki istnieje jednak wciąż sporo zagadnień wymagających szczegółowej identyfikacji i opisanie, a następnie usystematyzowania. Za szczególnie istotne, bez stosowania gradacji ważności problemu, uznawane są:

- ciecze i wymagania im stawiane,
- zjawiska związane z przepływem czynnika roboczego w mikroprzewodach i mikroelementach (tj. obliteracja, kawitacja),
- bilans cieplny układów mikrohydraulicznych,
- sprawność układów mikrohydraulicznych,
- odporność na drgania mikroelementów hydraulicznych,
- hałaśliwość układów mikrohydraulicznych.

Publikacja ta stanowi próbę usystematyzowania i rozwoju stanu wiedzy dotyczącego wymienionych istotnych zagadnień. Z przeprowadzonych badań i analiz wyłania się ponadto potrzeba prowadzenia prac badawczo-rozwojowych, m.in. nad sposobami sterowania mikroelementów hydraulicznych w połączeniu z mikroelektroniką i mikro-sensoryką.

MICROHYDRAULIC COMPONENTS AND SYSTEMS – FUNDAMENTALS OF DESIGN, MODELLING AND OPERATION

In the work main attention was focused on formulation of basic rules of design and operation of microhydraulic components and systems. For the purpose of developing mathematical models of selected microvalves and micropumps and their solutions, values and periods of coefficient changes were determined. This was done experimentally using, if necessary, similarity criterions. The criterions of flow similarity were designed using statements of model similarity theory. Conditions for determining pressure expansion, velocity expansion, loss coefficient, force balance in microcomponents were obtained. These parameters were determined during experimental tests.

Based on the aforementioned mathematical models of microcomponents the fundamentals of designing basic microvalves were created.

A troublesome problem dealt with in this monograph is high noisiness occurring during operation of microhydraulic systems. An acoustic holography method STSF – Spatial Transformation of Sound Fields was used to detect the source of the noise. An analysis of operating conditions was made, considering recommended oil viscosity range, oil clearness class and influence of vibrations on selected components.

The work is a valuable source of information for PhD students and students taking courses in mechanics, machine design and operation at technical, medical and agricultural universities, and for designers in aerospace, automotive, food and medical industries.

GRUNDLAGEN DER PROJEKTIERUNG, MODELIERUNG UND BETRIEB DER ELEMENTE UND MIKROHYDRAULISCHER ANLAGEN

In der Monographie wurden hauptsächlich die Grundlagen von Projektierung sowie Betrieb des Mikroelementen und Mikroanlagen von Oelhydraulik dargestellt. Die mathematische Modellen von Mikroventilen und Mikropumpen verlangen die Werte und Bereiche von Gleichungskoeffizienten festzustellen. Die Festlegung von Koeffizienten musste nach experimentellen Wege bestimmt werden. Es wurde auch die Voraussetzung festgelegt, die erfüllt sein musste, damit die Bestimmung von Geschwindigkeit des Fluids und von Druckverlauf sowie Verlustkoeffizient und Bilanzkräfte in einem Mikroelement möglich wäre.

Ein sehr wichtiges Problem ist heutzutage Geräuschenstehung in Mikrohydraulischen Anlagen. In dieser Arbeit wurde auch dieses Problem dargestellt. Die Ergebnisse von Geräuschemission wurden mit der Hilfe von akustischer Holographie STSF erzielt.

In der Arbeit wurden die Betriebsparameter von Flüssigkeit d.n. Zähigkeit und Sauberkeit von Flüssigkeit sowie Einfluss von mechanischen Schwingungen auf die Elemente festgestellt. Die Monographie ist besonders für Studenten, Doktoranden und Spezialisten von Maschinenbau, sowie Fachleute von hydraulischen Anlagen in der Flugzeugbau- und Autoindustrie, medizienischer Ausstattung u.a. bestimmt.

Zespół realizatorów projektu rozwojowego nr 03-0032-04,
Umowa nr 03-0032-04/2008:

**Opracowanie nowych konstrukcji elementów
mikrohydraulicznych układów**

prof. dr hab. inż. Waław Kolek

– kierownik projektu
rozwojowego

dr hab. inż. Wiesław Fiebig, prof. nadzw. PWr

– główny wykonawca

dr inż. Zygmunt Kudźma

– główny wykonawca

dr inż. Michał Stosiak

– główny wykonawca

realizatorzy projektu:

- dr inż. Piotr Osiński
- mgr inż. Grzegorz Łomotowski
- mgr inż. Janusz Rutański
- mgr inż. Artur Wilczyński
- inż. Kazimierz Maga
- Leon Lorek
- Zbigniew Żytniewski