



Politechnika Wroclawska

ROZPRAWA DOKTORSKA

Metoda projektowania tłumika spiralnego typu odgałęźnego do redukcji pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych

Mgr inż. Krzysztof Towarnicki

Promotor: dr hab. inż. Michał Stosiak, prof. uczelni.
Promotor: dr Mykola Karpenko, prof. Wileńskiego
Uniwersytetu Technicznego im. Giedymina

Słowa kluczowe: mikrohydraulika,
pulsacja ciśnienia,
drgania, tłumienie

WROCŁAW 2024

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń:	4
1. Wstęp.....	5
1.1 Sformułowanie problemu.....	6
1.2 Stan badań	6
1.3 Teza pracy	12
1.4 Cel pracy.....	12
1.5 Zakres Pracy:	13
2. Napędy hydrostatyczne.....	14
2.1 Zalety i wady mikroukładów hydrostatycznych	14
2.2 Hydrauliczne ciecze robocze.....	15
2.3 Rodzaje przewodów	16
2.4 Rodzaje przepływów	18
2.5 Straty ciśnienia	19
2.6 Pompy wporowe.....	20
2.7 Zawory hydrauliczne	24
3. Pulsacja wydajności i ciśnienia w układach hydraulicznych.....	25
3.1 Przyczyny nierównomierności wydajności pomp wporowych	26
3.2 Źródła drgań mechanicznych działających na zawory hydrauliczne.	28
3.3 Pulsacja ciśnienia powstająca na skutek działania zewnętrznych drgań mechanicznych na zawór mikrohydrauliczny.....	29
3.4 Pulsacja ciśnienia wywołana drganiami elementu sterującego rozdzielacza wzbudzonego wymuszeniami zewnętrznymi.	63
3.5 Pulsacje ciśnienia powstające podczas stanów przejściowych układów hydraulicznych.	68
3.6 Uderzenie hydrauliczne spowodowane nagłym zatrzymaniem cieczy.	69
4. Redukcja pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych.....	70
4.1 Redukcja pulsacji ciśnienia wynikającej z kinematyki pracy pompy wporowej.....	70
4.1.1 Poprzez zastosowanie akumulatora hydraulicznego.	75
4.1.2 Poprzez zastosowanie tłumików biernych.....	77
4.1.3 Poprzez zastosowanie tłumików aktywnych	80
4.2 Redukcja pulsacji ciśnienia w wyniku oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na zawór hydrauliczny.....	81
4.2.1 Zawory sterujące ciśnieniem	82
4.2.2 Zawory sterujące kierunkiem przepływu.....	84
4.3 Redukcja pulsacji ciśnienia podczas stanów przejściowych w układach hydraulicznych.	91

4.3.1	Rozruch układu hydraulicznego z akumulatorem	91
4.3.2	Rozruch układu hydraulicznego poprzez sterowanie zaworami	93
5.	Metoda projektowania odgałęźnego, spiralnego tłumika pulsacji ciśnienia.....	95
5.1	Wyznaczenie modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu	96
5.2	Wyznaczenie prędkości propagacji fali ciśnienia w przewodzie hydraulicznym	98
5.3	Model matematyczny liniowego tłumika typu odgałęźnego.	101
5.3.1	Model bezstratny	101
5.3.2	Model uwzględniający tarcie quasi –stacjonarne	102
5.3.3	Model uwzględniający tarcie niestacjonarne	103
5.4	Model matematyczny spiralnego tłumika typu odgałęźnego	104
5.5	Rozwiązanie modelu matematycznego.	109
6.	Badania doświadczalne weryfikacyjne pulsacji ciśnienia z zastosowaniem biernego spiralnego tłumika typu odgałęźnego	113
6.1	Stanowisko badawcze	114
6.2	Ocena niepewności pomiarów	116
6.3	Rezultaty badań eksperymentalnych.....	117
6.4	Efektywność badanych tłumików typu odgałęźnego.....	138
6.5	Porównanie badań eksperymentalnych z badaniami symulacyjnymi.....	143
7.	Podsumowanie i wnioski końcowe.....	149
	Literatura:	154

Wykaz ważniejszych oznaczeń:

c_0 - prędkość propagacji fali ciśnienia,

d - średnica wewnętrzna przewodu,

E_z - wartość zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu,

E_{zs} - wartość zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu zawiniętego w spiralę,

k_s - liczba zwojów spirali.

L - długość przewodu spiralnego,

n_{pw} - prędkość obrotowa wału napędowego pompy wporowej,

P_1 - ciśnienie na wejściu do tłumika spiralnego,

P_2 - ciśnienie na końcu tłumika spiralnego,

Q_1 - natężenie przepływu na wejściu tłumika spiralnego,

Q_2 - natężenie przepływu na wyjściu tłumika spiralnego,

Q_{max} - wydajność chwilowa maksymalna,

Q_{min} - wydajność chwilowa minimalna,

Q_{sr} - wydajność średnia,

R_s - opór hydrauliczny tłumika spiralnego,

R_{Ls} - liniowy opór hydrauliczny przewodu hydraulicznego,

R_{ms} - miejscowy opór hydrauliczny ze spiralnym zakrzywieniem przewodu,

R_{0s} - rezystancja przewodu spiralnego (opór czynny), która uwzględnia wpływ lepkości cieczy,

r - promień wewnętrzny przewodu będącego tłumikiem,

s - operator przekształcenia Laplace'a,

v - prędkość cieczy,

z - liczba elementów wporowych,

ζ - współczynnik strat miejscowych,

μ - współczynnik lepkości dynamicznej cieczy,

ρ_0 - gęstość czynnika roboczego.

1. Wstęp

Obecny rozwój techniki wywołał mimowolny wzrost niepożądanych skutków, których wielkości nasilenie niekorzystnie wpływa na życie człowieka i jego otoczenie. Do głównych skutków należą drgania i hałas towarzyszące każdemu procesowi produkcyjnemu. Niepohamowany wzrost intensywności tych zjawisk wywołany jest współczesnym rozwojem techniki i technologii. Głównym źródłem jest zwiększenie prędkości eksploatacyjnej maszyn i urządzeń, a to z kolei wzmacnia oddziaływania dynamiczne, zbędne podczas procesu produkcyjnego. Przykładem takich zdarzeń są nie zrównoważone siły bezwładności poszczególnych elementów maszyn oraz pulsacje czynnika roboczego. Odnosi się to również do napędów hydrostatycznych, coraz chętniej stosowanych przez konstruktorów podczas produkcji wszelkiego rodzaju maszyn i urządzeń. Zaadoptowanie nowoczesnych szeroko rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych znacznie przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego hałasu. Nieustannie trwają prace nad optymalizacją budowy elementów hydraulicznych. Dotyczy to głównie dwóch kierunków: obniżenia emitowanego hałasu podczas ich pracy oraz minimalizacja masy poprzez zmniejszenie ich gabarytów. Obecny trend trwający od kilkunastu lat dotyczący miniaturyzacji dotyczy również hydrauliki. Pojawił się nowy dział ściśle związany z miniaturyzacją hydrauliki, zwany mikrohydrauliką. Przyjęto, że mikrohydraulika występuje gdy średnica nominalna przewodu jest mniejsza od 6 mm, a natężenie przepływu jest mniejsze od $50 \text{ cm}^3/\text{s}$. Mikrohydraulikę stosuje się w branżach przemysłowych, gdzie wymaga się przeniesienia dużej mocy, zapewnienia płynności ruchów przy istotnym ograniczeniu wymiarów geometrycznych. Postępujący rozwój napędów mikrohydraulicznych powoduje, że coraz częściej zastępuje układy pneumatyczne oraz elektromechaniczne. Miniaturyzacja pozwala na zastąpienie klasycznej hydrauliki, tam gdzie ze względu na masę i wymiary nie może być stosowana. Dotyczy to między innymi techniki medycznej, jak na przykład napędów stołów operacyjnych i rentgenowskich. Wynika to z głównej zalety układów hydraulicznych, czyli płynnej bezstopniowej regulacji prędkości oraz mocy odbiorników. Ponadto mikrohydraulikę bardzo szeroko stosuje się w przemyśle motoryzacyjnym, farmaceutycznym, chemicznym oraz spożywczym, głównie do precyzyjnego dozowania płynu. Głównym źródłem hałasu w układach hydraulicznych są drgania mechaniczne elementów hydraulicznych spowodowanych pulsacją ciśnienia. A z drugiej strony zewnętrzne drgania mechaniczne przenoszone na elementy hydrauliczne również powodują pulsację ciśnienia między innymi poprzez wzbudzenie się elementów sterujących mikrozaworów wzniosowych. Zmienne

ciśnienie w układzie mikrohydraulicznym ściśle związane jest z pulsacją wydajności cieczy roboczej, będącej skutkiem kinematyki pracy elementów wyporowych mikropompy. Pulsacja wydajności mikropompy prowadzi w układzie mikrohydraulicznym do generowania okresowo zmiennych ciśnień o postaci funkcji harmonicznej. W przypadku pompy częstotliwość pulsacji ciśnienia odpowiada pulsacji wydajności.

1.1 Sformułowanie problemu

Istnieje ścisły związek między wpływem zewnętrznych drgań mechanicznych, a pulsacją ciśnienia w układach mikrohydraulicznych. Zagadnienie koincydencji drgań mechanicznych i pulsacji ciśnienia w układach mikrohydraulicznych może być rozpatrywana na dwa sposoby. Pierwszy z nich to drgania elementów układu mikrohydraulicznego wzbudzone przepływem pulsacyjnym (np. drgania mikroprzewodów, mikrozaworów), a drugi to pulsacja ciśnienia wzbudzona drganiami elementów układu mikrohydraulicznego i w szczególności wzbudzenie się elementów sterujących mikrozaworów np. (suwaków mikrorozdzielaczy lub grzybków mikrozaworów wzniosowych). Zmienne ciśnienie w układzie mikrohydraulicznym ściśle związane jest z pulsacją wydajności cieczy roboczej, będącej skutkiem kinematyki pracy elementów wyporowych mikropompy. Pulsacja wydajności mikropompy prowadzi w układzie mikrohydraulicznym do generowania okresowo zmiennych ciśnień o postaci funkcji harmonicznej. W przypadku pompy częstotliwość pulsacji ciśnienia odpowiada pulsacji wydajności. Z powyższego wynika, że pulsacja ciśnienia i drgania są głównymi źródłami hałasu w układach mikrohydraulicznych. W obecnych czasach, gdy znaczna ilość codziennych czynności człowieka realizowana jest przez maszyny lub przy ich użyciu, ważna jest redukcja generowanego hałasu przez każde z nich. Nadmierny hałas od wielu lat jest jednym z głównych zagrożeń dla człowieka, w związku z tym nałożono wiele norm i dyrektyw narzucających redukcję generowania hałasu przez urządzenia. Z tego względu podjęto się zagadnienia biernych metod redukcji pulsacji ciśnienia w szczególności opracowania spiralnego tłumika typu odgałęźnego.

1.2 Stan badań

Istnieje wiele różnych maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym. Do negatywnych cech tego typu napędu należy generowanie hałasu i wibracji. Często to napęd hydrauliczny jest głównym źródłem hałasu maszyny lub urządzenia [117]. Hałas powoduje bardzo negatywne skutki psychologiczne i fizjologiczne. Skutki psychologiczne to zaburzenia procesów poznawczych i pamięciowych, uczucie napięcia, drażliwość, bóle głowy oraz trudności skupienia uwagi. Hałas przekraczający poziom 80 db (A) wpływa na wydajność

pracy i jakość realizowanych zadań, obniża sprawność uczenia się oraz zwiększa ryzyko wypadków [14]. Hałas głównie odpowiada za problemy ze snem i odpoczynkiem prowadząc do wcześniejszego starzenia się organizmu. Hałas można określić jako dźwięki o nadmiernym natężeniu. Przyczyna występowania hałasu są m.in. drgania mechaniczne oraz zaburzenia przepływu cieczy powodujące drgania akustyczne [45]. Często powstawanie drgań bezpośrednio na elementach maszyny bądź też mogą być wynikiem oddziaływania innych elementów maszyny lub urządzenia. Obok sił okresowo zmieniające swoją wartość w czasie, źródłem drgań mogą być siły, których wartość w czasie jest stała lecz zmienia się ich kierunek lub punkt zaczepienia (np. odśrodkowe siły bezwładności). W maszynach i urządzeniach źródłem drgań są często wymuszenia kinematyczne z (np. podczas przejazdu maszyny mobilnej po nierównym podłożu). Znaczna część maszyn narażona jest na oddziaływanie drgań i uderzeń. Drganiami lub wibracjami przyjęło się nazywać ruch, w którym dana współrzędna oscyluje w zakresie określonej wartości średniej [131]. Charakterystyczną cechą drgań występujących w maszynach jest ich obserwowalna powtarzalność (okresowość)[137]. Często są to ruchy będące konsekwencją ruchów głównych roboczych. Ważne jest aby zredukować poziom amplitud drgań, przyczyniając się do zmniejszania skutków działania drgań [21]. Znane są różne sposoby redukcji, jednych z nich jest zastosowanie wibroizolacji, czyli elementów o własnościach tłumiących montowanych między źródłem występowania drgań a elementem na który oddziałują [23, 55, 76, 120, 130], a drugi to stosowanie dedykowanych tłumików [54]. Pracujące maszyny i urządzenia posiadające układy mikrohydrauliczne [88] są źródłem drgań mechanicznych w szerokim spektrum częstotliwości [177, 184, 185, 187]. Układy hydrauliczne nie mogą pracować bez zaworów sterujących ciśnieniem, gdyż jest to główny parametr w układach hydraulicznych. Podstawowym zaworem jest zawór wzniosowy, którego zasada działania opiera się na doprowadzeniu cieczy pod ciśnieniem pod kulkę podpartą napięta wstępnie sprężyną. Gdy siła uzyskana z ciśnienia działającego na wyznaczoną powierzchnię kulki, to kulka zostanie przesunięta powodując przepływ cieczy. Elementem sterującym może być opisana wcześniej kulka, grzybek w postaci stożka lub talerzyk. Napięcie wstępne sprężyny realizowane jest poprzez śrubę która dociska sprężynę [189]. Wadą takich zaworów jest zmiana ciśnienia w zależności od natężenia przepływającej cieczy przez zawór, co zostało przedstawiono we wcześniejszym rozdziale. Kolejną wadą to występowanie niestabilności pracy zaworu, będące konsekwencją pulsacji ciśnienia generowanej przez elementy wyporowe pompy. Chwilowy wzrost ciśnienia powoduje otwarcie zaworu, z kolei chwilowy spadek ciśnienia powoduje jego zamknięcie. W wyniku braku tłumienia elementu zamykającego wpada on w drgania powodując dodatkową pulsację ciśnienia[105, 197]. Z tego powodu

wprowadzono zawory z elementem tłumiącym niekorzystny wpływ pulsacji ciśnienia [39]. Pulsacja ciśnienia występuje również gdy element sterujący zaworu zostanie wzbudzony zewnętrznymi drganiami mechanicznymi działającymi na korpus zaworu [31]. Z tego powodu należy izolować korpus zaworu od podłoża poprzez m.in. zastosowanie wibroizolatorów gumowych. Produkowane są w dużych seriach, dzięki temu charakteryzują się niską ceną i wysoką dostępnością [56]. Przykładowe rozwiązanie zostało przedstawione w literaturze [264,282,283]. Przenoszenie zewnętrznych drgań mechanicznych na rozdzielacz hydrauliczny należy rozpatrywać na dwa sposoby. Jeden z nich dotyczy wpływu działania drgań na korpus, a drugi na element sterujący rozdzielacza. Rozróżnia się trzy podstawowe rodzaje rozdzielaczy hydraulicznych ze względu na rodzaj elementu sterującego. Najbardziej popularne są rozdzielacze z elementem sterującym w postaci suwaka, zwane rozdzielaczami suwakowymi. Zastosowanie odpowiednich warstw materiałów sprężysto tłumiących lub podkładek amortyzujących między korpus rozdzielacza a drgającym podłożem powoduje zredukowanie przenoszonych drgań. W konsekwencji element sterujący wykonuje mniejsze ruchy drgające powodując niższą pulsację ciśnienia w porównaniu z układem bez wibroizolacji korpusu. W literaturze [177, 186] można odnaleźć przykładowe uchwyty z pakietem sprężyn powodującym izolację korpusu zaworu od podłoża oraz rozważanie dotyczące doboru układu izolującego. W lit. [19] wstawiono element izolujący między elektromagnes rozdzielacza a sprężynę stabilizującą pozycję suwaka. Innym rozwiązaniem jest zastosowanie tłumików oporu hydraulicznego, których zadaniem jest pochłanianie i rozproszenie kinematycznej energii drgań w postaci ciepła [8]. W lit. [276 – 278] przedstawiono możliwość redukcji drgań suwaka rozdzielacza hydraulicznego opartych na zasadzie tłumienia, wykorzystując opór hydrauliczny. Wzbudzenie się suwaka wynika z podparcia za pomocą sprężyn. W opracowaniach lit. [274, 275, 279-281] usunięto stosowanie sprężyn poprzez zastosowanie mechanizmu śrubowego. Przepływ cieczy znany jest ludzkości od wieków, ale stosunkowo niedawno określono istotę tego zjawiska oraz opisano dość dokładnie równaniami mechaniki płynów czyli: równaniem ciągłości ruchu i energii. Znaczna część przepływów nie jest jeszcze dość szczegółowo opisana, dotyczy to głównie przepływów pulsacyjnych, opóźnionych oraz wstecznych. Znaczny problem obejmuje dyssypację energii oporów hydraulicznych (wyjątkowo dla przepływów turbulentnych) [250]. Chwilowe zatrzymanie przepływającej cieczy powoduje, że sumowanie energii kinetycznej cieczy oraz elementów kinematycznych generuje powstanie energii ciśnienia nazywanej uderzeniem hydraulicznym [257], którego skutkiem m.in. może być zerwanie przewodu [10,52]. Analizy przebiegu przepływu i ciśnienia w przewodzie podczas uderzenia hydraulicznego można rozpatrywać jako element układu

o parametrach rozłożonych [242]. Mogą też być rozpatrywane jako rozłożone wzdłuż osi z określoną prędkością propagacji w postaci fal biegnących i odbitych [255]. W pracach [188, 238-241] zajęto się zjawiskiem uderzenia hydraulicznego, będącego następstwem gwałtownego zamknięcia zaworu (albo gdy zabraknie zasilania pomp). W czasie tego zjawiska energia kinematyczna płynącej strugi cyklicznie, aż do całkowitego wytłumienia pulsacji, zmienia się w energię ciśnienia [258]. Wytłumienie zachodzi głównie w wyniku oddziaływujących strat tarcia. Powyższe zjawisko jak dotąd badane było eksperymentalnie w przewodach konwencjonalnych [63, 77, 78, 87, 169, 242, 247, 250, 256]. Zmiany ciśnień przepływającej cieczy w układzie hydraulicznym określają się jako przepływ pulsacyjny. To znaczy, że prędkość przepływu zależna jest od składowej średniej w czasie prędkości przepływu oraz składowej zmiennej [18]. Gdy składowa średnia w czasie prędkości przepływu równa jest zeru to przepływ określany jest jako przepływ oscylacyjny [18]. Przy przeprowadzaniu pomiarów przepływów pulsacyjnych należy pamiętać, że w przypadku gdy występuje hydrauliczna linia długa, a więc długość przewodu jest rzędu długości propagowanej w nim fali ciśnienia lub większa [95, 96, 97, 109, 159, 255]. W opracowaniach literaturowych [36,177] stwierdza się, że przewód hydrauliczny jest linią hydrauliczną również w przypadku długości fali mniejszej od ilorazu prędkości fali przez dziesięciokrotność częstotliwości wymuszenia. Propagowanie drgań występuje głównie w połączeniach sztywnych mocowań elementów do konstrukcji nośnych urządzeń z napędem hydraulicznym. Sprawnie działający układ hydrauliczny wymaga odpowiedniego połączenia elementów składowych dla zapewnienia prawidłowego przepływu cieczy przy zachowaniu możliwie wysokiej szczelności połączenia [67]. Najczęściej stosuje się przewody rurowe, które dzieli się na sztywne i elastyczne. Przewody sztywne przeznaczone są do połączeń elementów, które w czasie pracy układu nie zmieniają położenia względem siebie [258]. Rury produkowane są ze stali, stopów miedzi oraz dla zastosowań narażonych na działanie warunków korozyjnych stali kwasoodpornych [165]. Gdy występuje ruch względny między elementami układu, to wtedy należy stosować przewody elastyczne [114, 258]. Nieraz są stosowane, aby zredukować przenoszenie drgań między elementami układu hydraulicznego. Składają się z warstwy wewnętrznej, zbrojenia oraz warstwy zewnętrznej [50]. Ze względu na nietypowe zastosowania wykonywane są specjalne przewody [6] i złącza [7]. Przepływającej cieczy przez przewód hydraulicznych towarzyszy wiele zjawisk. Jednym z nich jest wzbudzenie się drgań mechanicznych przewodów w wyniku występującej pulsacji ciśnienia będącej skutkiem kinematyki pracy pompy wporowej. Przykładowe wzbudzenie się przewodu będącego następstwem kinematyki pracy pompy wporowej przedstawiono w lit. [11, 12, 177]. Innym

źródłem pojawiających się pulsacji ciśnienia w układzie to występują stany przejściowe układu będące wynikiem dynamicznie zmieniających się obciążeń odbiornika hydraulicznego, zmiany kierunku ruchu albo prędkości przepływu czynnika roboczego. Siłownik wypełniony jest cieczą powodując elastyczne podparcie [157], które można wykorzystać do tłumienia opisane w lit. [168,173]. Wzmoczone występowanie stanów nieustalonych wynika ze znacznego rozwoju w dziedzinie sterowania hydraulicznego dążącego do podwyższenia sprawności poprzez stosowanie m.in. układów „load sensing” oraz technik proporcjonalnych [154, 203, 204, 207]. Przykładowo hamowanie siłownika może odbywać się poprzez zamianę energii kinetycznej odbiornika na ciepło w wyniku oporów przepływu cieczy w linii spływowej silnika [194]. Spotykane są układy tłumienia w końcowej fazie pracy siłownika zapobiegające uderzeniom [16]. Innym rozwiązaniem może być również zastosowanie tłoka przesuwnego, w którym hamowanie realizowane jest poprzez tarcie poruszanych współpracujących elementów [123]. Znane są w literaturze [48, 107, 149, 207] modele matematyczne które pozwalają na wykreślenie przebiegów podstawowych parametrów podczas rozruchu. Aby określić przebieg zmiany ciśnienia w układzie, należy znać wiele parametrów układu tj.: własności zaworu maksymalnego, gęstości cieczy roboczej, wartości ciśnienia pracy, wpływ pojemności przewodów i cieczy roboczej oraz wiele innych przedstawionych w literaturze [89, 48, 98, 99]. Pulsacje ciśnienia będące konsekwencją zmiennych obciążeń systemów roboczych osiągają wartości w przedziale częstotliwości od 0,5 do 10 Hz (zakres infradźwięków) [82]. Za podstawowe źródła hałasu wśród elementów hydraulicznych uważa się pompy wyporowe [106, 211]. Pulsacje generowane przez pompy zawierają się w przedziale od 40 do nawet 1600 [Hz], mogą osiągać wyższe wartości przy wysokich prędkościach obrotowych [49, 104]. Za czynniki odpowiedzialne powodujące procesy oscylacyjne wyróżnia się: niewyważenie zespołów i części, zmiany obciążenia, zatrzymywanie cieczy w komorach roboczych, transportowanie cieczy z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej, oraz zmiany ciśnienia podczas powrotu pewnej ilości cieczy z obszaru tłoczego do obszaru ssawnego. Dotyczy to wszystkich generatorów ciśnienia, wśród których licznymi są pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym [64,65]. Dla określenia wielkości występującej pulsacji wydajności wprowadzono współczynnik nierównomierności wydajności szczegółowo opisany w literaturze [41, 136, 200]. Pulsacja ciśnienia zależna jest od liczby elementów wyporowych pompy oraz od prędkości obrotowej wałka napędowego [22,175]. Dla pompy zębatej dotyczy liczby zębów. Dla pomp tłokowych odpowiednio zależna jest od liczby tłoczków, a dla pompy łopatkowej od liczby łopatek. Wpływa na to wiele czynników produkcyjnych i eksploatacyjnych, na przykład dokładność i gładkość wykonania powierzchni kół zębatych,

jakość montażu itp. Zmniejszenie generowanego przez nie hałasu realizuje się poprzez korekcję zarysu uzębienia [85,138], konstrukcji o uzębieniu śrubowym (nazywanym również skośnym) [17,140,144]. Optymalizacja kształtu zębów powoduje znaczne polepszenie warunków zazębienia, przyczyniając się do obniżenia generowanego przez nie hałasu. Przykładowym sposobem jest zmiana geometrii zazębienia szerzej opisana w literaturze [17, 85, 88, 138, 140, 144] lub zbliżenie współpracujących kół zębatych do siebie [102, 306], co powoduje obniżenie pulsacji ciśnienia nawet do 75% z jednoczesnym obniżeniem hałasu o 5 dB(A). Kolejnym sposobem jest odpowiednie ukształtowanie rowków odciążających przedstawione w lit. [13, 27, 28, 260,259, 260, 261]. Równolegle prowadzone są prace w celu minimalizacji masy pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym oraz podnoszeniu generowanych ciśnień powodując również podniesienie gęstości mocy [174]. Aby zrealizować te działania praca konstruktorów skierowana jest na zwiększeniu szczelności pomp poprzez poprawienie opracowanych kompensacji promieniowych [147, 267, 268, 269]. Pompy o zazębieniu wewnętrznym posiadają wiele zalet względem pomp o zazębieniu zewnętrznym. Należą do nich: niższa emisja hałasu, mniejszy współczynnik nierównomierności wydajności oraz bardziej zwarta konstrukcja [3, 4, 145, 146, 190, 209-211, 228, 284]. Wynika to z płynnej współpracy koła o uzębieniu wewnętrznym oraz koła o uzębieniu zewnętrznym. Ponadto charakteryzują się znacznie mniejszymi stratami podczas napełniania przestrzeni ssawnej w trakcie zasysania cieczy. Powyższe zalety, powodują chęć podwyższania ciśnień tłoczenia przez tego typu pompy [111, 163]. Należy wspomnieć również o hałaśliwości pomp tłokowych osiowych, które można podzielić na: mechaniczne i hydrauliczne [81]. Pompy wielotłoczkowe jak sama nazwa wskazuje, zbudowane są z wielu tłoczków pracujących ruchem posuwisto zwrotnym. Praktycznie nie stosuje się pomp zbudowanych z jednego tłoczka, gdyż taka pompa ma małą wydajność i znaczną nierównomierność wydajności. Najczęściej stosuje się pompy z liczbą tłoczków w zakresie między 7 a 9 tłoczków [258]. Znajdują szersze zastosowanie w urządzeniach wymagających uzyskania znacznych ciśnień tłoczenia sięgających 45 MPa. W celu minimalizacji nierównomierności pomp wielotłoczkowych osiowych wykonuje się zmiany konstrukcyjne opisane w lit. [62, 72, 121, 252]. Zastosowanie tłumika jest najbardziej efektywnym sposobem redukcji pulsacji ciśnienia. Szeroko znane i szczegółowo opracowane są tłumiki w układach pneumatycznych [128], szczególnie w motoryzacji oraz ciągle dopracowywane w napędach pneumatycznych. Natomiast w układach hydraulicznych, najczęściej do tłumienia pulsacji ciśnienia lub nadwyżek dynamicznych stosuje się akumulatory hydrauliczne. Ich działanie wykorzystuje energię potencjalną danej masy, energię sprężystości ciała stałego albo gazu. Dzieli się je ciężarowe, sprężynowe i gazowe [91,

153,200]. Akumulatory gazowe chętnie są stosowane to tłumienia hydraulicznego i hydropneumatycznego układu zawieszenia w pojazdach [37, 160, 244]. Wykorzystanie akumulatorów gazowych do redukcji pulsacji ciśnienia przedstawia lit. [5, 19, 37, 71, 106,]. Kolejnym sposobem redukcji pulsacji ciśnienia będącego skutkiem kinematyki pracy pompy wyporowej jest zastosowanie tłumików, które dzieli się na bierne i aktywne. Tłumiki bierne stosowane są przy stałej prędkości obrotowej wałka napędowego pompy. Znane są tłumiki opracowane już na początku lat 80-dziesiątych XX wieku [91]. Podzielono je na tłumik obejściowy i rozdzielczy. W kolejnych latach sukcesywnie prowadzono prace dotyczące ulepszania konstrukcji dotyczących tłumików hydraulicznych. Skupiono się na działaniu tłumików, których działanie opiera się na interferencji fali ciśnienia generowanej przez pompę oraz fali odbitej w tłumiku rozgałęzonym i skierowanej w kierunku przeciwnym. Zbiorcze przedstawienie tłumików przedstawiono w lit. [106], które podzielono na: a) tłumik odgałęźny pojedynczy, b) tłumik odgałęźny typu „by pass”, c) tłumik odgałęźny podwójny, d) tłumik komorowy, e) tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym, f) systemy tłumików komorowych. Wymiary tłumików zostały opracowane na podstawie modeli matematycznych dla założeń uproszczonych dotyczące cieczy idealnej przedstawione w lit. [61, 66, 82, 101, 103, 135, 162, 243]. Wyznaczenie długości tłumika odgałęźnego odnosi się do częstotliwości wymuszeń, dla których ma być skuteczny. Kolejnym tłumikiem, który znajduje zastosowanie do redukcji pulsacji ciśnienia jest tłumik typu by-pass szerzej opisany w literaturze [112]. Od układu hydraulicznego wymaga się zmiany prędkości odbiornika, co może być realizowane na różne sposoby, a jednym z nich jest zmiana prędkości obrotowej pompy [171]. Przy znacznej zmianie prędkości obrotowej wałka napędowego pompy, tłumiki bierne stają się mniej skuteczne, zdarza się nawet że mogą powodować podwyższenie pulsacji ciśnienia w stosunku do układu bez tłumika. Z tego względu podjęto się prac nad opracowaniem tłumika czynnego, który będzie skuteczny w większym zakresie prędkości obrotowej przedstawionym w lit. [106, 265].

1.3 Teza pracy

Możliwa jest redukcja amplitudy pulsacji ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym za pomocą odgałęźnego tłumika pulsacji ciśnienia o kształcie spiralnym.

1.4 Cel pracy

1. Zbudowanie modelu matematycznego impedancji tłumika odgałęźnego o kształcie spiralnym.

2. Badania eksperymentalne skuteczności redukcji amplitudy pulsacji ciśnienia dla wybranej częstotliwości wymuszenia z wykorzystaniem zaprojektowanego tłumika spiralnego typu odgałęźnego. Weryfikacja modelu matematycznego.
3. Podanie wytycznych do projektowania skutecznych tłumików spiralnych dla wybranych częstotliwości wymuszenia.

1.5 Zakres Pracy:

Zakresem pracy objęte są:

1. Identyfikacja wymuszeń, powodujących zmiany w widmie pulsacji ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym.
2. Badania eksperymentalne określające sposób przenoszenia się drgań na element sterujący mikrozaworu maksymalnego znajdujący się w oleju hydraulicznym, związany z korpusem zaworu poprzez sprężynę (3 sztywności sprężyny).
3. Zaproponowanie modelu fizycznego uchwytu do redukcji oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na korpus zaworu poprzez materiały wibroizolujące (guma porowata i poliuretan spieniony) oraz poprzez zmiany konstrukcji rozdzielaczy suwakowych i zaworów maksymalnych.
4. Wprowadzenie kompensacji promieniowej dla pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym w wyniku modyfikacji wkładki sierpowej
5. Budowa modelu matematycznego pozwalający na określenie lokalnego minimum impedancji biernego tłumika spiralnego typu odgałęźnego redukującego pulsację ciśnienia w układzie mikrohydraulicznym spowodowanym kinematyką pracy pompy wyporowej z uwzględnieniem danej częstotliwości.
6. Budowa stanowisk pomiarowych oraz określenie prędkości propagacji fali ciśnienia oraz modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu.
7. Adaptacja układu mikrohydraulicznego do określenia wpływu zaproponowanego biernego tłumika spiralnego typu odgałęźnego.
8. Badania eksperymentalne wraz z weryfikacją modelu matematycznego biernego tłumika spiralnego typu odgałęźnego oraz określenie efektywności jego zastosowania.

9. Porównanie wyników badań eksperymentalnych z modelem matematycznym oraz sformułowanie wniosków końcowych

2. Napędy hydrostatyczne.

Obecny rozwój techniki hydraulicznej związany jest z rozpowszechnieniem się systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Główną zaletą hydraulicznych układów napędowych oraz smarujących jest szeroka możliwość sterowania zarówno prędkością jak i mocą odbiorników. Wprowadzenie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego przez nie hałasu. Obecnie trwają dodatkowe prace związane z optymalizacją budowy elementów układów hydraulicznych. Odnosi się to głównie do dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, co wiąże się ze zmniejszeniem ich gabarytów oraz redukcji emitowanego przez nie hałasu. W ciągu ostatnich kilku lat zaobserwowano rozwój mikrohydrauliki, która szeroko opisana jest w lit. [88]. Ich wprowadzenie znacznie przyczyniło się do stosowania centralnych układów smarowania, ze względu na transportowanie małych objętości cieczy. W przypadku hydraulicznych układów napędowych, ich niewątpliwą zaletą jest przenoszenie dużych mocy. Obecny rozwój techniki wprowadził systemy elektroniki i automatyki w budowie elementów oraz układów hydraulicznych. Wprowadzenie nowoczesnych rozbudowanych układów elektronicznych w układach hydraulicznych wpłynęło na płynną regulację oraz obniżenie emitowanego przez nie hałasu. W obecnym czasie zaobserwować można wzrost zainteresowania wprowadzania hydraulicznych układów napędowych do urządzeń przemysłu spożywczego [208, 212-217, 220-226, 230-233]. Ponadto trudno sobie wyobrazić transportowanie cieczy spozywczej bez wykorzystania pompy.

2.1 Zalety i wady mikroukładów hydrostatycznych

Mikroukłady hydrauliczne to układy o małych natężeniach przepływu rzędu 2-50 cm³/s. wielkość elementów układu hydraulicznego nie przekracza kilku centymetrów, a średnica przewodów o przekroju okrągłym sięga 6 mm. Dzieli się ze względu na pełnioną funkcję, pierwsza przeznaczona jest do napędów i sterowań małych maszyn i urządzeń bądź przyrządów, nazywana hydrauliką zminiaturyzowaną. Ciśnienie pracy może osiągać nawet 40 MPa, wymiary nominalne są większe od 1 milimetra. Druga grupa przeznaczona jest do nadania cieczy odpowiednich parametrów ciśnienia lub natężenia przepływu. Wykorzystywane w dozowaniu różnego rodzaju płynów, np. cieczy smarującej w urządzeniach przemysłowych. Spotykane również w medycynie i przemyśle chemicznym.

Główną zaletą napędów mikrohydraulicznych jest wysoka gęstość strumienia przekazywanej mocy, czy stosunku masy generatora do ilości przenoszonej mocy. Uzyskuje się znacząco wykonana pracę przy nieznaczących wymiarach, znacznie mniejszych od napędów elektromechanicznych lub pneumatycznych. Gęstość mocy pomp i silników hydrostatycznych może być mniejsza od 10 kW/kg, a gęstość mocy silników elektrycznych mieści się w granicach 0,1-0,15 kW/kg [87]. Podniesienie ciśnienia pracy dodatkowo podwyższa gęstość mocy, zmniejszając masę i gabaryty elementów roboczych napędu mikrohydraulicznego. Mała masa powoduje małą bezwładność, uzyskuje się dzięki temu wysokie przyspieszenia i hamowania elementów roboczych, szczególnie istotne w przypadku manipulatorów. Podobnie jak układy hydrostatyczne o dużych przepływach, również te można łatwo automatyzować przy wysokiej dokładności i precyzji działania.

Każdy napęd ma zalety i wady dotyczy to również układów zminiaturyzowanych. Pompa wyporowa potrzebuje pierwotnego źródła zasilania w postaci silnika elektrycznego lub spalinowego, który ma znaczną masę oraz generuje hałas. Dodatkowo potrzebny jest zbiornik cieczy oraz odpowiednie utrzymywanie jej parametrów. Ważnym zatem staje się filtracja cieczy, która wymaga stosowania filtrów dużej dokładności powodujących duże straty ciśnienia. Należy również pamiętać o małych średnicach przewodów, co powoduje dodatkowe straty ciśnienia, obniżające sprawność napędu w stosunku do układów o dużych przepływach.

2.2 Hydrauliczne ciecze robocze

Trwałość, niezawodność i poprawność działania układów hydraulicznych w dużym stopniu zależy od cieczy roboczych, które powinny charakteryzować się:

- odpowiednią lepkością wymaganą w konkretnych układach hydraulicznych,
- małymi zmianami lepkości i pod wpływem zmian ciśnienia i temperatury,
- małą ściśliwością,
- dużą odpornością na starzenie,
- dobrymi własnościami smarnymi,
- dużą wartością ciepła właściwego,
- niską temperaturą krzepnięcia oraz wysoką temperaturą zapłonu,
- dobrymi właściwościami przeciwkorozyjnymi,
- na stabilnością w czasie pracy, czyli odpornością na ścinanie mechaniczne, degradację termiczną a także na utlenianie,
- małą agresywnością w stosunku do przewodów gumowych i uszczelnień,

- dużą odpornością na wchłanianie powietrza,
- szybkim wydzielaniem powietrza i wody,
- małą skłonnością do pienienia się i tworzenia emulsji wodnych.

Do podstawowych właściwości fizycznych cieczy roboczej, która jest nośnikiem energii napędach hydraulicznych są: lepkość, gęstość, ściśliwość, przewodnictwo cieplne, ciepło właściwe, objętościowa rozszerzalność, temperatura płynięcia oraz temperatura zapłonu i palenia. Gęstość ρ (masa właściwa) wyrażana jest stosunkiem masy m [kg] do jej objętości V [dm³].

$$\rho = \frac{m}{V} [kg/dm^3] \quad (2.1)$$

Gęstość olejów mineralnych stosowanych jako ciecze hydrauliczne zawiera się pomiędzy 0,860 a 0,900 kg/dm^3 . Niektóre ciecze trudno palne mają niekiedy gęstość powyżej 1 kg/dm^3 w warunkach technicznych producenci gęstość olejów podają w temperaturze odniesienia 15 lub 20°C.

Do właściwości użytkowych cieczy roboczych należą:

- pienienie się olejów,
- właściwości smarne,
- właściwości deemulgacyjne,
- działanie korozyjne,
- starzenie się olejów,
- agresywność w stosunku do uszczelnień i przewodów,
- odporność na ścinanie mechaniczne.

2.3 Rodzaje przewodów

Trudno sobie wyobrazić układ hydrauliczny bez systemu połączeń oraz nośnika energii, którym jest ciecz hydrauliczna. W praktyce spotyka się typowe przewody sztywne najczęściej są to rury stalowe oraz przewody elastyczne z krzyżowymi oplotami stalowymi. Chętnie stosowaną cieczą hydrauliczną jest olej mineralny. Należy jednak pamiętać, że przewody i ciecze charakteryzują się wieloma parametrami, które należy mieć na uwadze podczas projektowania i eksploatacji układów mikrohydraulicznych.

Sprawnie działający układ hydrauliczny wymaga odpowiedniego połączenia elementów składowych dla zapewnienia prawidłowego przepływu cieczy przy zachowaniu możliwie

wysokiej szczelności połączenia. Od połączeń elementów układu hydraulicznego wymaga się [67]:

- absolutnej szczelności,
- odpowiedniej średnicy w zależności od przepływu znamionowego,
- wytrzymałości na działanie ciśnienia właściwego (odpowiednia grubość ścianki oraz rodzaj materiału przewodu),
- minimalizacji zagięć przewodów powodujących straty hydrauliczne,
- wytrzymałości na uszkodzenia mechaniczne,
- stosownych zabezpieczeń antykorozyjnych,
- właściwych parametrów termicznych,
- możliwości dołączenia dodatkowych elementów układu,
- transparentnego prowadzenia rurociągów.

W eksploatacji układów hydraulicznych najczęściej stosuje się przewody rurowe, które dzieli się na sztywne i elastyczne. Przewody sztywne przeznaczone są do połączeń elementów, które w czasie pracy układu nie zmieniają położenia względem siebie [258]. Zazwyczaj zbudowany jest z rury stalowej z odpowiednią ilością końcówek. Rury produkowane są ze stali, stopów miedzi oraz dla zastosowań narażonych na działanie warunków korozyjnych stali kwasoodpornych [165]. Wytrzymałość rury na ciśnienie pracy zależne jest od jej średnicy i grubości ścianki. Przyjęto podział na odmianę lekką oznaczaną jako L oraz odmianę ciężką na wyższe ciśnienia oznaczane jako S. Gdy wymaga się połączenia rur i przewodów to należy stosować łączniki, a gdy łączy się przewody z elementami układu to stosuje się przyłączki. Gdy występuje ruch względny między elementami układu, to wtedy należy stosować przewody elastyczne [114, 258]. Nieraz są stosowane, aby zredukować przenoszenie drgań między elementami układu hydraulicznego. Składają się z warstwy wewnętrznej, zbrojenia oraz warstwy zewnętrznej [50]. Warstwę wewnętrzną wykonuje się z materiałów odpornych na działanie oleju na przykład z gumy lub poliamidu. Zbrojenie wykonuje się ze stali, materiałów kompozytowych lub bawełnianych, które tworzą oplot krzyżowy lub spiralny. Większa liczba oplotów podwyższa wytrzymałość przewodu na ciśnienie pracy. Warstwa zewnętrzna zbudowana jest z materiału odpornego na pęknięcie, uszkodzenia mechaniczne

i działania atmosferyczne. Ze względu na nietypowe zastosowania wykonywane są specjalne przewody[6] i złącza [7].

2.4 Rodzaje przepływów

Dla przepływającej cieczy w układach hydraulicznych należy rozróżnić dwa charakterystyczne rodzaje przepływów:

- **Przepływ uwarstwiony** , który również często przyjmuje nazwę przepływu laminarnego. Wyróżnia go stosunkowo niewielka prędkość przepływających cząstek cieczy, które układają się równoległymi warstwami wzdłuż kierunku przepływu. Opory przepływu wynikają z tarcia pomiędzy sąsiadującymi warstwami cieczy. Biorąc pod uwagę przewody o przekroju okrągłym, które są głównym elementem składowym tłumików odgałęźnych będących przedmiotem opracowania niniejszej pracy, rozkład prędkości przepływającej cieczy przyjmuje kształt paraboliczny [91]. Warstwa cieczy przylegająca do ściany przewodu staje się w zasadzie nieruchoma, a więc chropowatość wewnętrzna przewodu nie wpływa na tarcie z nieruchomą warstwą cieczy. Największa prędkość przepływu cieczy znajduje się w osi przewodu. Występują zmiany prędkości bezwzględnej między przylegającymi warstwami cieczy. Zgodnie z prawem tarcia lepkiego Newtona, przemieszczanie się sąsiednich warstw cieczy wymaga dostarczenia energii do zrównoważenia oporu wewnętrznego, proporcjonalnie zależnego od współczynnika lepkości dynamicznej cieczy a także od gradientu prędkości.
- **Przepływ burzliwy**, często nazywany również turbulentnym. Wyróżnia go znaczna prędkość przepływających cząstek cieczy, które chaotycznie mieszają się ze sobą. Rozkład prędkości dla przewodu o przekroju okrągłym przyjmuje kształt porównywalny do „prostokąta”[129].. Trudno jest wyróżnić warstwy cieczy, pomiędzy którymi występowałyby tarcie lepkie. Tracona energia przepływającej cieczy wynika głównie z prędkości cieczy, która wpływa na straty energii kinetycznej przemieszczanych względem siebie warstw o różnych prędkościach. Współczynniki oporów przepływu dają się wyznaczyć w sposób empiryczny.

Charakter przepływającej cieczy przez przewód o przekroju okrągłym wyznacza się poprzez określenie bezwymiarowej liczby Reynoldsa.

$$Re = \frac{vd_h}{\vartheta} \quad (2.2)$$

gdzie:

v – [m/s] – średnia prędkość przepływu cieczy,

d_h [m] – średnica hydrauliczna przewodu (dla powierzchni przekroju przepływowego okrągłego $d_h = d$ – średnica wewnętrzna przewodu),

ϑ [m²/s] –współczynnik lepkości kinematycznej.

Wieloletnie przeprowadzone badania stwierdziły, że można wyznaczyć wartość prędkości przepływu, nazywana również prędkością krytyczną v_{kr} pozwalającą na rozgraniczenie przepływu uwarstwionego od burzliwego. Dla wartości prędkości przepływu nośnika energii mniejszych od prędkości krytycznej przyjmuje się, że transport cieczy przyjmuje charakter uwarstwiony, a dla wartości większych od krytycznej przyjmuje charakter burzliwy. W literaturze [91, 195] przyjęto wartość krytyczną o wartości $Re = 2200 - 2300$ (dla rur gładkich cylindrycznych prostoosiowych).

2.5 Straty ciśnienia

Podczas przepływu cieczy przez układ hydrauliczny występują straty energii, które z reguły zostają zamienione w ciepło, powodując wzrost temperatury cieczy roboczej. Najogólniej straty dzieli się na straty liniowe i straty miejscowe. Straty liniowe dotyczą głównie przewodów o długości przekraczającej co najmniej 10-krotnie średnicę przewodu. Wartość oporów liniowych określa się za pomocą ogólnie znanej zależności [91, 195, 197].

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (2.3)$$

gdzie:

λ – współczynnik strat liniowych,

l – długość przewodu,

d – średnica przewodu,

ρ – gęstość cieczy,

v – średnia prędkość przepływu.

Dla przewodów rurowych przyjmuje się, że wartość liczby Reynoldsa wynosi:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.4)$$

Dla przepływu laminarnego przyjmuje się:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

Straty miejscowe dotyczą elementów, w których występują zmiany przekrojów, załamania i zmiany natężenia przepływu cieczy. Na podstawie wielu licznych badań na większości stosowanych elementach hydraulicznych, przyjęło się wyznaczać straty miejscowe na podstawie zależności:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (2.6)$$

gdzie:

ζ – współczynnik strat miejscowych.

Wartości współczynnika strat miejscowych przyjmują wartość stałą dla przepływu turbulentnego, a dla przepływu laminarnego zależą od liczby Reynoldsa. Im niższa wartość liczby Reynoldsa, tym wyższa wartość współczynnika strat miejscowych. Na podstawie wielu licznych badań doświadczalnych określono współczynniki oporów miejscowych dla typowych elementów hydraulicznych, które zostały zarchiwizowane w wielu książkach i publikacjach. Opory przepływu dla przewodów zakrzywionych można określić, również za pomocą liczby Deana De , szerzej opisaną w literaturze [179].

2.6 Pompy wyporowe

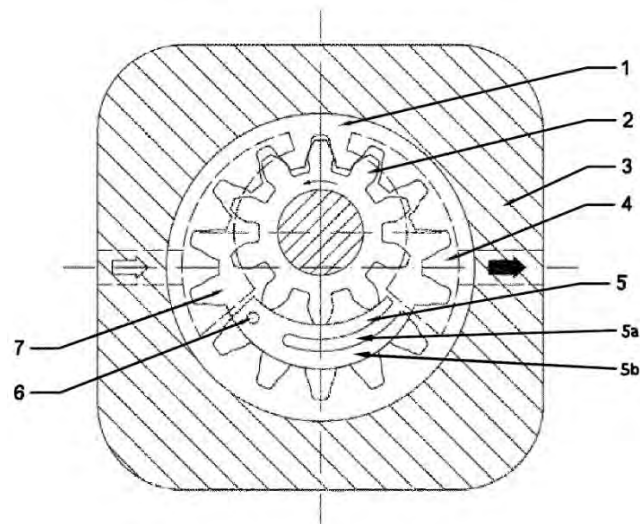
Pompa to rodzaj urządzenia, przeznaczonego do przenoszenia cieczy z niższego poziomu na wyższy lub do przetłaczania jej z obszaru o ciśnieniu niższym do obszaru o ciśnieniu wyższym. Pompa pobiera energię mechaniczną od silnika napędowego i przenosi ją na transportowaną przez nią ciecz za pośrednictwem elementu roboczego, np. tłoka, zębarki lub wirnika [149]. Pompy wyporowe można podzielić ze względu na sposób pracy elementów wyporowych na pompy o ruchu: posuwisto-zwrotnym, obrotowo-zwrotnym, obrotowym i inne (np. mimośrodkowe), z kolei pompy wirowe są kręte i krążeniowe.

Głównym zadaniem pompy wyporowej przeznaczonej do napędu hydraulicznego jest wytworzenie energii ciśnienia w przepływającym strumieniu cieczy [195]. Od pompy wyporowej wymaga się dwóch funkcji: transportu cieczy z jednego obszaru do drugiego oraz zwiększenia ciśnienia ze względu na obciążenie układu napędowego. Znaczący rozwój urządzeń z napędem zębatym, równorzędnie z napędami hydraulicznymi obserwować można od przeszło 400 lat. Interesujący jest przegląd ważniejszych typów tych maszyn biorąc pod

uwagę wprowadzone w nich zazębienia oraz wpływ zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych na realizowane przez maszyny funkcje oraz spełniane parametry techniczne. Kluczowym znanym hydraulicznym urządzeniem zębatym, była pompa zębata opracowana przez Johanesa Keplera (1571-1630) [126]. Pierwsza połowa XX wieku doprowadziła do opracowania ewolwentowego, które chętnie wykorzystano do produkcji pomp zębatych. Sposób wykonania kół zębatych o zarysie ewolwentowym odnaleźć można w literaturze [34, 35, 44, 47, 68, 69, 132, 133] W celu podnoszenia ciśnień roboczych pomp zębatych wprowadzono kompensację osiowa pomp zębatych. Dzisiaj pompa zębata należy do najczęściej używanych pomp waporowych w hydraulicznych układach napędowych, charakteryzuje się wysokimi sprawnościami [139] a tracona moc zamieniana jest na ciepło [142]. Istnieje wiele odmian konstrukcyjnych w zależności od zastosowania [156, 202].

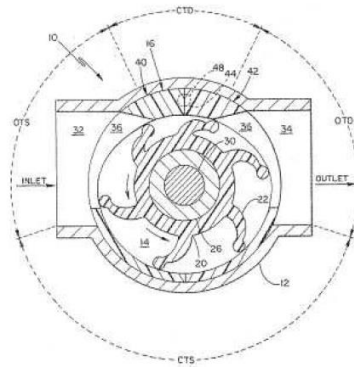
Pompy o zazębieniu wewnętrznym posiadają wiele zalet względem pomp o zazębieniu zewnętrznym. Należą do nich: niższa emisja hałasu, mniejszy współczynnik nierównomierności wydajności oraz bardziej zwarta konstrukcja [3, 4, 145, 146, 190, 209-211, 228, 284]. Wynika to z płynnej współpracy koła o uzębieniu wewnętrznym oraz koła o uzębieniu zewnętrznym. Ponadto charakteryzują się znacznie mniejszymi stratami podczas napełniania przestrzeni ssawnej w trakcie zasysania cieczy. Powyższe zalety, powodują chęć podwyższania ciśnień tłoczenia przez tego typu pompy [111, 163]. Tłoczenie cieczy pod wyższym ciśnieniem wymaga uzyskania wysokiej szczelności wewnętrznej której miarą jest sprawność wolumetryczna. Podwyższenie sprawności wolumetrycznej w pompie zębatej o zazębieniu wewnętrznym odbywa się poprzez wprowadzenie kompensacji osiowej i promieniowej. Prace nad rozwojem kompensacji rozpoczęto od wprowadzenia kompensacji osiowej, która jest już opracowana na wysokim poziomie. Od połowy XX wieku prowadzone są prace nad kompensacją promieniową w pomp zębatych. Firma Otto Eckerle była prekursorem i wiodącym producentem wdrażającym ideę kompensacji luzów promieniowych w pompach o zazębieniu wewnętrznym. W przeciągu dekady opatentowała blisko dziesięć różnych koncepcji, które znalazły zastosowanie w pompach o zazębieniu wewnętrznym

Kolejną metodą uzyskania kompensacji promieniowej, zamiast budowania wkładki sierpowej z wielu elementów jest wprowadzenie częściowego nacięcia w klasycznej wkładce sierpowej. W wyniku takiej modyfikacji otrzymuje się dwa elastyczne języki, które poddane ciśnieniu od strony przestrzeni tłocznej powodują zmniejszenie luzu między bieżnią wkładki a wierzchołkami koła zębatego. Poniżej przedstawiono widok wprowadzonego rozwiązania patentowego o nr P.431145 zatwierdzonego przez Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej.



Rys. 1. Przekrój pompy ze zmodyfikowaną wkładką sierpową na podstawie opracowania patentowego P.431145: 1 – wieniec zębaty, 2 – koło zębate, 3 – korpus pompy, 4 – przestrzeń tłoczna, 5 – wkładka sierpowa, 5a – zatoka wewnątrz wkładki sierpowej, 5b – elastyczny język wkładki sierpowej, 6 – kołek ustalający, 7 przestrzeń ssawna. [272]

Powyżej przedstawiona kompensacja promieniowa powoduje zwiększenie sprawności objętościowej maszyny hydraulicznej. Dzięki osiąganiu wyższych ciśnień tłoczenia przez pompy zębate o zazębieniu wewnętrznym [273] zwiększa się ich zakres stosowania [113]. Występuje wiele odmian konstrukcyjnych pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym w zależności od zapotrzebowania, o unikatowym korpusie [122] lub z pominięciem sprzęgła na wale napędowym pompy [19]. W związku z rosnącym udziałem tworzyw sztucznych w produkcji elementów hydraulicznych układów napędowych [9, 20, 93, 191, 192] oraz stosowaniem nowych lekkich i wysokowytrzymałych materiałów kompozytowych [11, 12], wykonano modyfikację wkładki sierpowej z materiałów o niskim koszcie obróbki [234–236]. Kolejną należy wyróżnić pompę łopatkową, która stosowana jest w dwóch wariantach: pojedynczego działania i podwójnego działania. Pojedynczego działania charakteryzuje się tylko jedną przestrzenią ssawną i jedną przestrzenią tłoczną. Pompa podwójnego działania posiada dwie przestrzenie ssawne i dwie przestrzenie tłoczne. Poniżej zostało przedstawione rozwiązanie mimośrodowej pompy łopatkowej z silikonowym wirnikiem stosowanej do transportu cieczy. Jej szczegółowa konstrukcja opisana jest w Amerykańskim patencie o nr. US5402569 (A) zarejestrowanego czwartego kwietnia 1995 roku.



Rys. 2. Zasada działania pompy łopatkowej [217, 220]

W wyniku obrotu wirnika łopatki szczelnie dociskają do bieżni, oddzielają komorę ssącą od komory tłocznej. Dzięki wykonaniu łopatki z elastycznego materiału, łopatka dogina się do wirnika przy przejściu od komory tłocznej do komory ssącej, zmniejszając objętość przestrzeni między łopatkowej, a następnie łopatka odgina się od wirnika przy przejściu od komory ssącej do komory tłocznej, zwiększając objętość przestrzeni między łopatkowej powodując zasysanie cieczy. A w wyniku dalszego obrotu tłoczenie do przestrzeni tłocznej. Pompy wielotłoczkowe jak sama nazwa wskazuje, zbudowane są z wielu tłoczków pracujących ruchem posuwisto zwrotnym. Praktycznie nie stosuje się pomp zbudowanych z jednego tłoczka, gdyż taka pompa ma małą wydajność i znaczną nierównomierność wydajności. Najczęściej stosuje się pompy z liczbą tłoczków w zakresie między 7 a 9 tłoczków [258]. Znajdują szersze zastosowanie w urządzeniach wymagających uzyskania znacznych ciśnień tłoczenia sięgających 45 MPa. Produkowane są jako jednostki ostatej wydajności lub o zmiennej wydajności komór roboczych. Wprowadzenie jednostek o zmiennej wydajności roboczej wraz z szeroka gama regulatorów pozwala na znaczną poprawę sterowania prędkością elementów wykonawczych układu hydraulicznego. Zmiana wydajności pompy wielotłoczkowej może być realizowana poprzez zmianę wychylenia tarczy wychylnej lub zmiany wychylenia wirnika. Ważne jest diagnozowanie działania pomp szczególnie gdy funkcjonują w układach wielopompowych, gdyż zużycie jednej pompy wpływa niekorzystnie na działanie odbiorników. W tym celu należy sprawdzić bieżącą przydatność poszczególnej pompy korzystając z odpowiednio przygotowanego stanowiska pomiarowego szerzej przedstawionego w lit. [155]. Należy wspomnieć również o hałaśliwości pomp tłokowych osiowych, które można podzielić na: mechaniczne i hydrauliczne [81]. Poza pompami osiowymi występują również pompy wielotłoczkowe promieniowe z podziałem na dwa warianty: z wirującymi tłoczkami lub niewirującymi tłoczkami [149]. Pompy tego typu charakteryzują się zwarta budową oraz wysokimi ciśnieniami tłoczenia. Mogą występować

również pompy o zmiennej wydajności. Wadami pomp wielotłoczkowych jest znaczny koszt w porównaniu m.in. do pomp zębatych oraz konieczność zachowania wysokiej czystości oleju w układzie hydraulicznym.

2.7 Zawory hydrauliczne

Energia hydrauliczna generowana przez pompy wyporowe przekazywana jest do odbiorników poprzez szeroką gamę zaworów hydraulicznych o różnej konfiguracji i przeznaczeniu. Dzielone są w grupy w zależności od stawianych wymagań. W dalszej części opisano podstawowe grupy zaworów ze względu na ich przeznaczenie. Łączy je konstrukcja pary sterującej zaworów, które można podzielić na zawory suwakowe i zawory gniazdowe. Podczas pracy hydraulicznych układów napędowych, niezbędna jest zmiana prędkości elementu wykonawczego. Gdy elementy wykonawcze są o zmiennej chłonności komór roboczych, to zmiana ich prędkości realizowana jest poprzez zmianę nastawy chłonności. W przypadku odbiorników o stałej chłonności, aby zmienić ich prędkość należy dostosowywać natężenie przepływu cieczy w zależności od potrzeby. W tym kierunku należy dławić strumień przepływającej cieczy. Powoduje to znaczne straty energetyczne w układzie, poprzez wzrost ciśnienia. Następstwem tego jest zamiana traconej energii ciśnienia na energię cieplną. Utrzymanie stałej temperatury i lepkości cieczy w układach hydraulicznych jest utrudnione, gdyż wiąże się to z warunkami pracy i otoczenia danego układu hydraulicznego. Z tego powodu istotne jest aby stosować zawory, których natężenie przepływu nie jest znacząco zależne od temperatury cieczy czyli od lepkości cieczy. Biorąc pod uwagę kierunek minimalizacji elementów i napędów hydraulicznych pojawia się znaczny problem przy projektowaniu zaworów natężeniowych dla małych natężeń przepływu. Ich wartość przyjmuje się na poziomie 80-150 [cm³/min] [136]. Pojawiają się znaczne problemy dla uzyskania stabilnego natężenia przepływu, gdyż uzyskana wymagana szczelina znacząco przyczynia się to występowania obliteracji. Ciągłe trwają prace w kierunku rozwijania tego typu zaworów dla małych natężeń przepływu wraz z możliwością sterowania proporcjonalnego [206]. Właściwe działanie układu hydraulicznego wymaga zabezpieczenia przed maksymalną siłą lub momentem w zależności od rodzaju odbiornika. Do tego celu przeznaczone są zawory sterujące ciśnieniem. Po za tym ich zadaniem jest utrzymywanie żądanej wielkości ciśnienia lub redukowania w odpowiedni sposób [258,285]. Zawory bezpieczeństwa przeznaczone są do ochrony układu hydraulicznego przed niekontrolowanym wzrostem ciśnienia. Najczęściej taki zawór umieszcza się na odgałęzieniu linii tłocznej pompy. Jego działanie jest samoczynne przy wystąpieniu nastawionego ciśnienia, a nadmiar cieczy zostaje upuszczony do zbiornika. Ze względu na

rodzaj wykonywanego ruchu zawory dzieli się na obrotowe i wzniosowe, które biorąc pod uwagę element sterujący dzieli się na grzybkowe (iglicowe), kulkowe, płytkowe i tłoczkowe [53, 115, 198, 205]. Kąt nachylenia pobocznicy grzybka zaworu wzniosowego ma wpływ na działanie zaworu, o czym szerzej zostało opisane w lit. [110]. Ponadto konstrukcja gniazda zaworu wpływa na jego trwałość [43]. Kolejnymi zaworami ciśnieniowymi są zawory przelewowe. Ich zadaniem jest odprowadzanie nadmiaru cieczy z układu hydraulicznego przy wzroście ciśnienia odpowiadającego nastawie zaworu. Nadmiar cieczy odprowadzany jest do zbiornika lub do układu o mniejszym ciśnieniu. Należy wyróżnić jeszcze zawory redukcyjne które w przeciwieństwie do zaworów maksymalnych ustalają ciśnienie za zaworem ze względu na zapotrzebowanie danego układu. Przykładowo gdy w danej linii hydraulicznej należy utrzymać niższe ciśnienie ze względu na pracę odbiornika lub układu sterowania, dotyczy to m.in. układu skrętu w urządzeniach mobilnych [42, 152]. Dla prawidłowego działania układu hydraulicznego niezbędne jest sterowanie kierunkiem przepływu cieczy aby zmieniać kierunek ruchu w zależności od chwilowego zapotrzebowania danego odbiornika. Elementy które są do tego przeznaczone nazywane są rozdzielaczami. Ze względu konstrukcyjnych dzieli się je na: suwakowe, obrotowe i zaworowe. Najczęściej stosowane są rozdzielacze suwakowe, ze względu na ich zalety tj. duża liczba połączeń, duża liczba dróg, stosunkowo wysokie ciśnienia pracy oraz szczelność. Rozdzielacz suwakowy składa się z dwóch głównych elementów suwaka oraz tulei [75, 286]. Zmiana połączeń rozdzielacza realizowana jest głównie poprzez zmianę konstrukcji suwaka rozdzielacza. Kluczową zaletą rozdzielaczy suwakowych jest duża liczba połączeń kanałów.

3. Pulsacja wydajności i ciśnienia w układach hydraulicznych.

Występowanie pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych jest skutkiem występowania okresowo zmiennego natężenia przepływu cieczy w układzie hydraulicznym. Powodowane to jest kinematyką pracy elementów wporowych pomp oraz działania zewnętrznych wymuszeń w formie drgań mechanicznych przenoszonych na elementy układu hydraulicznego. Propagowanie drgań występuje głównie w połączeniach sztywnych mocowań elementów do konstrukcji nośnych urządzeń z napędem hydraulicznym. Innym źródłem pojawiających się pulsacji ciśnienia w układzie jest zmienny charakter obciążeń elementów wykonawczych układu, przykładowo hamowanie lub zatrzymanie siłownika

3.1 Przyczyny nierównomierności wydajności pomp wyporowych

Cechą charakterystyczną pomp wyporowych jest cykliczność ich pracy. Poszczególne elementy pomp realizują swój cykl ssania i tłoczenia podczas obrotu wału napędowego pompy. Powoduje to nierównomierną ilość przenoszonej cieczy z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej pompy. Kolejnym zjawiskiem przyczyniającym się do nierównomierności natężenia przepływu jest nierzadko zmienna prędkość ruchu elementu wypierającego ciecz. Dla określenia wielkości występującej pulsacji wydajności wprowadzono współczynnik nierównomierności wydajności szczegółowo opisany w literaturze [41, 136].

$$\delta_p = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{\bar{s}r}} \quad (3.1)$$

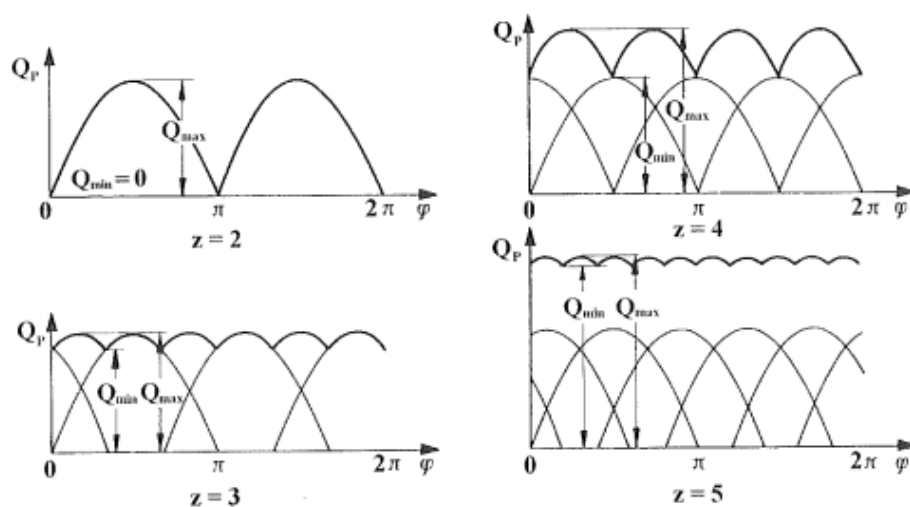
gdzie: δ_p – współczynnik nierównomierności wydajności,

Q_{max} – Wydajność chwilowa maksymalna,

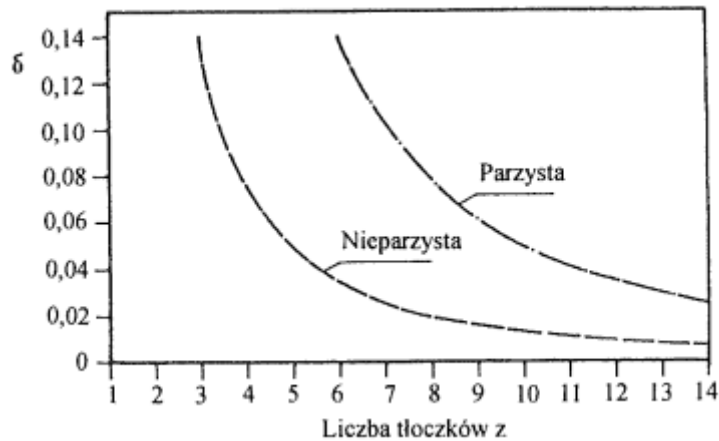
Q_{min} – Wydajność chwilowa minimalna,

$Q_{\bar{s}r}$ – Wydajność średnia.

Ze względu na przedstawioną powyżej nierównomierność wydajności, zazwyczaj nie produkuje się pomp tłokowych o liczbie tłoczków mniejszej od 3, a przyjęto zazwyczaj zakres między 5 a 9 tłoczków przy zachowaniu cyfr nieparzystych. Poniżej przedstawiono przebieg chwilowych wartości wydajności pompy w zależności od liczby tłoczków pompy wielotłokowej [136].

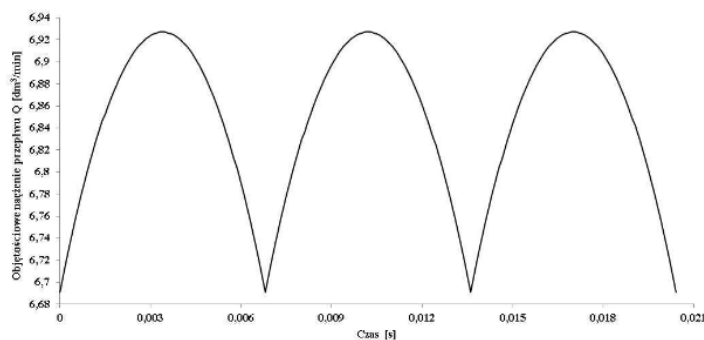


Rys. 3. Przebieg chwilowych wartości wydajności pompy w zależności od liczby tłoczków pompy wielotłokowej [136]



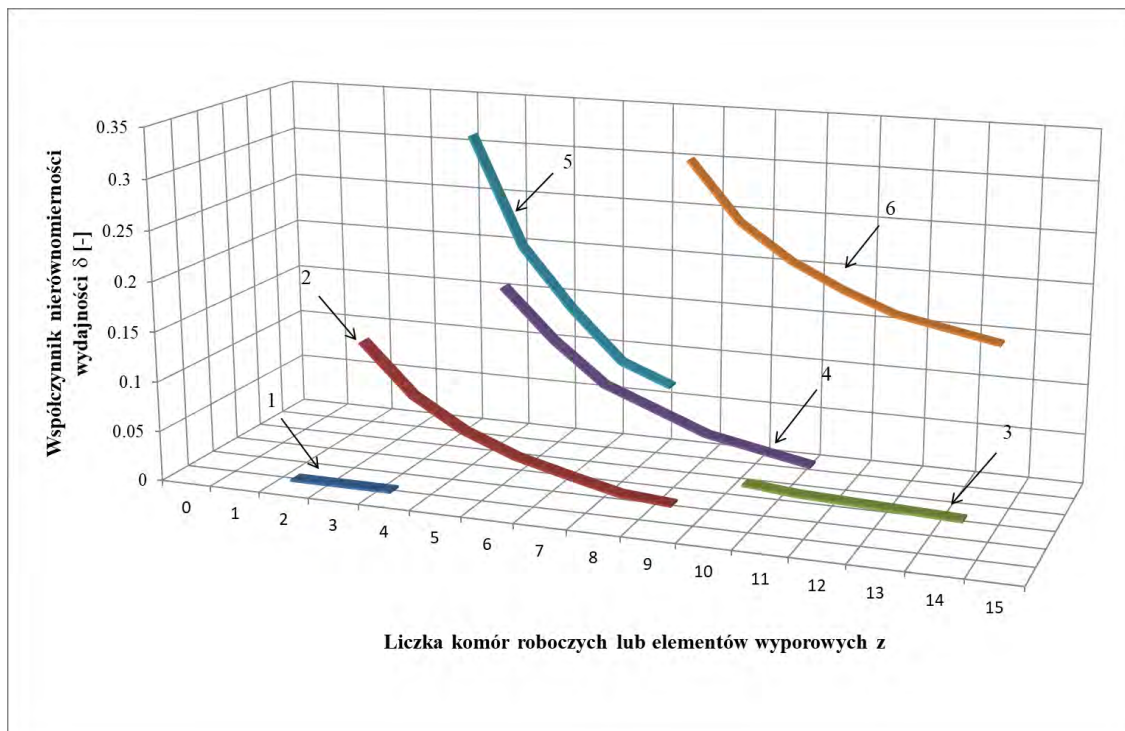
Rys. 4. Nierównomierność wydajności pomp wielotłokowych w zależności od liczby tłoczków [136].

Pompy łopatkowe również charakteryzują się pulsacją ciśnienia podczas pracy, przykładowa charakterystyka została przedstawiona poniżej [80]



Rys. 5. Przebieg chwilowej wartości pulsacji ciśnienia pompy łopatkowej z 12 łopatkami wyznaczony na podstawie modelu matematycznego (szerokość łopatek 60 mm, średnica bieżni statora 160 mm, wartość mimośrodu 25 mm, prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 735$ obr/min)[80]

Warto zauważyć, że pompy śrubowe, tłokowe (o nieparzystej liczbie zębów) i zębate o zazębieniu wewnętrznym charakteryzują się niskimi wartościami współczynnika wydajności. Pompy tłokowe o parzystej liczbie zębów, zębate o zazębieniu zewnętrznym oraz łopatkowe posiadają znaczny współczynnik nierównomierności wydajności. Poniżej przedstawiono porównanie nierównomierności wydajności dla różnych typów pomp hydraulicznych [90].



Rys. 6 Porównanie współczynnika nierównomierności wydajności dla różnych typów pomp hydraulicznych [177].

3.2 Źródła drgań mechanicznych działających na zawory hydrauliczne.

Pracujące maszyny i urządzenia posiadające układy mikrohydrauliczne są źródłem drgań mechanicznych w szerokim spektrum częstotliwości [177, 184, 185, 187]. Wielokrotnie źródłem drgań są napędy na przykład silnik spalinowy posiadający okresowy cykl pracy o zmiennej charakterystyce, niewyrównoważenie części wirujących maszyn oraz wałów silników elektrycznych lub zmienne obciążenia. Źródła drgań występujące w środowisku są bardzo różnorodne, a ogólnie podzielić je można na zdeterminowane i losowe, zewnętrzne i wewnętrzne. Źródła wewnętrzne drgań wynikają z pracy maszyn, które posadowione są na stropach i fundamentach. Doliczyć do nich można też drgania wywołane przez urządzenia instalacji sanitarnej choć przeważnie mają one charakter akustyczny. Drgania pochodzące z zewnątrz przenoszone są przez podłoże, a ich źródłami mogą być:

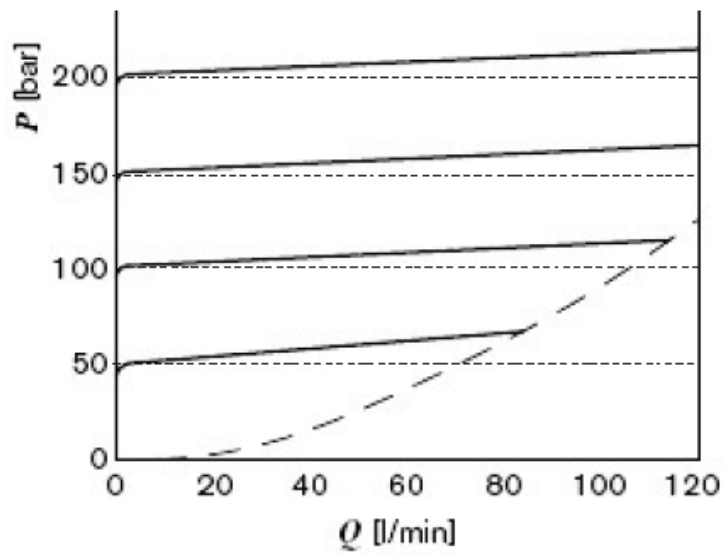
- ruch uliczny (przejeżdżające samochody, tramwaje), którego częstotliwość zależy od prędkości poruszania się pojazdu, a dla jadącego tramwaju częstotliwość drgań podłoża spowodowana takim wymuszeniem zawiera się zazwyczaj w granicach od 3 do 40 Hz [46],
- ruch kolejowy [60]
- maszyny pracujące w sąsiedztwie budynków, hal fabrycznych,

- wybuchy (np. w procesie pozyskiwania materiału kamiennego w wyrobiskach w kamieniołomach), eksplozje, implozje.

W wielu przypadkach praktycznych siły wywołują powstawanie drgań bezpośrednio na elementach maszyny bądź też mogą być wynikiem oddziaływania innych elementów maszyny lub urządzenia. Obok sił okresowo zmieniające swoją wartość w czasie, źródłem drgań mogą być siły, których wartość w czasie jest stała lecz zmienia się ich kierunek lub punkt zaczepienia (np. odśrodkowe siły bezwładności). W maszynach i urządzeniach źródłem drgań są często wymuszenia kinematyczne z (np. podczas przejazdu maszyny mobilnej po nierównym podłożu). Zagadnienie koincydencji drgań mechanicznych i pulsacji ciśnienia w układach mikrohydraulicznych może być rozpatrywane na dwa sposoby. Pierwszy to drgania elementów układu mikrohydraulicznego wzbudzone przepływem pulsacyjnym (np. drgania mikroprzewodów, mikrozaworów), a drugi to pulsacja ciśnienia wzbudzona drganiami elementów układu mikrohydraulicznego i w szczególności wzbudzenie się elementów sterujących mikrozaworów (np. suwaków mikrorozdzielaczy lub grzybków mikrozaworów wzniosowych)[186].

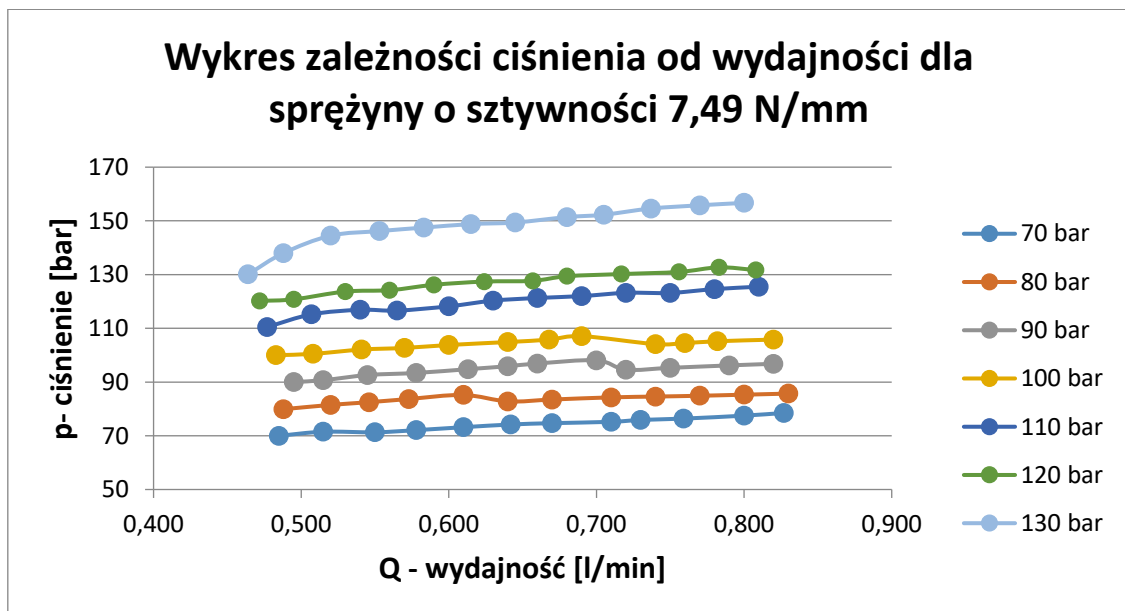
3.3 Pulsacja ciśnienia powstająca na skutek działania zewnętrznych drgań mechanicznych na zawór mikrohydrauliczny.

Dla określenia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych opracowano mikrozawór wzniosowy z dokumentacją wykonawczą w lit. [263], który został opracowany na wcześniejszych pracach związanych z działaniem zaworu wzniosowego [87, 264]. Zakres działania zaworu zależy od sztywności sprężyny. Jeśli zawór ma pracować na niższym ciśnieniu, to należy wstawić sprężynę o niższej sztywności. Należy również pamiętać, że zmiana natężenia przepływu przez zawór mimo wstępnie nastawionego ciśnienia powoduje jego zmianę. Dąży się aby zmiana ciśnienia od zmiany natężenia przepływu była możliwie najmniejsza. Poniżej przedstawiono przykładową charakterystykę ciśnieniowo-przepływową zaworu maksymalnego [31].

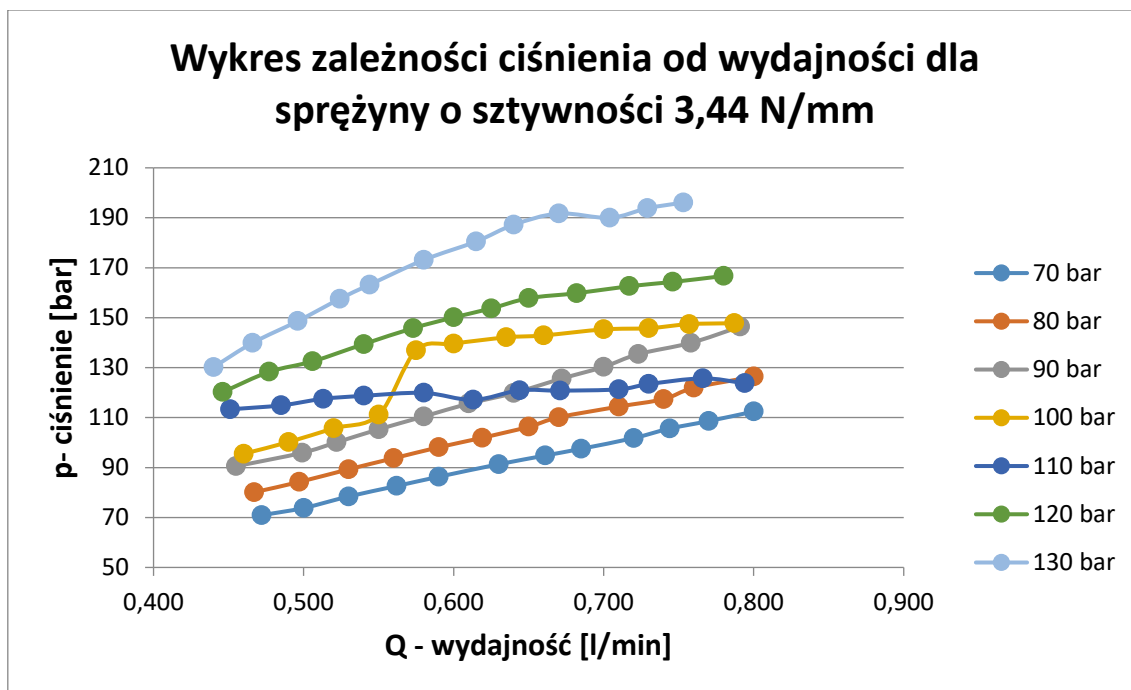


Rys. 7. Rzeczywiste charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe zaworu; poziomą linią przerywaną oznaczono charakterystyki idealne [40]

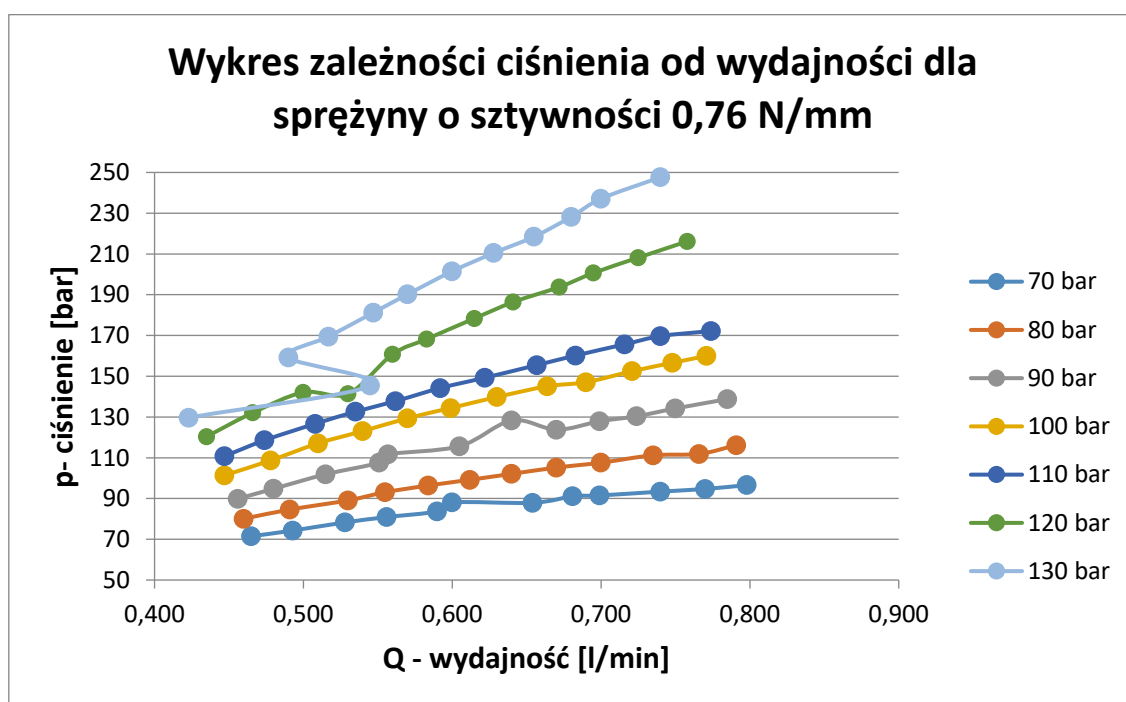
Dla przedstawionego wcześniej mikrozaworu maksymalnego również wykonano charakterystyki ciśnieniowo przepływowe dla 3 sprężyn o różnych sztywnościach.



Rys. 8. Charakterystyka statyczna ciśnieniowo-przepływowa dla sprężyny o sztywności 7,49[N/mm] [263].

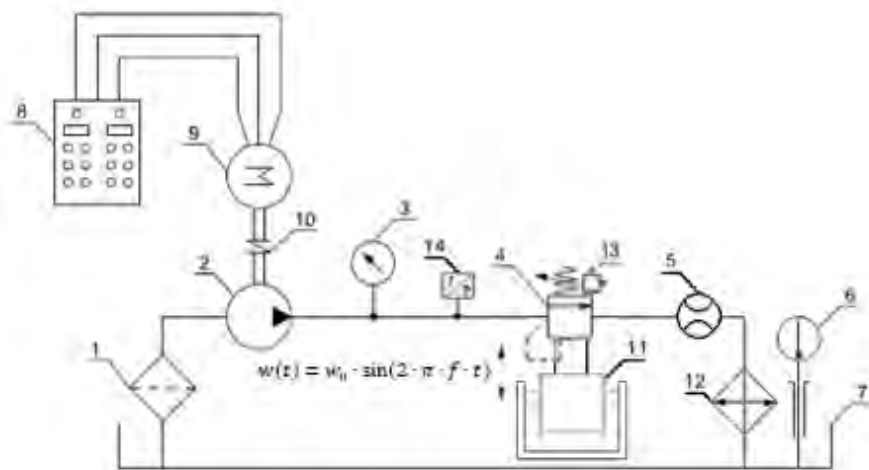


Rys. 9. Charakterystyka statyczna ciśnieniowo-przepływowa dla sprężyny o sztywności 3,44 [N/mm] [263].



Rys. 10. Charakterystyka statyczna ciśnieniowo-przepływowa dla sprężyny o sztywności 0,76 [N/mm] [263].

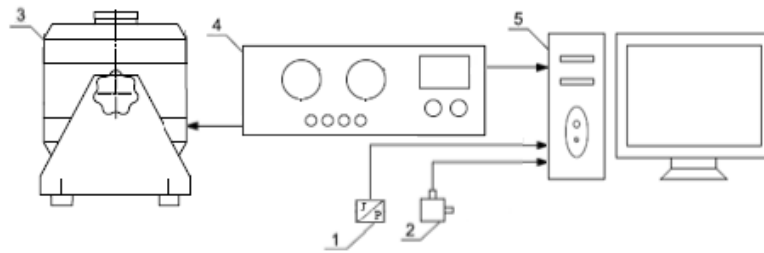
Przeprowadzenie pomiarów zostało zrealizowane na przygotowanym wcześniej stanowisku pomiarowym szerzej opisanym w lit. [100, 158, 160], które przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. – Schemat układu hydraulicznego do badania wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na mikrozawory hydrauliczne: 1 – filtr oleju, 2 – pompa zębata WPH PZ3A1G, 3 – manometr Parker ServiceJunior SCJN-400-01, 4 – badany mikrozawór, 5 – przepływomierz Parker KSCVF-002-10-07X, 6 – termometr Elmetron PT-217, 7 – zbiornik oleju, 8 – szafa sterownicza, 9 – trójfazowy silnik elektryczny, 10 – sprzęgło podatne, 11- elektrodynamiczny wzbudnik drgań mechanicznych TiraVib, 12 – chłodnica oleju wraz ze sterownikiem, 13- piezoelektryczny czujnik przyspieszenia PCB Piezotronics 340A16, 14– piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23. [183]

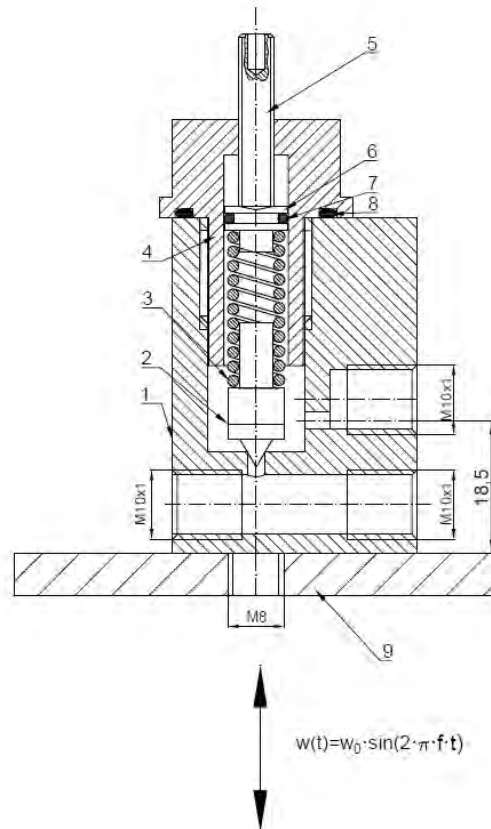
Źródłem zasilania w stanowisku pomiarowym jest pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym napędzana za pomocą trójfazowego silnika elektrycznego o zmiennej prędkości obrotowej realizowanej przy użyciu przemiennika częstotliwości. Do pomiaru średniego ciśnienia wykorzystano manometr zamontowany między wyjściem od strony tłocznej pompy oraz króćcem przyłączeniowym zawory maksymalnego. Dodatkowo w układzie wstawiono czujnik pulsacji ciśnienia. Na linii sphywowej badanego zaworu wmontowano przepływomierz owalno- zębata pozwalający na pomiar rzeczywisty natężenia przepływającego czynnika roboczego. Do stabilizacji temperatury roboczej cieczy wykorzystano chłodnice olejowo powietrzna z dodatkowym wentylatorem sterowanym za pomocą sterownika. Do pomiaru przyspieszeń i częstotliwości drgań zaworu wykorzystano jednoosiowy akcelerometr mechanicznie przymocowany do korpusu zaworu w kierunku działania zewnętrznych drgań mechanicznych. Częstotliwość wymuszenia realizowana była w zakresie 100-900 Hz z krokiem co 10 Hz. Olej zalany do układu hydraulicznego to Azolla 22AF, $\rho = 865 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, $\nu(40^\circ\text{C}) = 22,5 \text{ [mm}^2\text{/s]}$. Układ generujący zewnętrzne siły mechaniczne składał się z wzbudnika drgań oraz dedykowanego wzmacniacza pomiarowego firmy TiraVib. Do zapisu pomiarów

oraz sterowania układem generującym zewnętrzne siły mechaniczne wykorzystano komputer ze specjalistycznym oprogramowaniem. Poniżej przedstawiono układ pomiarowy.



Rys. 12. Układ pomiarowy: 1 – piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23, 2 – piezoelektryczny czujnik przyspieszenia PCB Piezotronics 340A16, 3 – elektrodynamiczny wzbudnik drgań mechanicznych TiraVib, 4 – wzmacniacz pomiarowy BA 1000 TiraVib, 5 – komputer PC. [183]

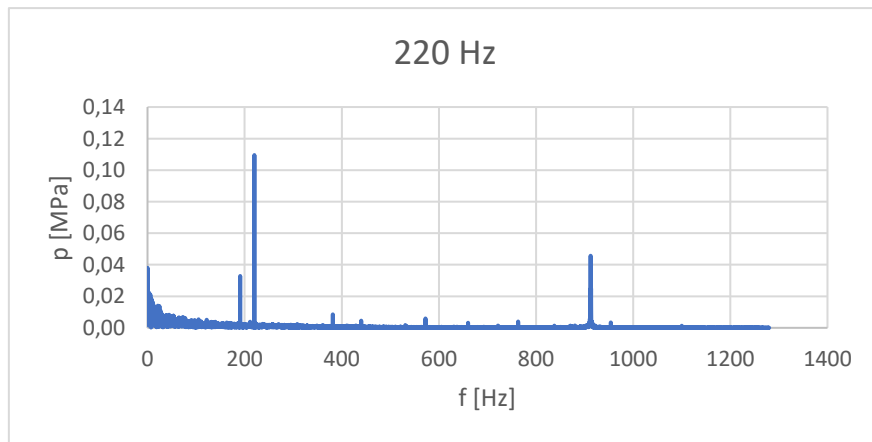
Pomiar natężenia zewnętrznych sił mechanicznych oraz wpływu na układ hydrauliczny realizowany był odpowiednio przez czujnik przyspieszenia oraz czujnik pulsacji ciśnienia. Komunikacja między układem pomiarowym oraz zapisem pomiarów możliwa była dzięki dedykowanemu oprogramowaniu PUMA. Ostateczne wyniki pomiarów oraz charakterystyki wykonano w programie Microsoft EXCEL poprzez konwersję przy użyciu programu OriginPro 9.0. Badanym zaworem był mikrozawór maksymalny przedstawiony poniżej. Siły mechaniczne oddziałujące na element sterujący skierowane były wzdłuż osi elementów sterujących według poniższego układu:



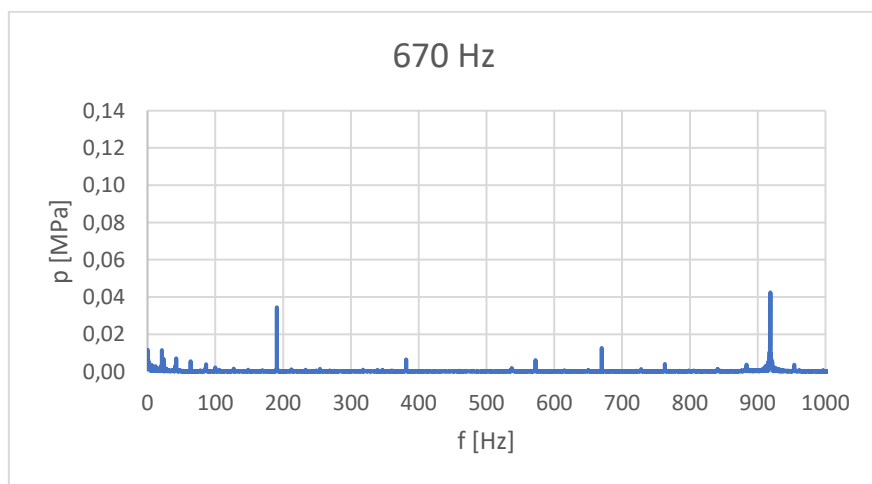
Rys. 13. Przekrój osiowy mikrozaworu maksymalnego: 1 - korpus, 2 – grzybek, 3 – sprężyna, 4 – śruba główna, 5 – śruba nastawcza, 6 – tłoczek, 7 – uszczelnienie tłoczka, 8 – uszczelnienie śruby 9 – uchwyty. [183]

Przedstawiony zawór posiada klasyczną budowę gniazda ostrokrawędziowego [264] z elementem zamykającym w postaci stożka nazywanego również grzybkiem. Szeroko spotykana konstrukcja zaworów ciśnieniowych oraz natężeniowych. Posiada wysoką szczelność, prostą i tanią w wykonaniu geometrię oraz odporność na zanieczyszczenia. Masa powyższego zaworu wynosi 700 g. Element zamykający charakteryzuje się budową stożkowa o kącie rozwarcia 30° . Ciśnienie otwarcia zaworu wynika z napięcia wstępnego sprężyny realizowanego poprzez śrubę regulacyjną. Dla zachowania stabilizacji sprężyny tłoczek dociskany śrubą posiada odpowiednie prowadzenie, a dla zapewnienia szczelności wykonano dodatkowy kanał z umieszczonym pierścieniem uszczelniającym o przekroju kołowym. Wykonana konstrukcja pozwala na zmianę sprężyn podpierających element zamykający o różnych sztywnościach. Wynika to głównie ze zmiany średnicy drutu z którego została wykonana sprężyna. W rozdziale przedstawiono charakterystyki statyczne przedstawionego zaworu ze sprężynami o sztywnościach: a) 7,49 [N/mm], b) 3,44 [N/mm] oraz c) 0,76 [N/mm]. Mocowanie zaworu do wzбудnika drgań zostało zrealizowane poprzez budowę dodatkowego

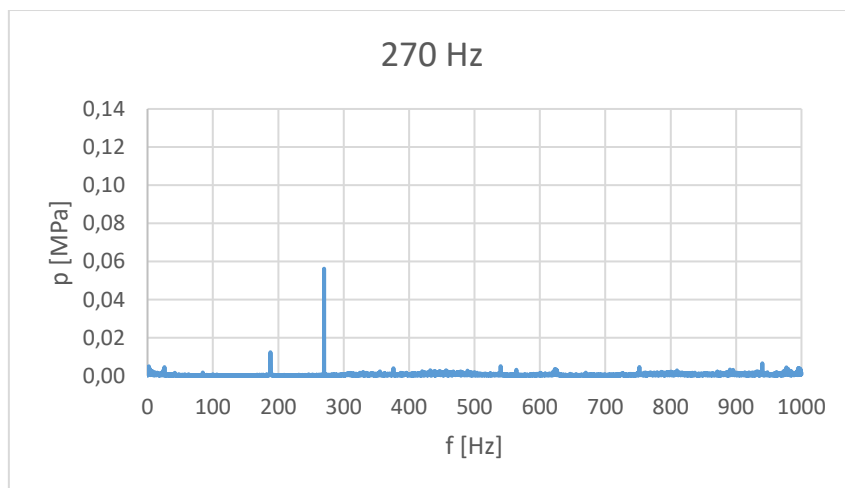
dedykowanego uchwytu. Pomiarzy zrealizowano dla trzech wcześniej opisanych sztywności sprężyn zaworu, dla każdej sztywności sprężyny przeprowadzono pomiar z natężeniem przepływu 1, 0,8 oraz 0,6 [dm³/min], a dla każdego przepływu z trzema ciśnieniami średnimi 5, 8 oraz 10 [MPa]. Amplituda wymuszenia wynosiła 8 [g].Poniżej przedstawiono wybrane wyniki pomiarów.



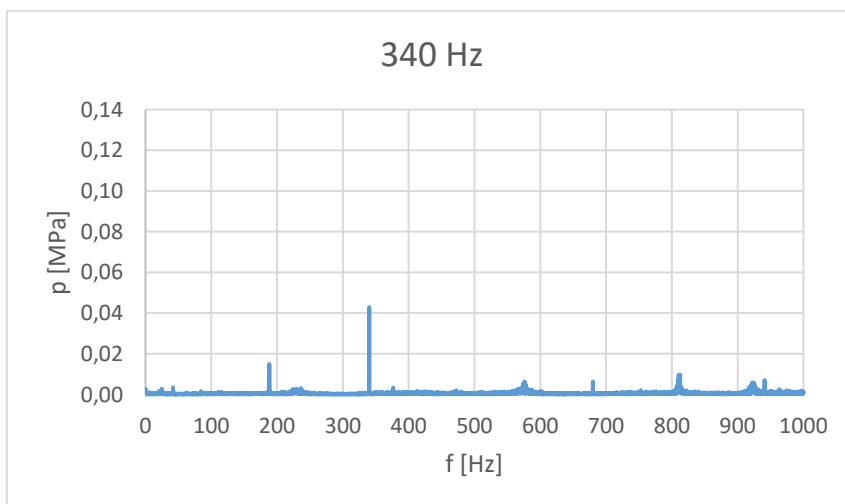
Rys. 14. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 220 [Hz], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm] [183].



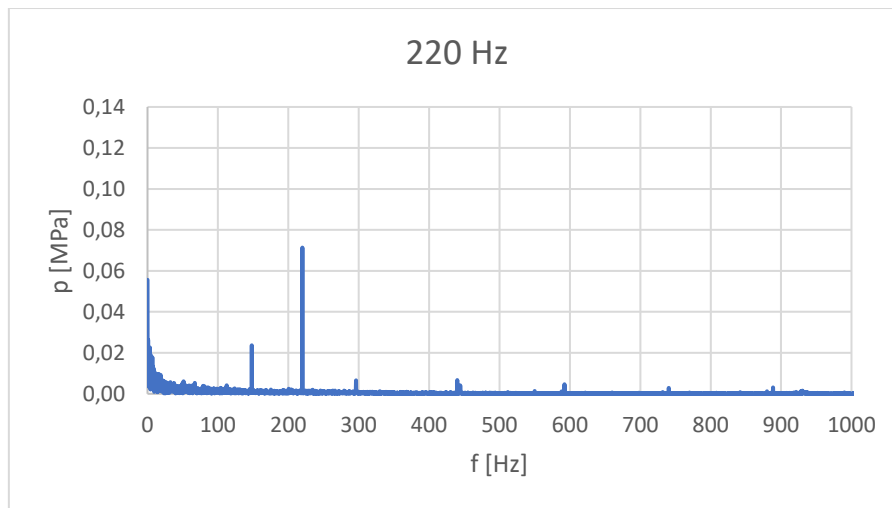
Rys. 15. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 670 [Hz], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm][183].



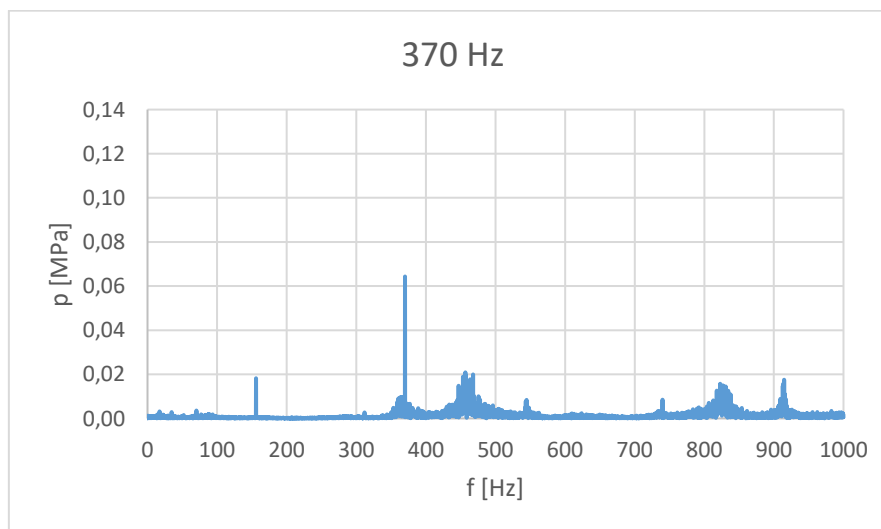
Rys. 16. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 270 [Hz], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



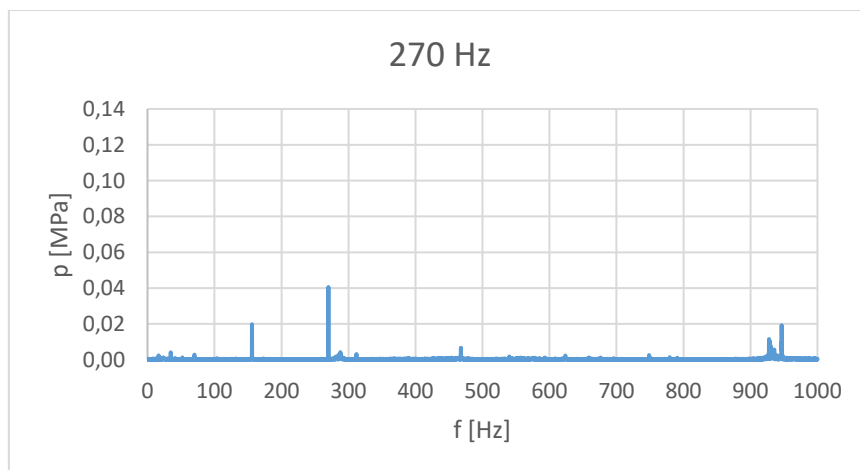
Rys. 17. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 340 [Hz], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



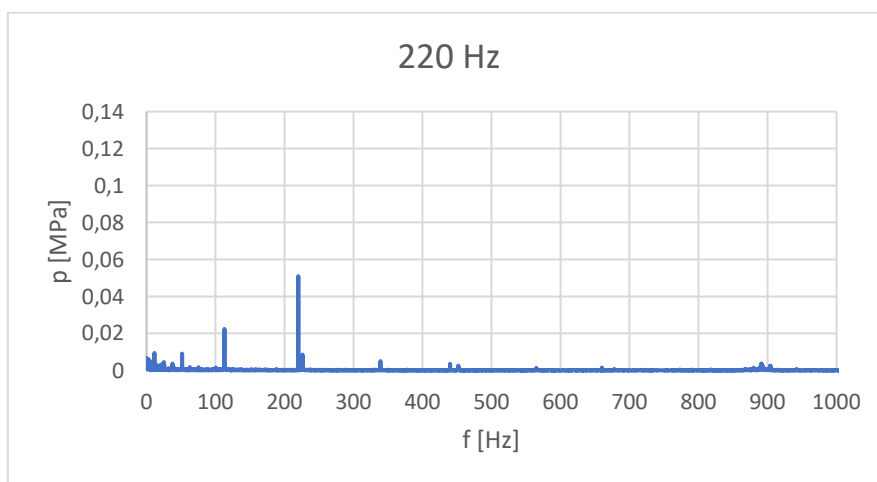
Rys.18. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 220 [Hz] , sztywność sprężyny $7,49 \text{ [N/mm]}$ [183].



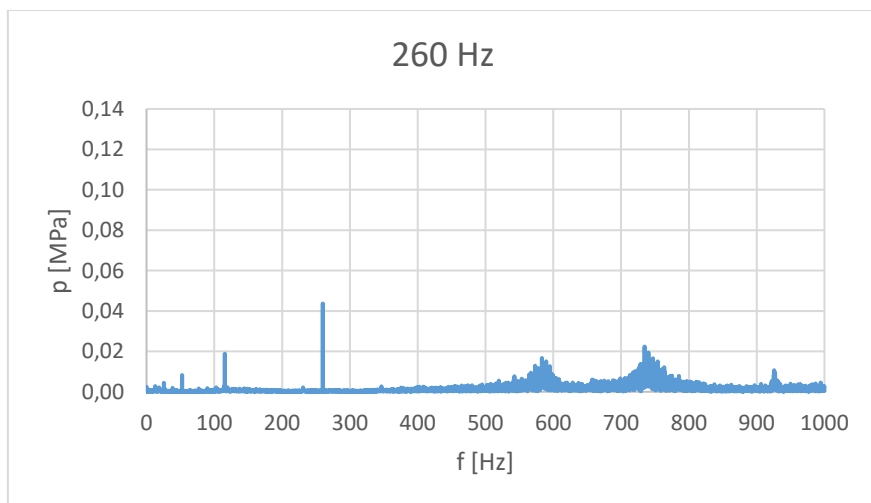
Rys. 19. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 370 [Hz] , sztywność sprężyny $7,49 \text{ [N/mm]}$.



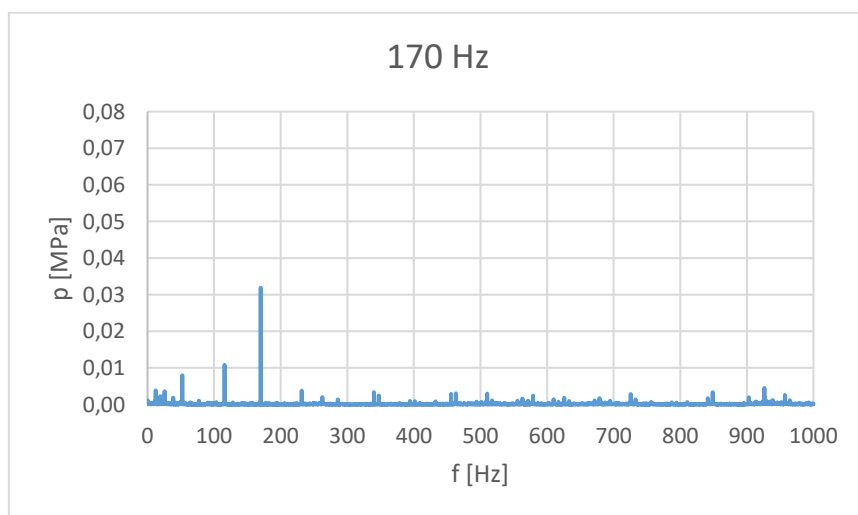
Rys. 20. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 [dm^3/min]$, przy ciśnieniu $5 [MPa]$ oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości $270 [Hz]$, sztywność sprężyny $7,49 [N/mm]$.



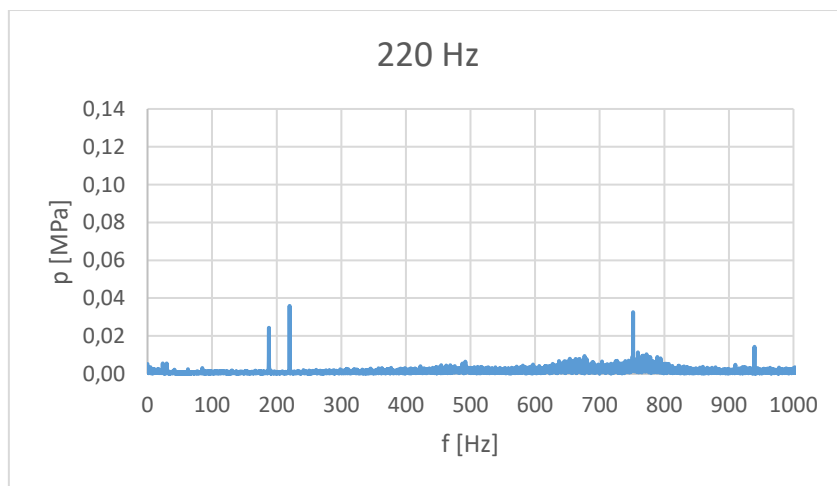
Rys. 21. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 [dm^3/min]$, przy ciśnieniu $10 [MPa]$ oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości $220 [Hz]$, sztywność sprężyny $7,49 [N/mm]$ [183].



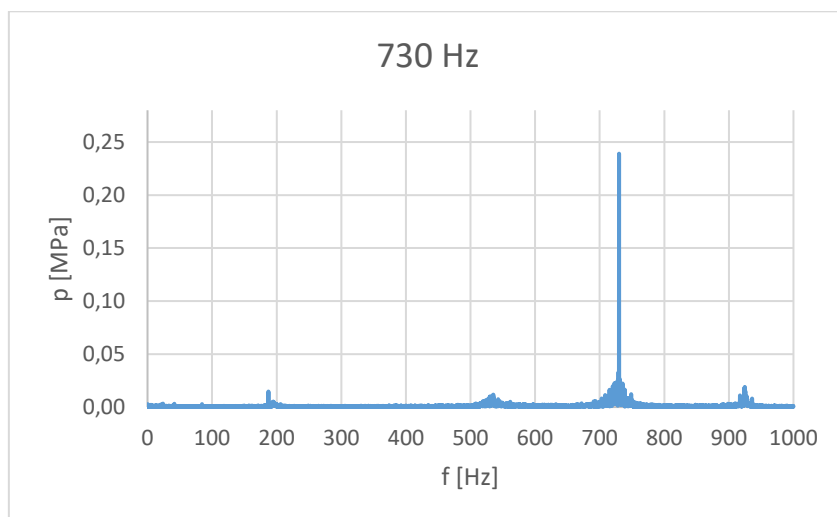
Rys. 22. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 260 [Hz] , sztywność sprężyny $7,49 \text{ [N/mm]}$.



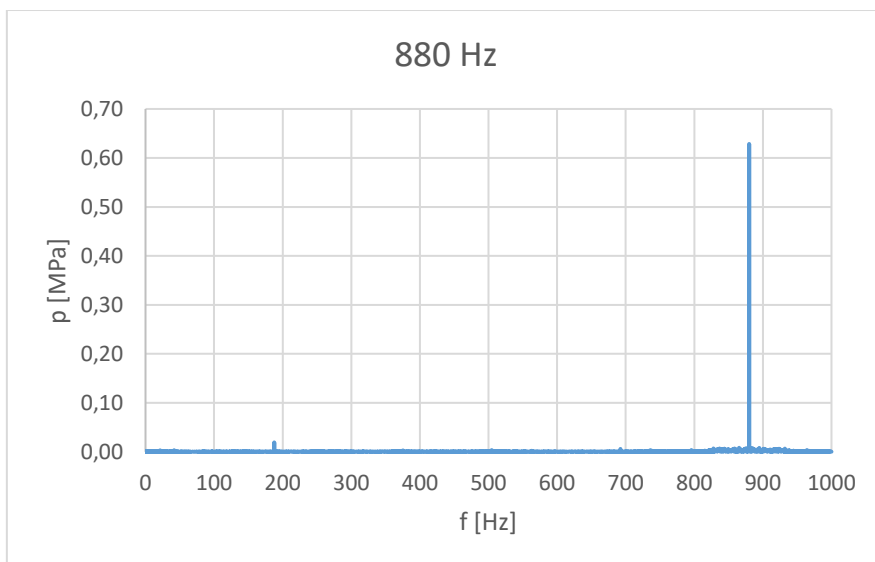
Rys. 23. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 170 [Hz] , sztywność sprężyny $7,49 \text{ [N/mm]}$.



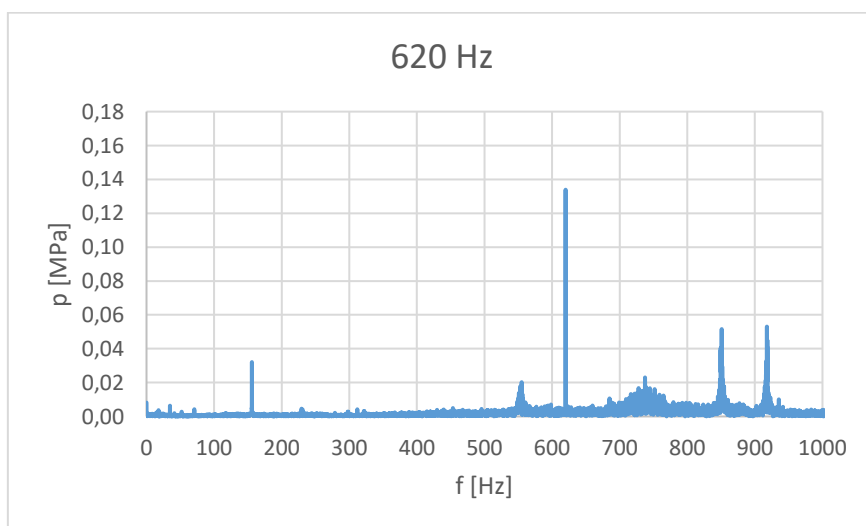
Rys. 24. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 220 [Hz], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



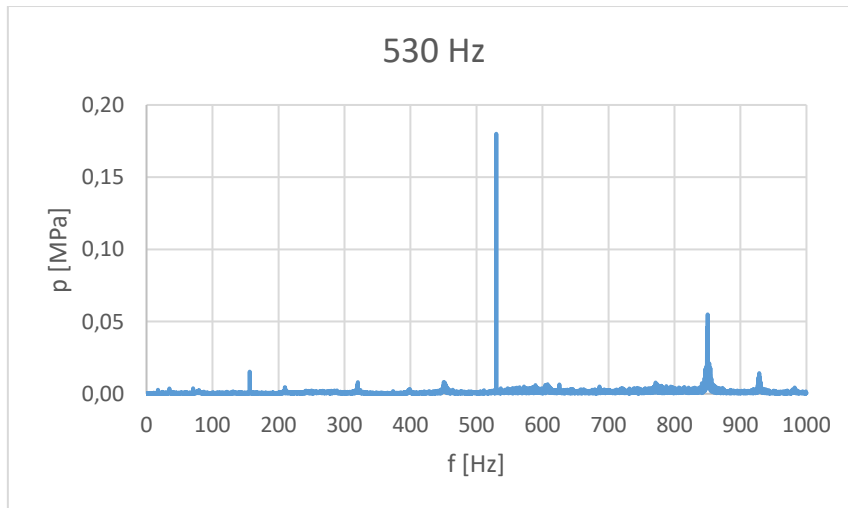
Rys. 25. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 730 [Hz], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



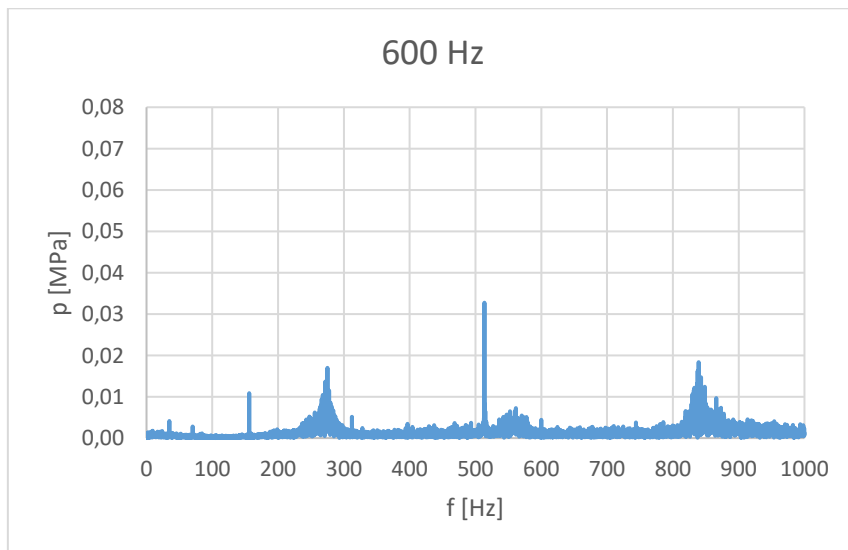
Rys. 26. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $1 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 730 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



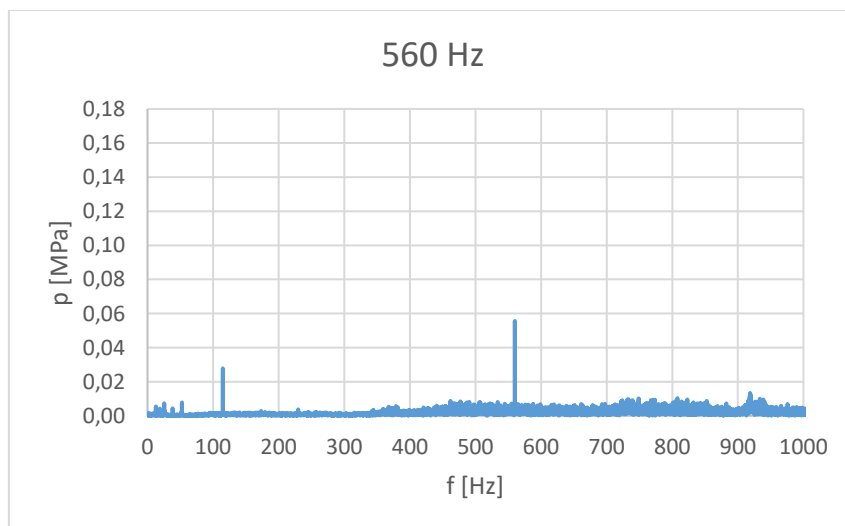
Rys. 27. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 620 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



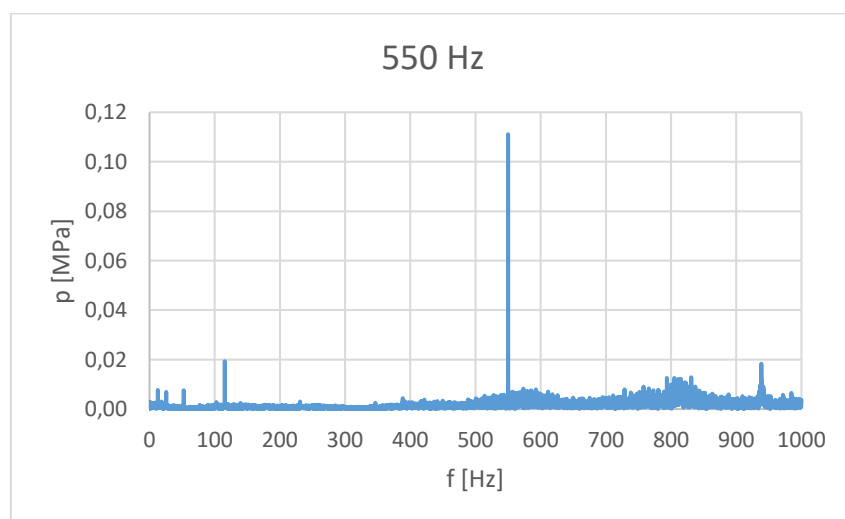
Rys. 28. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 530 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



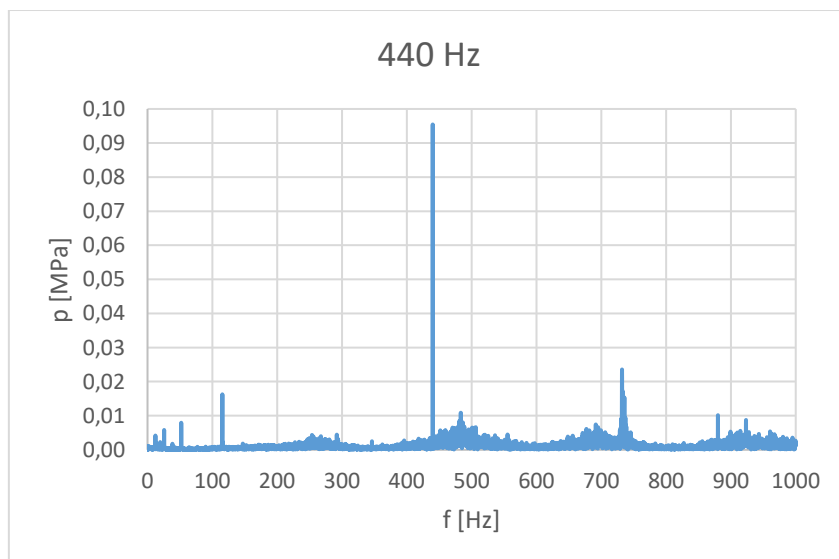
Rys. 29. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 600 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



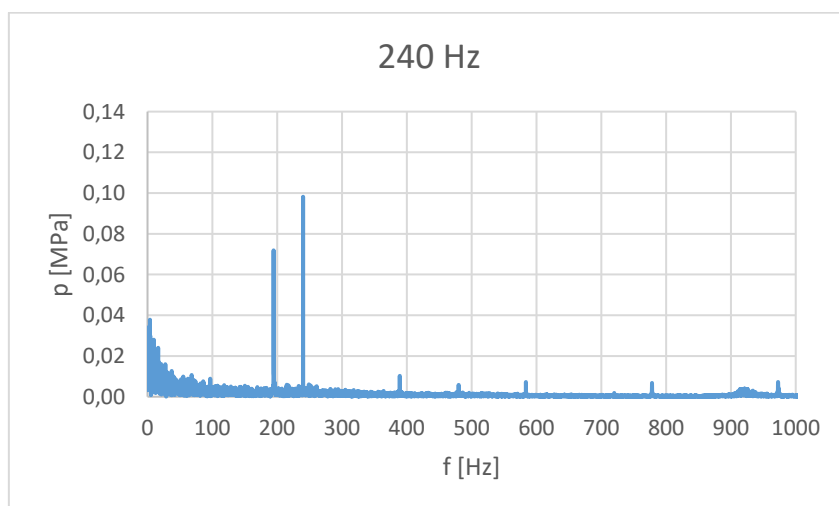
Rys. 30. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 560 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



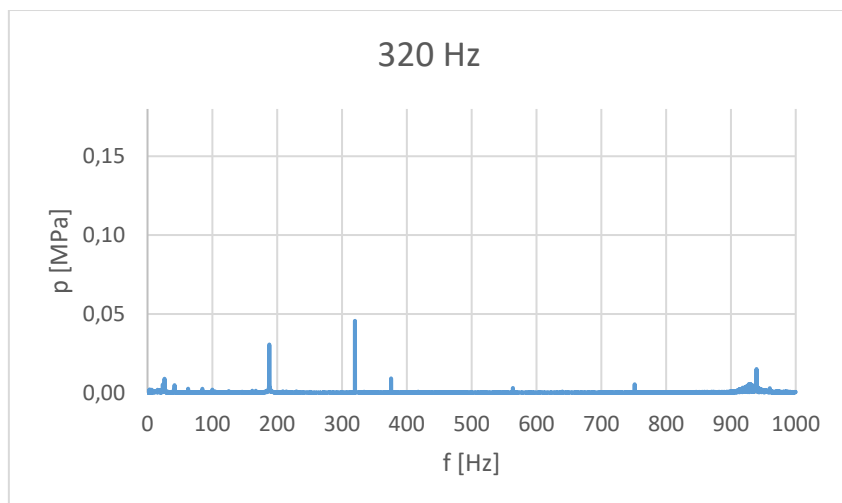
Rys. 31. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 550 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



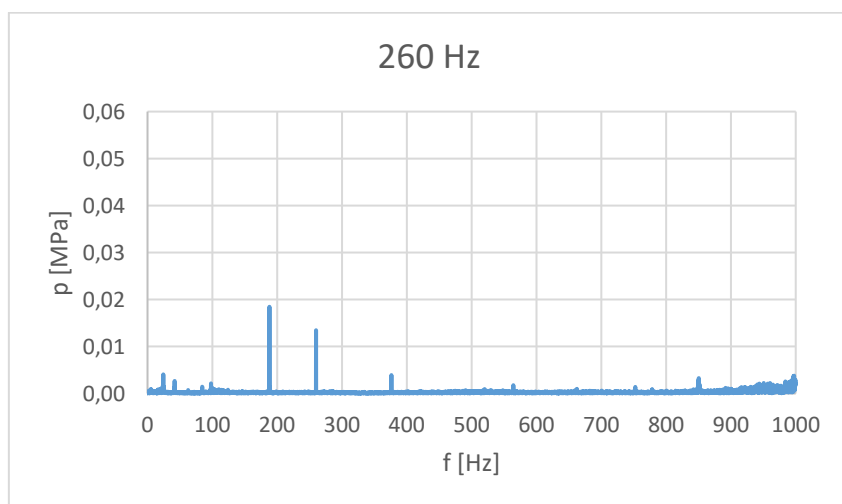
Rys. 32. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 440 [Hz] , sztywność sprężyny $3,44 \text{ [N/mm]}$.



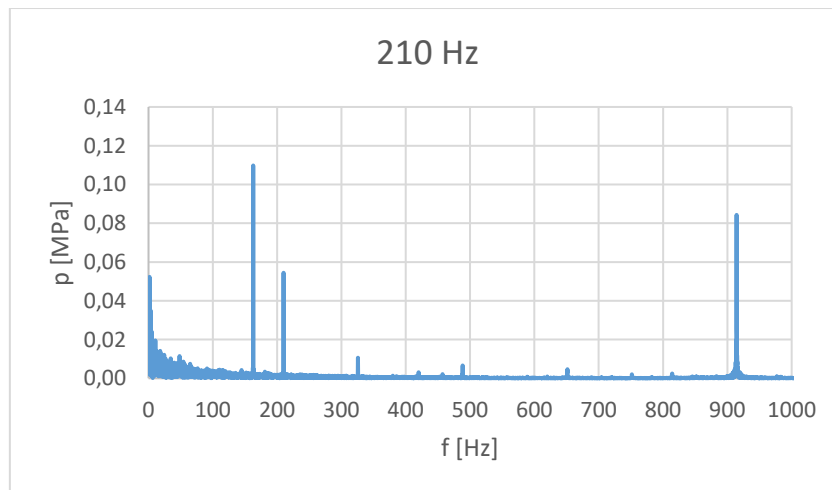
Rys. 33. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $1 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 240 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



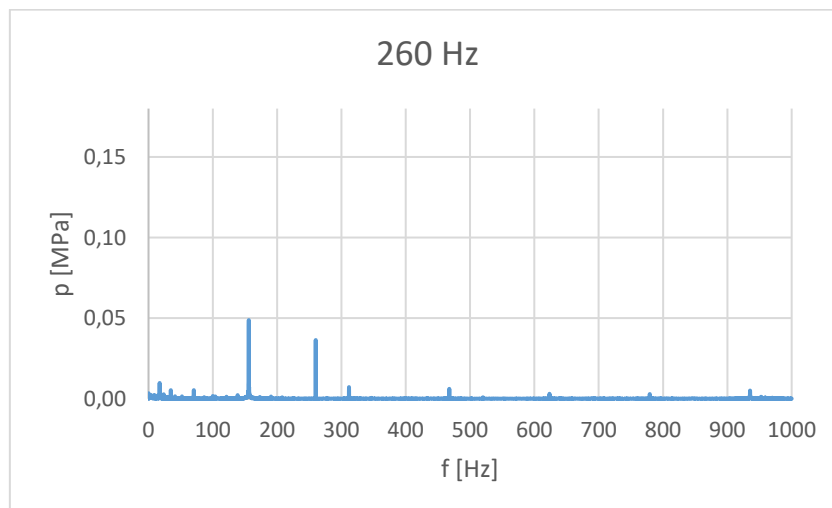
Rys. 34. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 320 [Hz], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



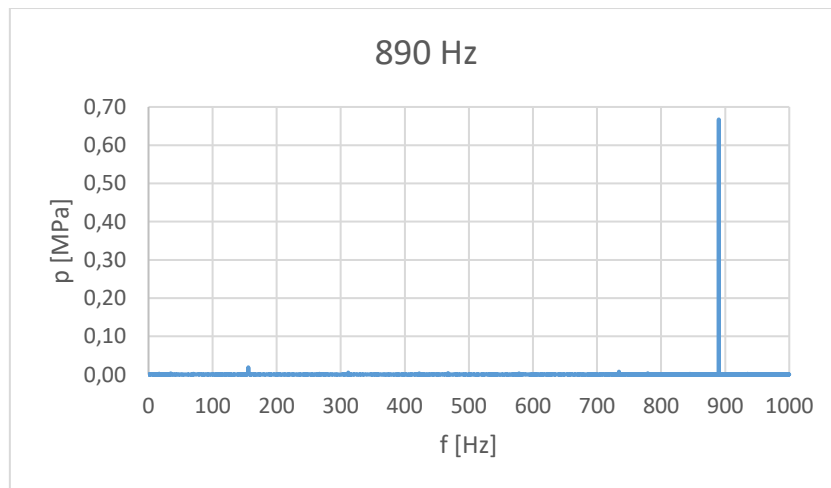
Rys. 35. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 260 [Hz], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



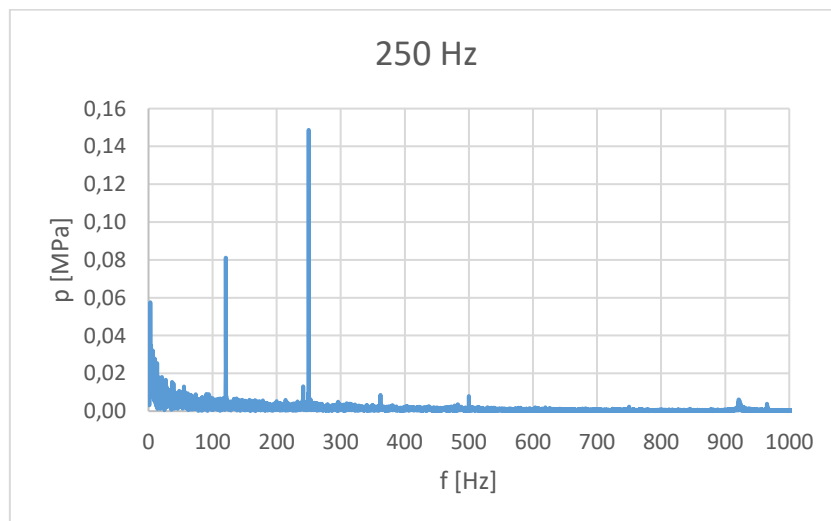
Rys. 36. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 210 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



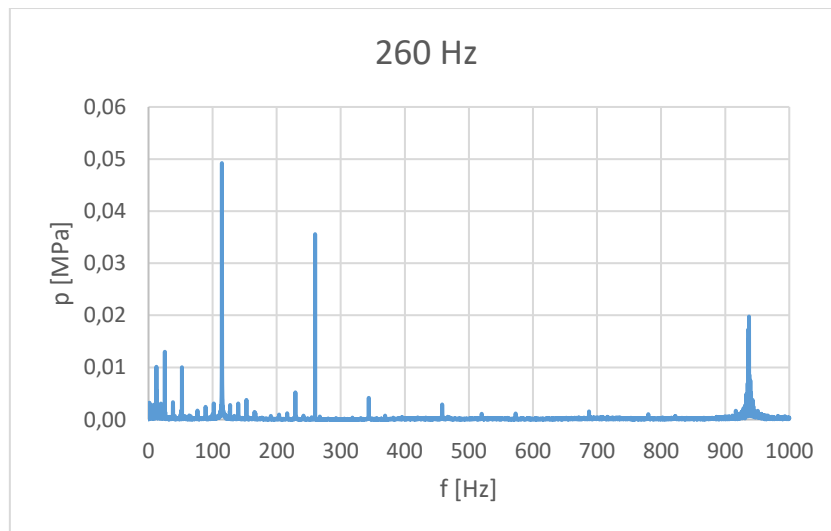
Rys. 37. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 260 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



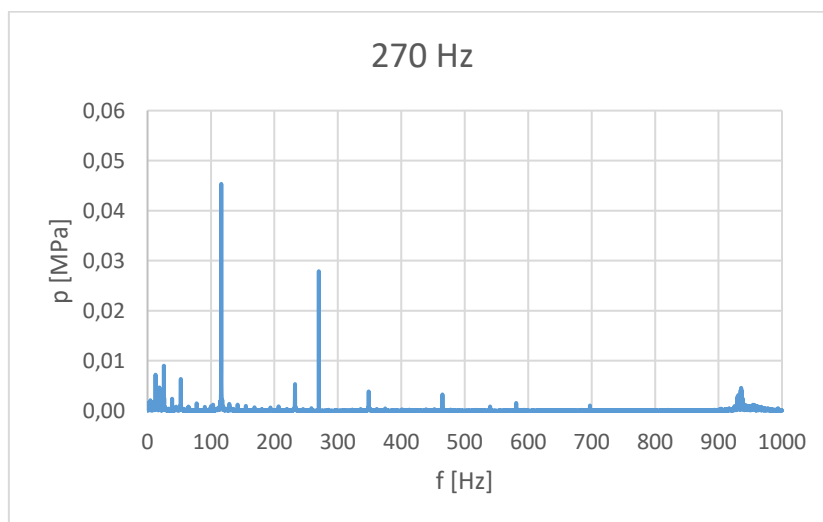
Rys. 38. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,8 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 890 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



Rys. 39. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 10 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 250 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



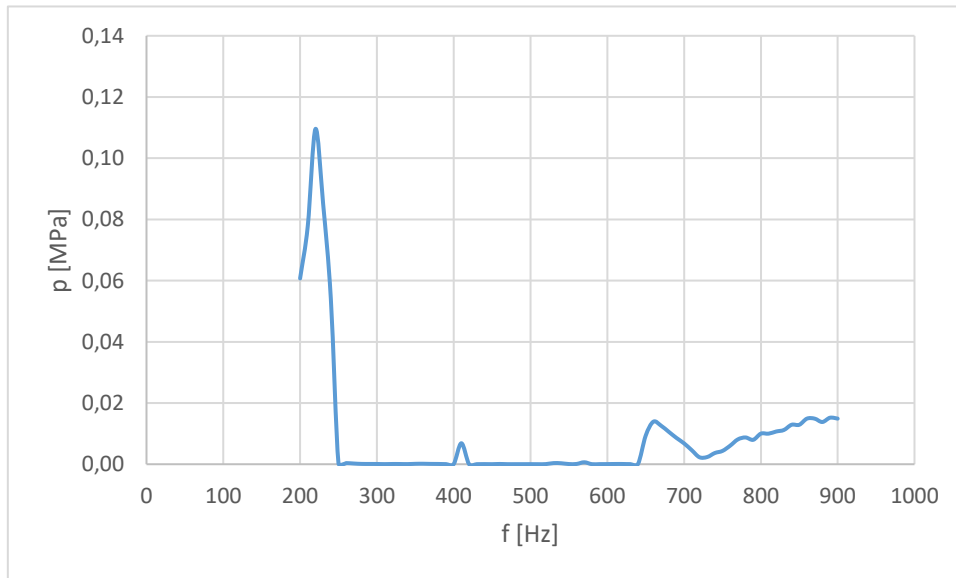
Rys. 40. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 8 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 260 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.



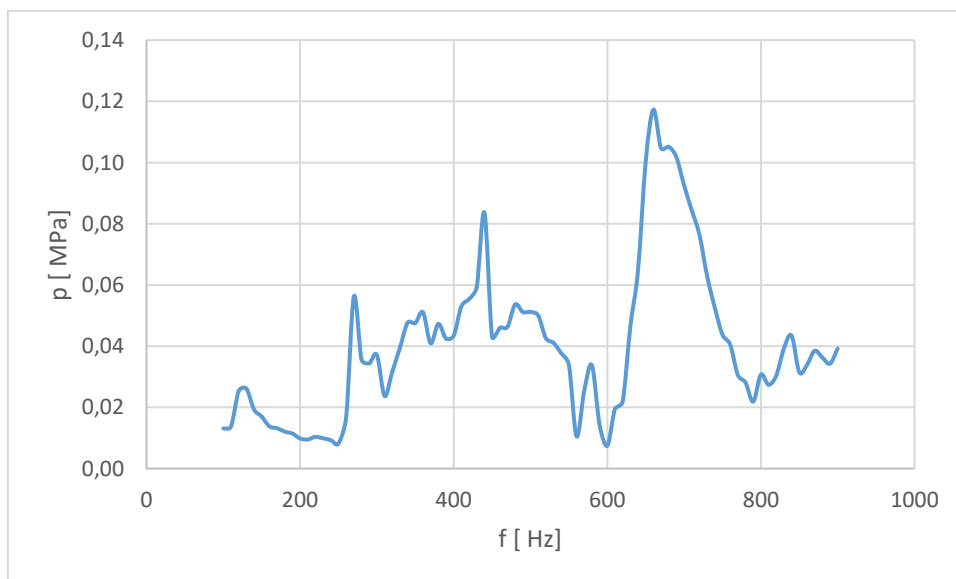
Rys. 41. Widmo amplitudowo częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy natężeniu przepływu $0,6 \text{ [dm}^3/\text{min}]$, przy ciśnieniu 5 [MPa] oraz wymuszeniu zewnętrznym dla częstotliwości 260 [Hz] , sztywność sprężyny $0,76 \text{ [N/mm]}$.

Przedstawione powyżej wykresy wskazują że działanie zewnętrznych drgań mechanicznych na element układu hydraulicznego powoduje powstanie dodatkowej pulsacji ciśnienia odpowiadającej częstotliwości występujących wymuszeń. Powyżej przedstawiono przykładowe wykresy wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na zawór mikrohydrauliczny. W dalszym etapie dla danej częstotliwości wymuszenia odczytywano wartości pojawiającej się amplitudy pulsacji ciśnienia oraz zapisano na zbiorczym wykresie w

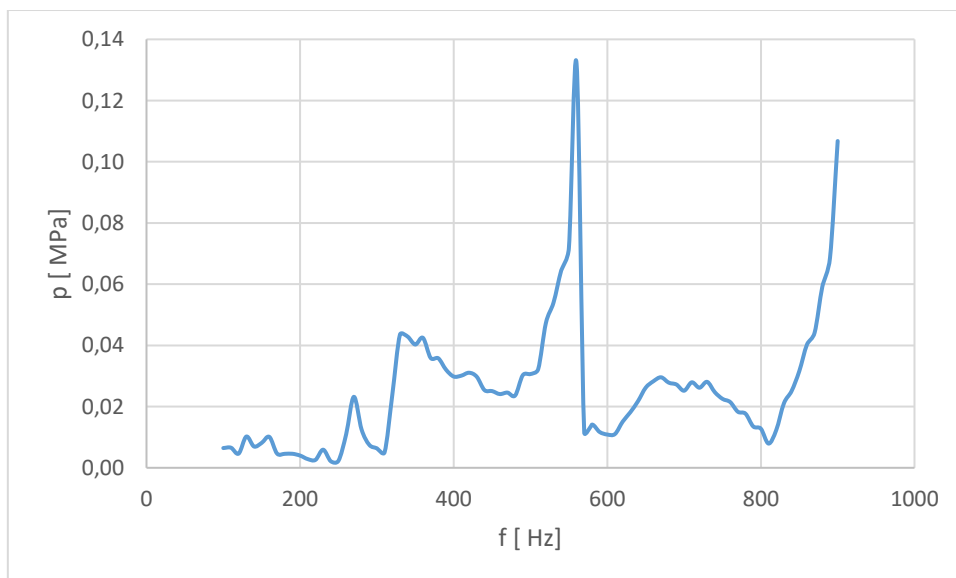
zależności od zastosowanej sztywności sprężyny oraz przepływu. Poniżej przedstawiono uzyskane dane.



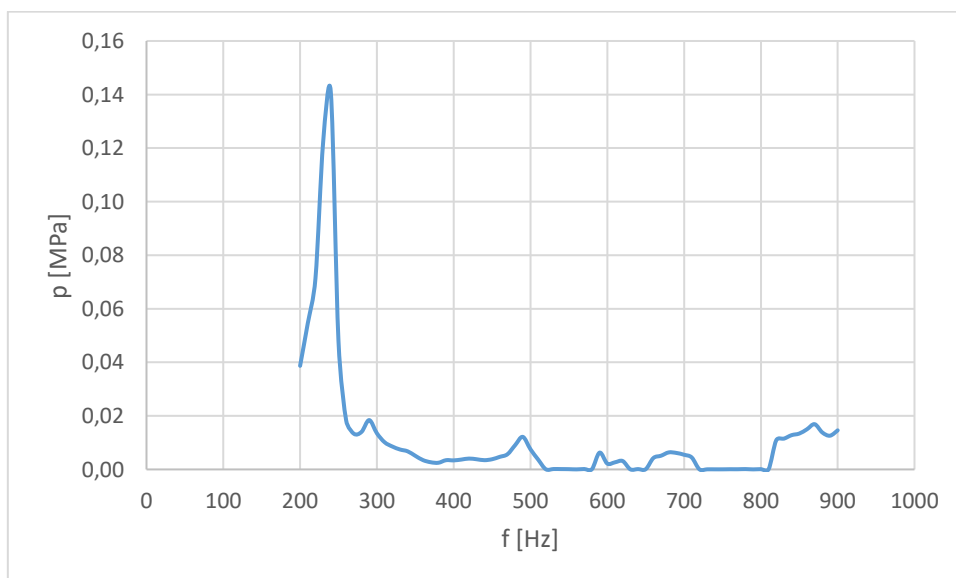
Rys.42. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



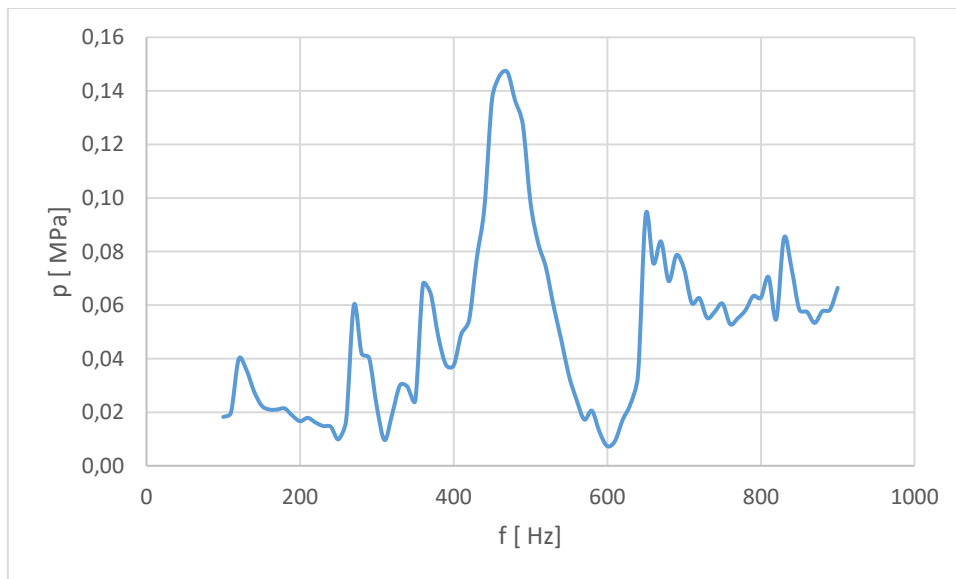
Rys. 43. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



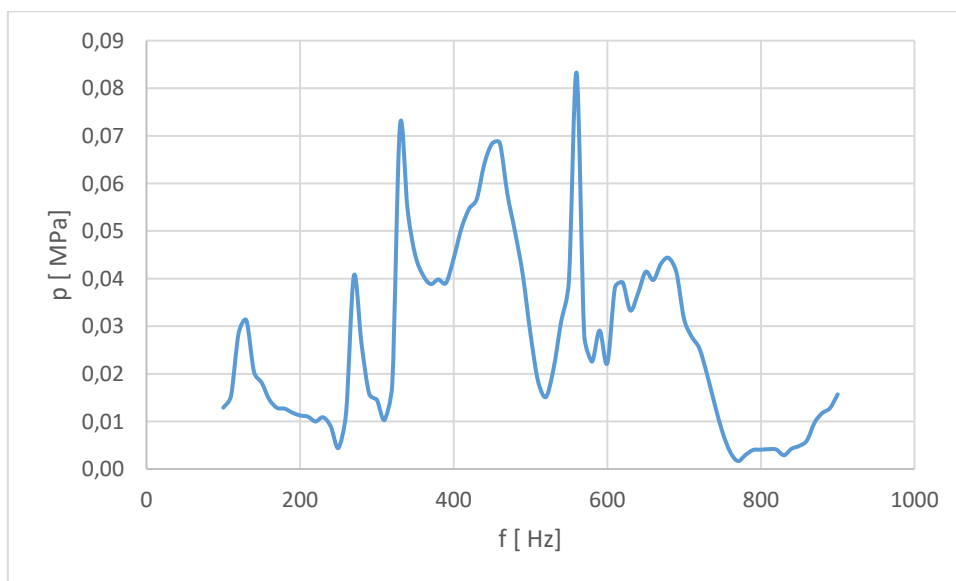
Rys. 44. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



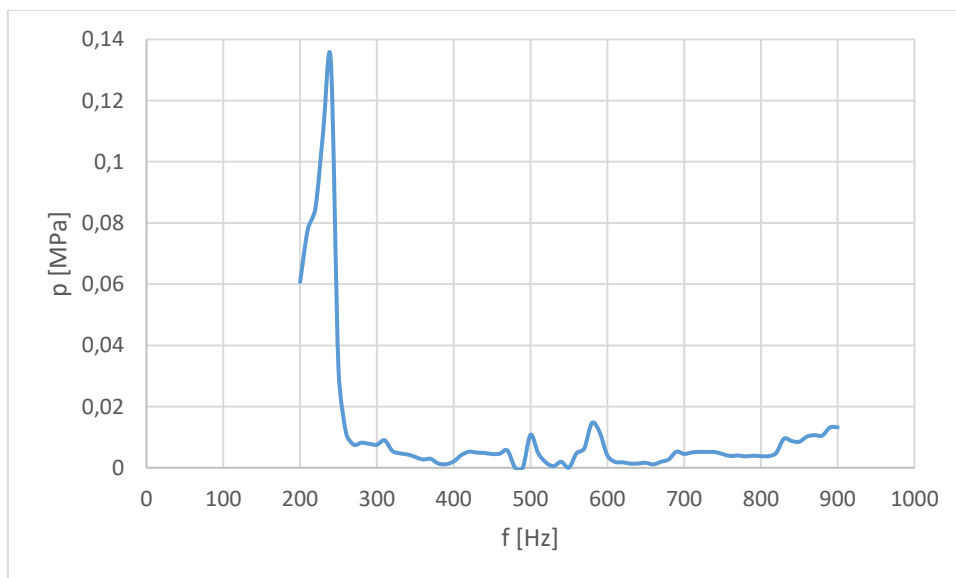
Rys. 45. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



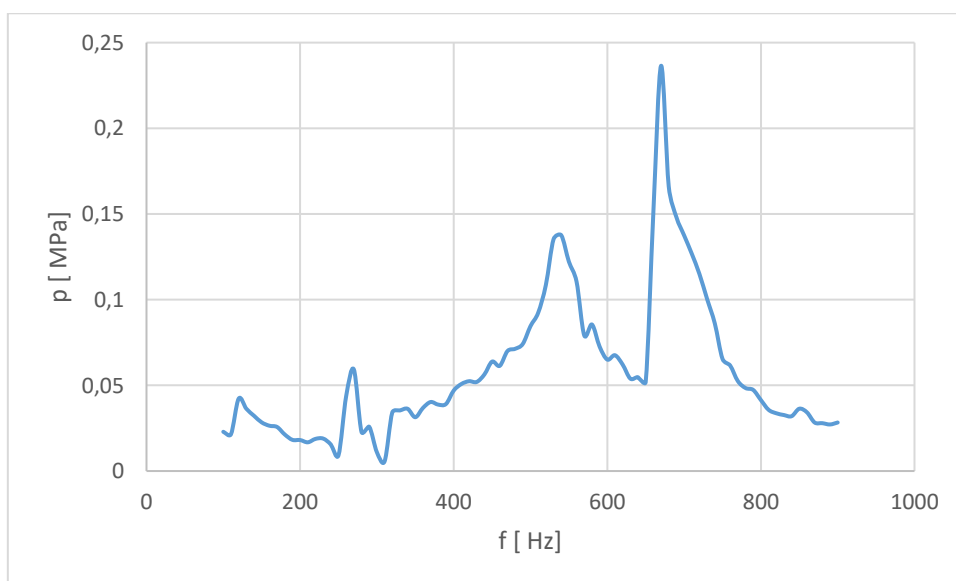
Rys. 46. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



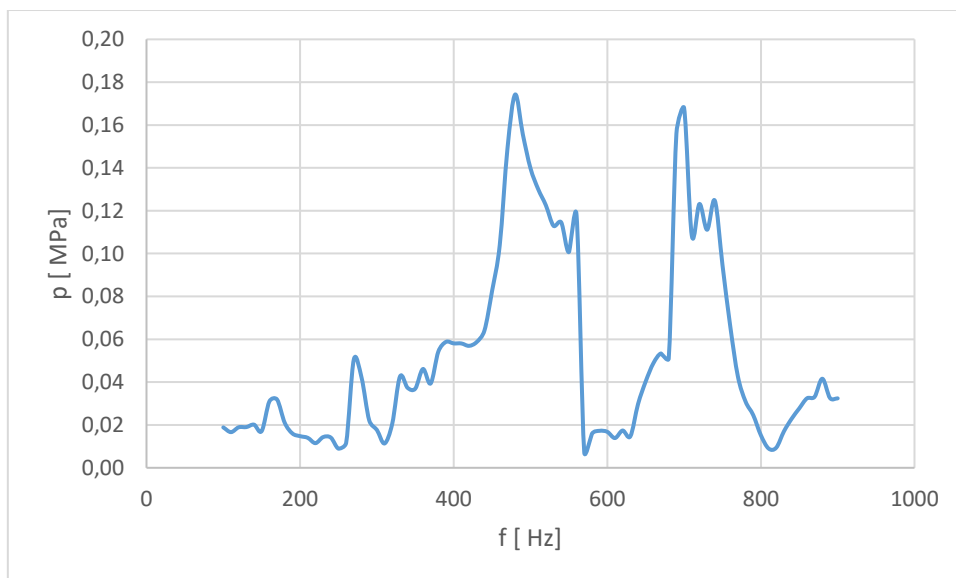
Rys. 47. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



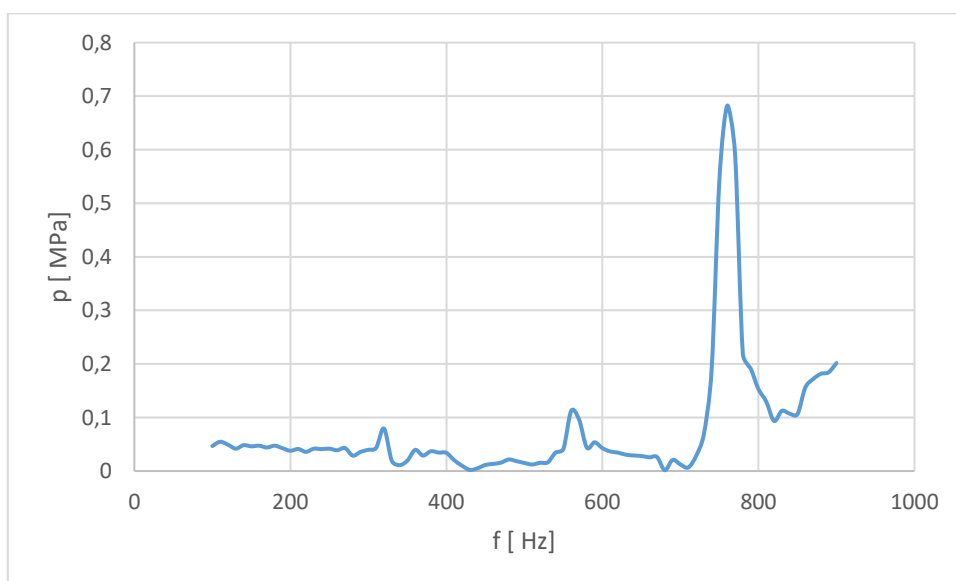
Rys. 48. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



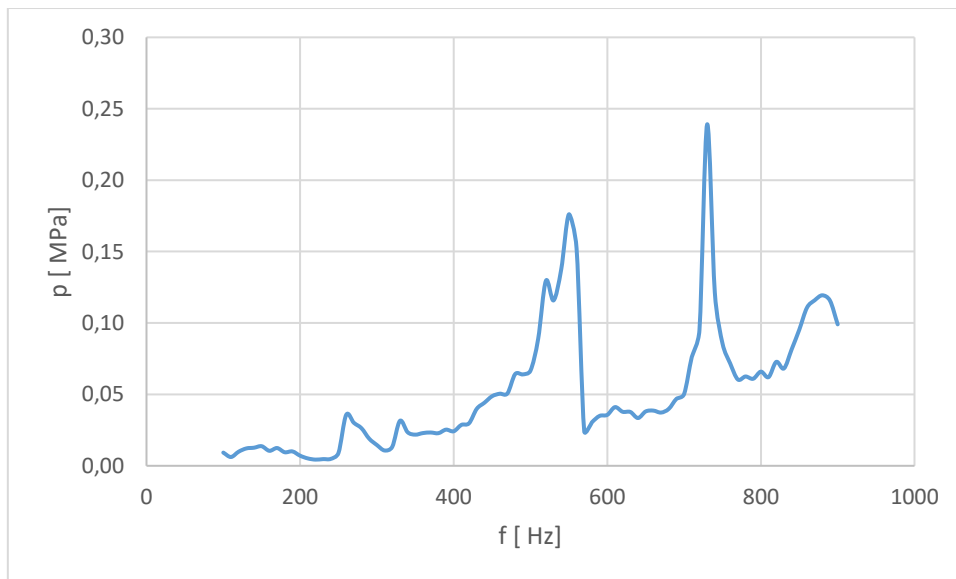
Rys. 49. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



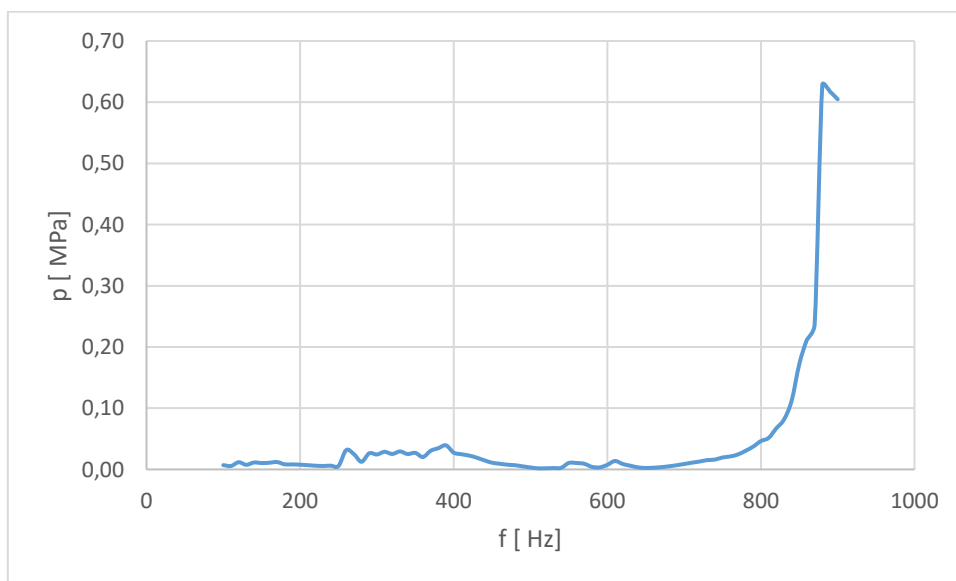
Rys. 50. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 7,49 [N/mm].



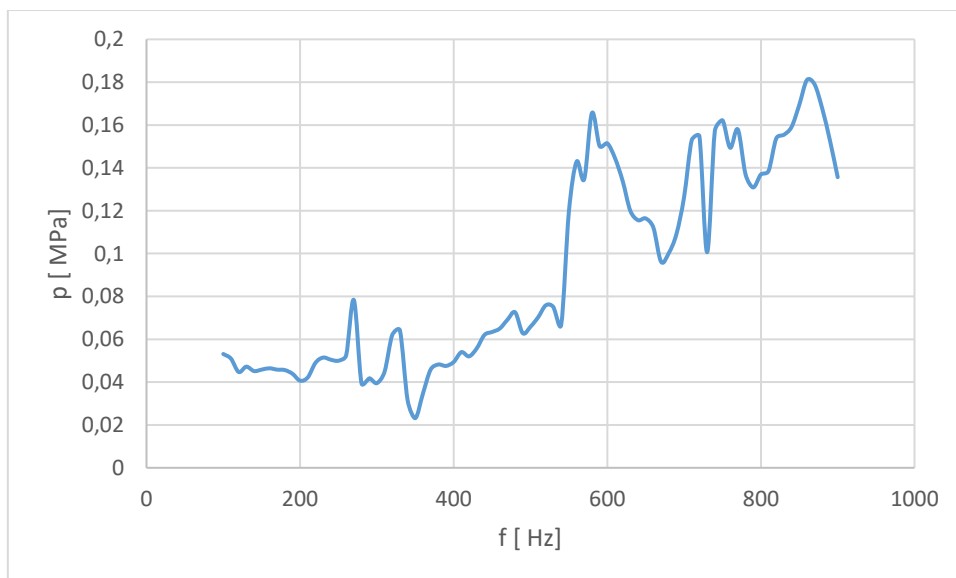
Rys. 51. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



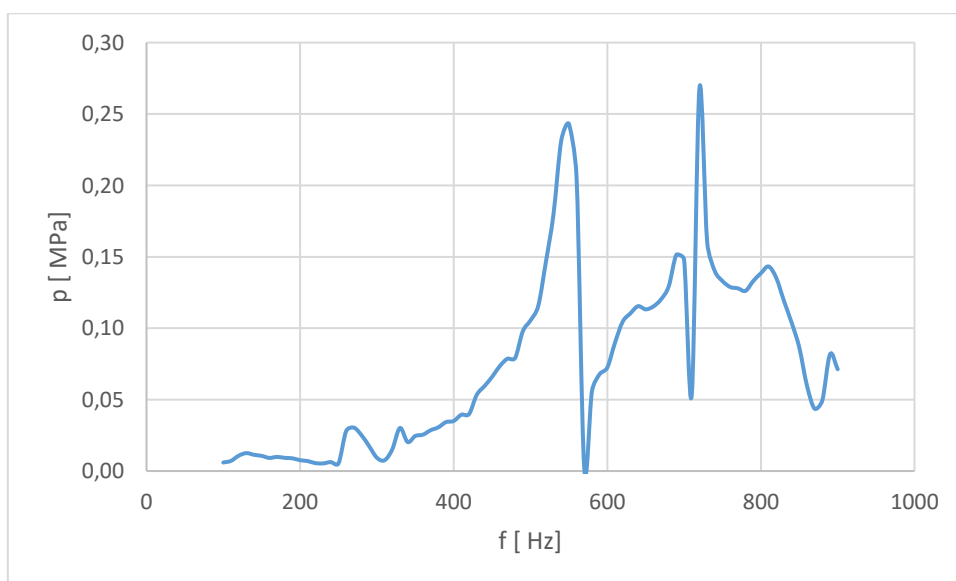
Rys. 52. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



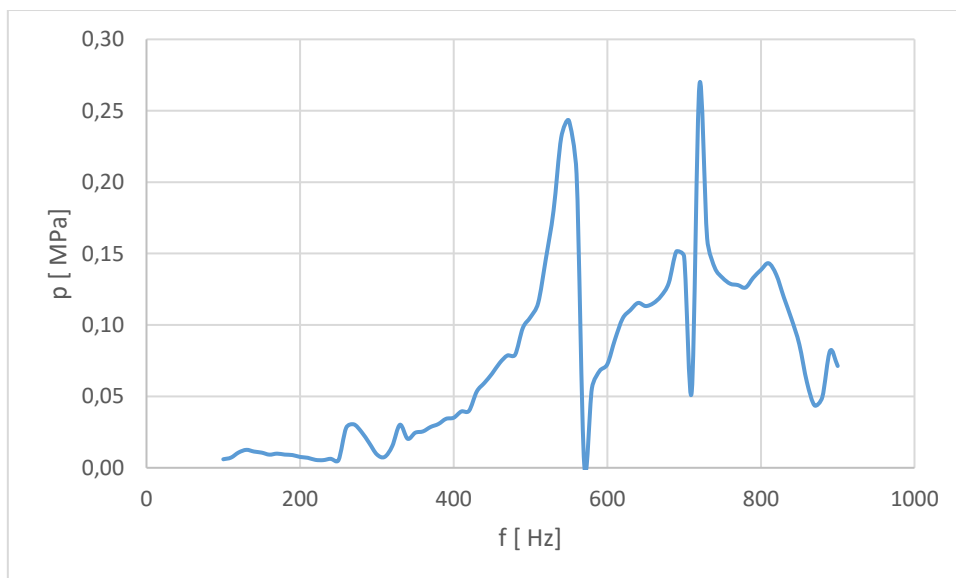
Rys. 53. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



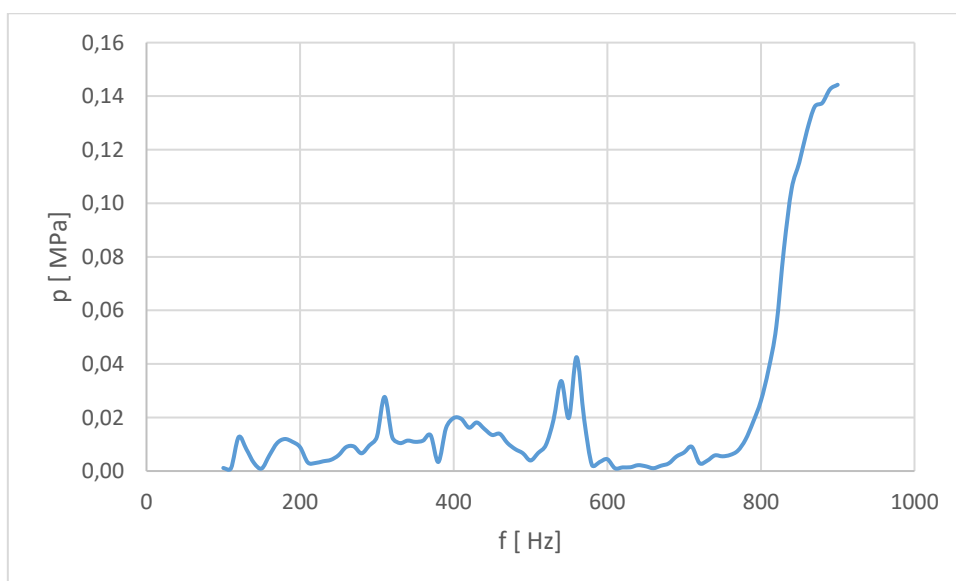
Rys. 54. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



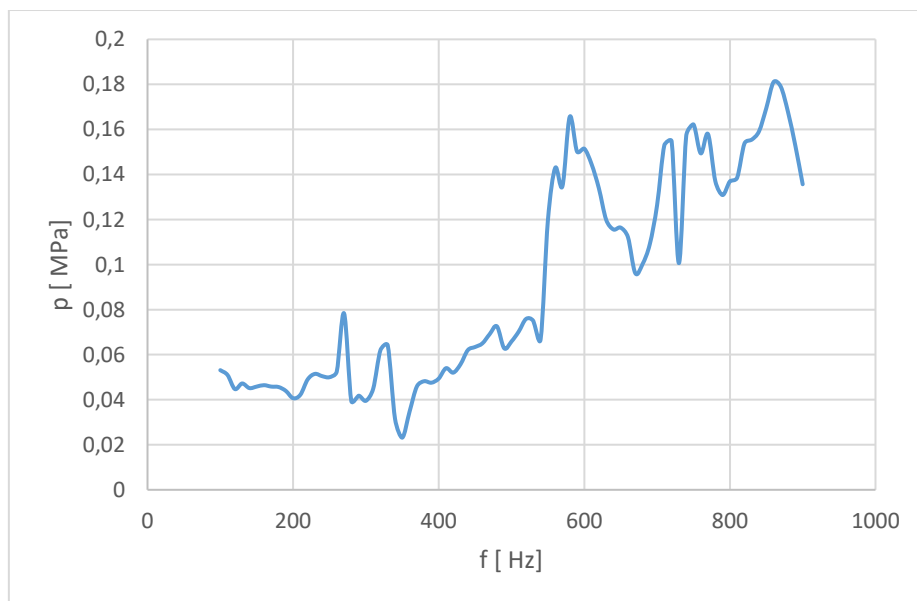
Rys. 55. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



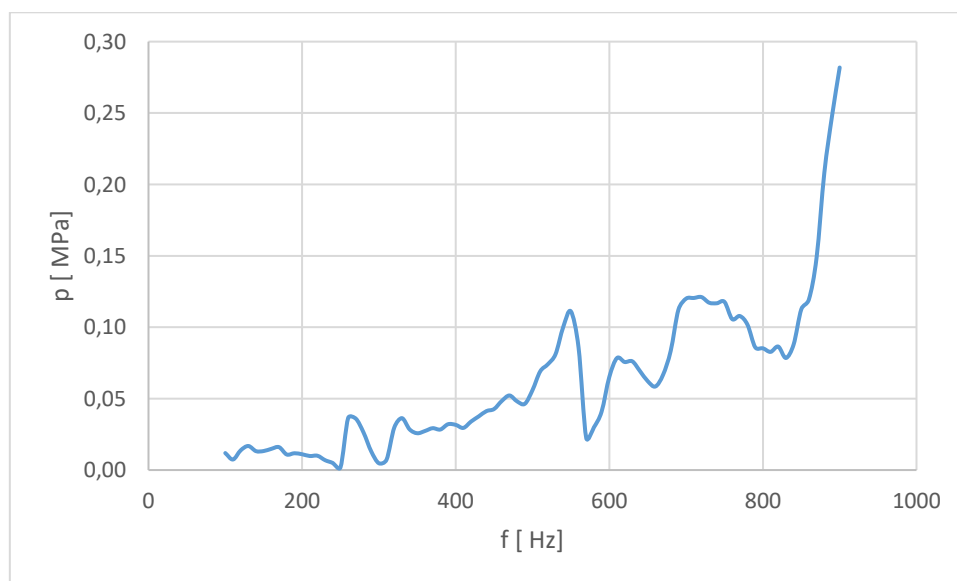
Rys. 56. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



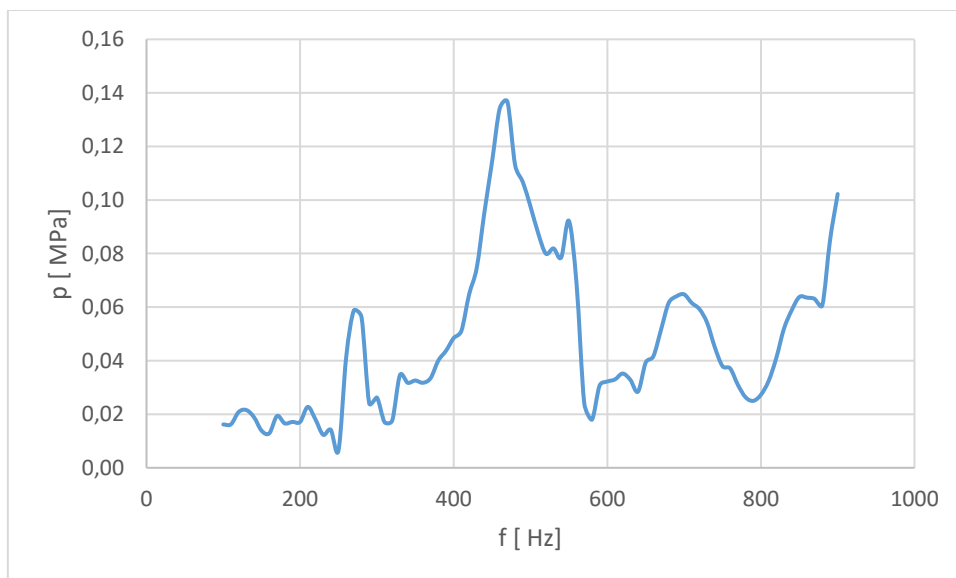
Rys. 57. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



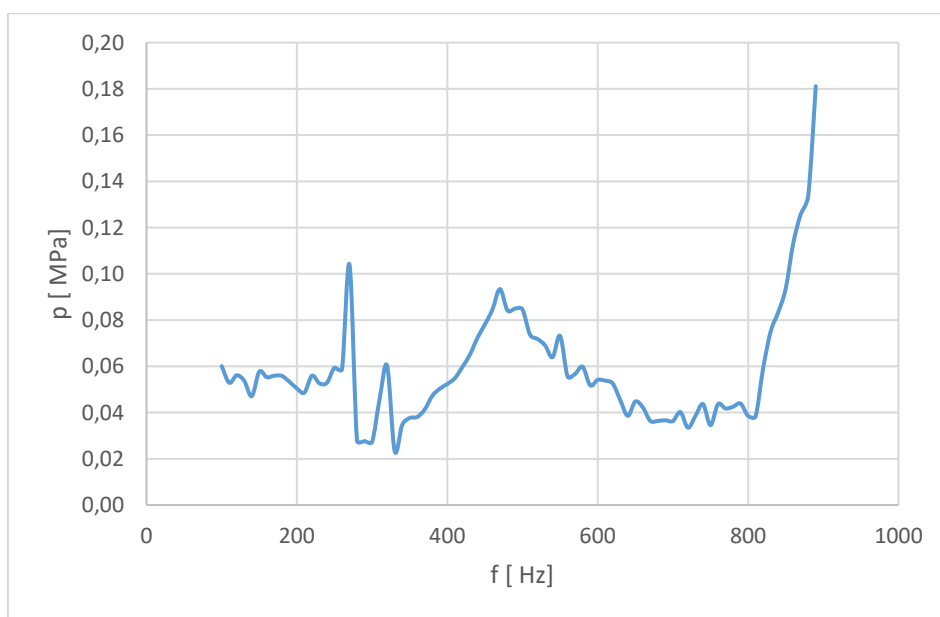
Rys. 58. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



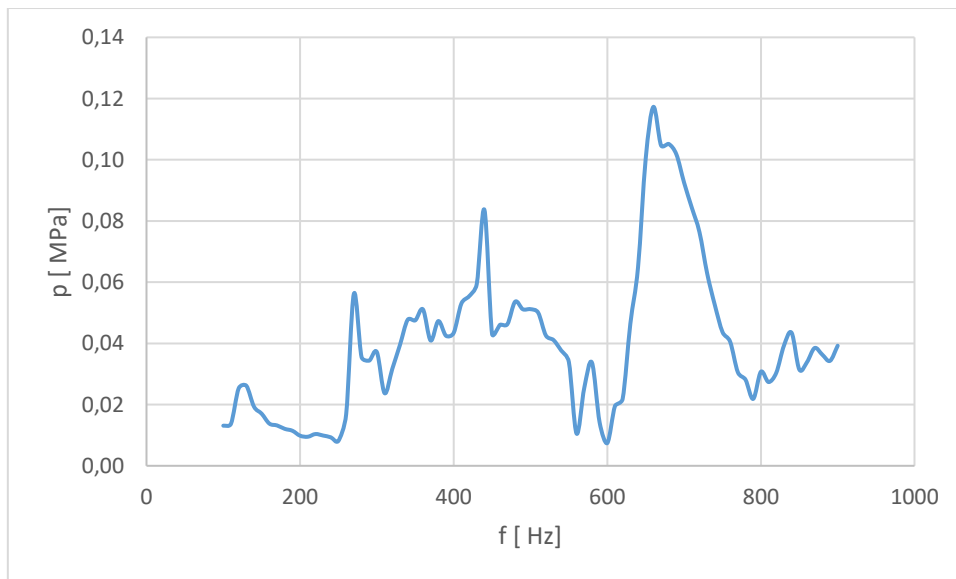
Rys. 59. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



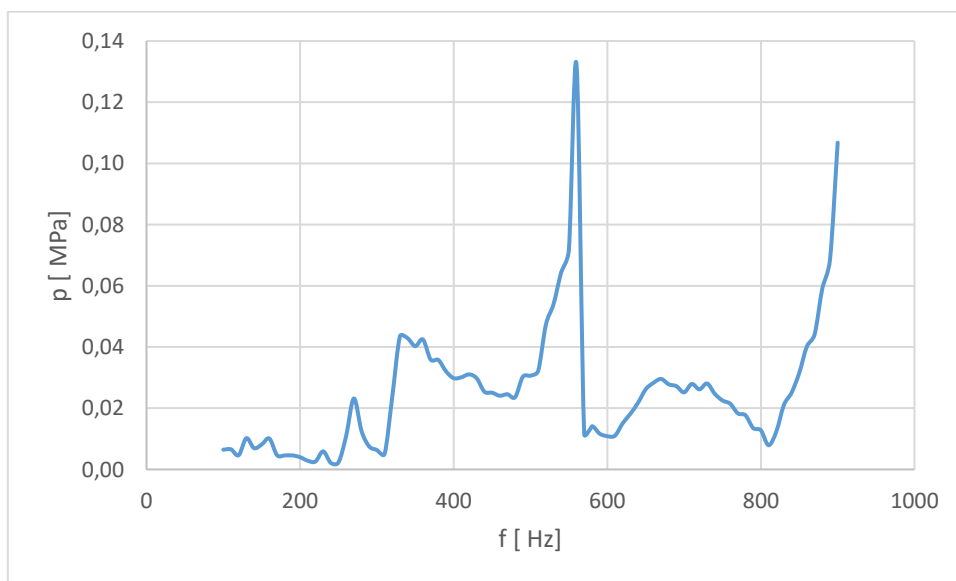
Rys. 60. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 3,44 [N/mm].



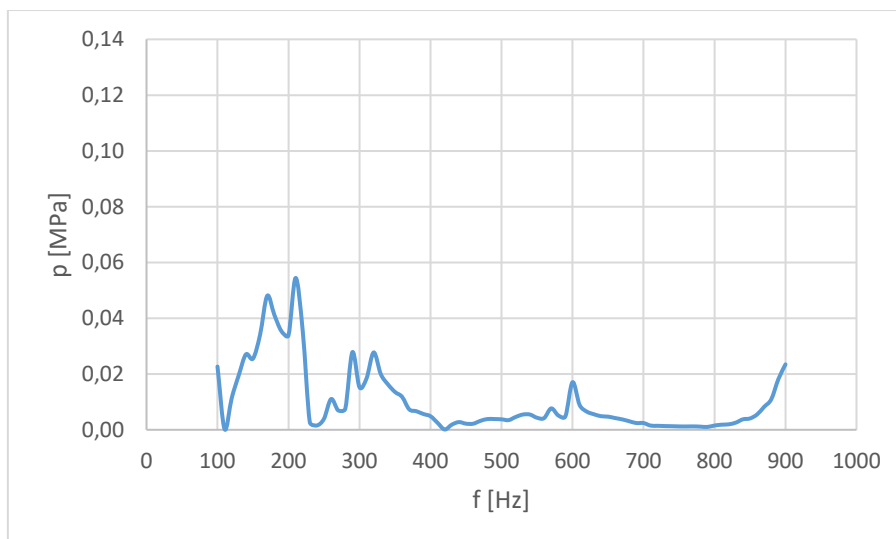
Rys. 61. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



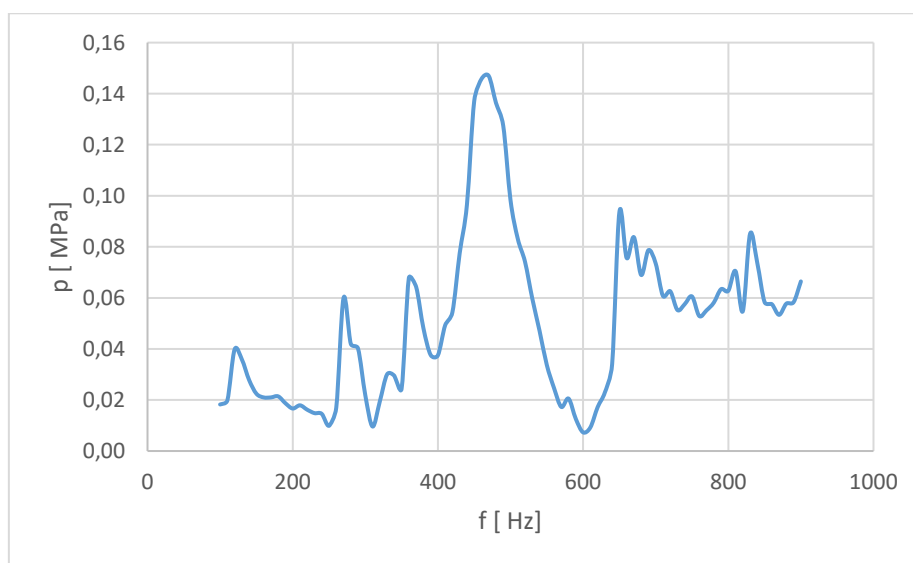
Rys. 62. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



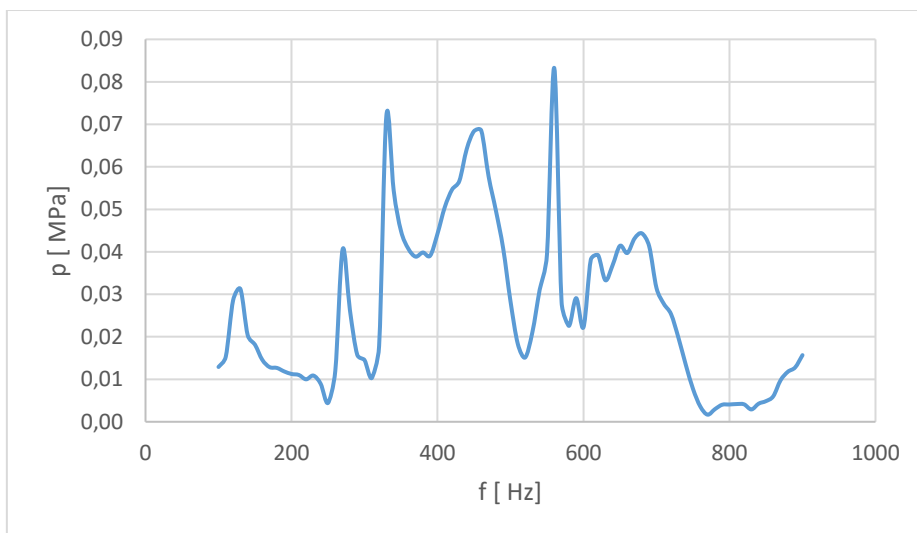
Rys. 63. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 1 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



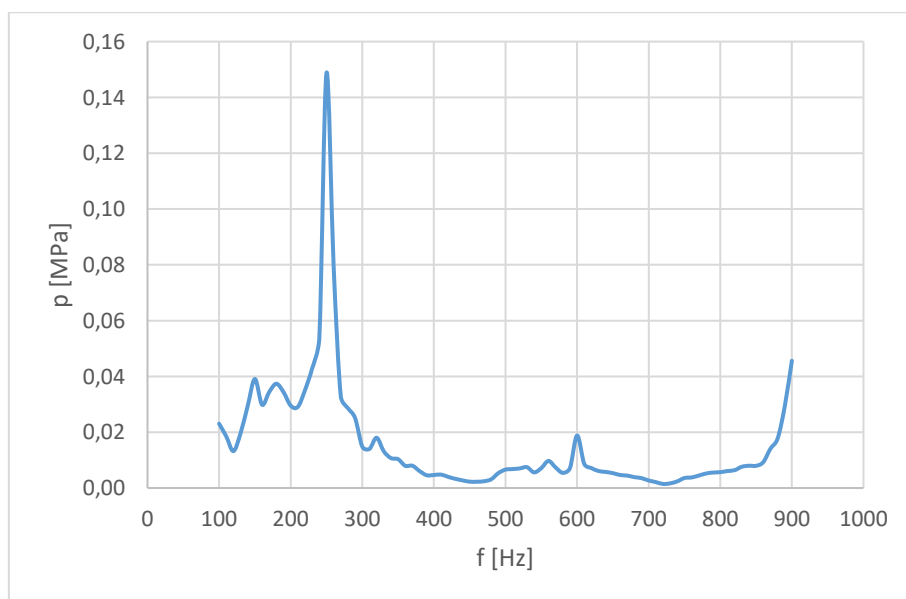
Rys. 64. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



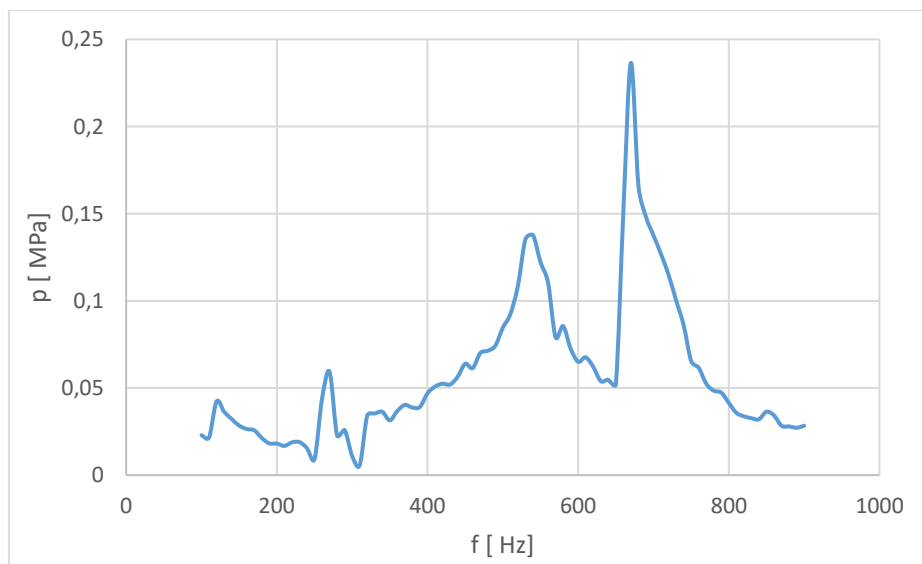
Rys. 65. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



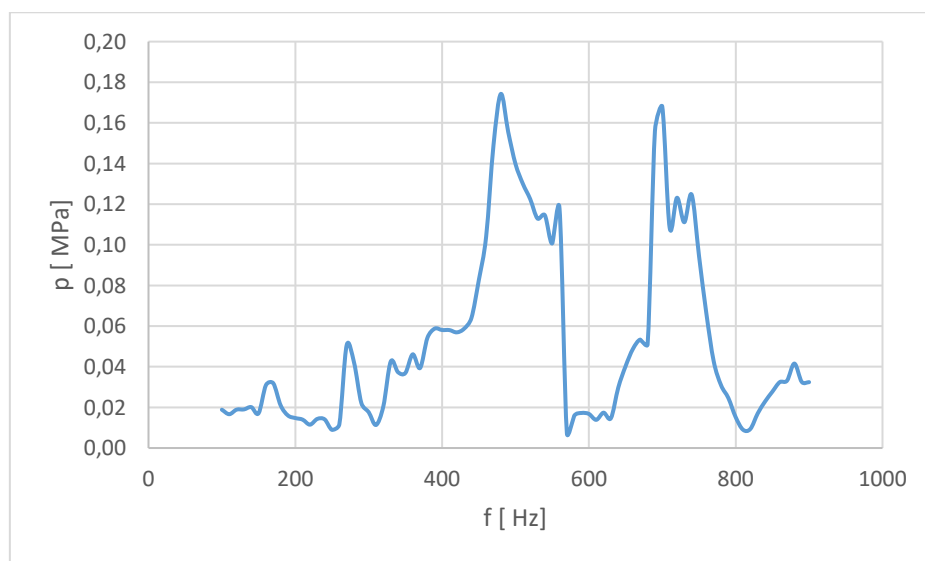
Rys. 66. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,8 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



Rys. 67. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 10 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



Rys. 68. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 8 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].



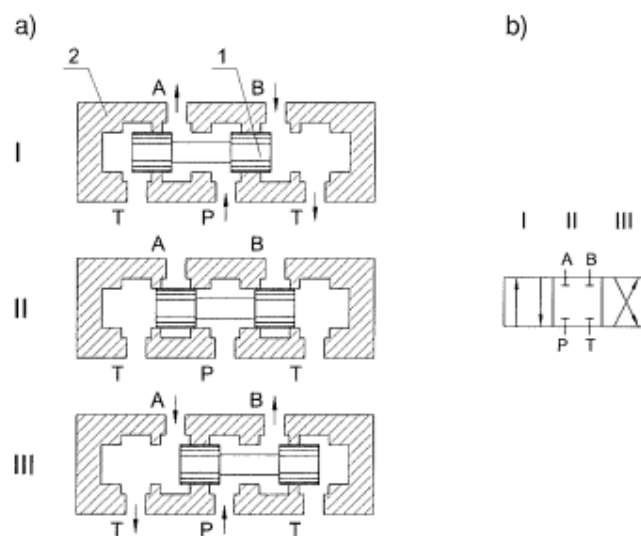
Rys. 69. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych powodujących pulsację ciśnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia przy natężeniu przepływu 0,6 [dm³/min], przy ciśnieniu średnim 5 [MPa], sztywność sprężyny 0,76 [N/mm].

Znaczna pulsacja ciśnienia występuje szczególnie gdy częstotliwość siły działającej na element jest w pobliżu częstotliwości rezonansowej elementu sterującego zaworu. Zatem dla poprawnego działania zaworów hydraulicznych ważne jest aby częstotliwość rezonansowa danego elementu sterującego zaworu np. suwaka, grzybka, kulki była poza zakresem działania

zewnętrznych drgań mechanicznych, w szczególności w stanie pracy quasi-ustalonej. Zdarza się, że wartość pulsacji ciśnienia odpowiadająca zewnętrznym wymuszeniom przewyższa wartość pulsacji ciśnienia powodowaną kinematyką pracy elementów wyporowych pompy, co pokazano na rysunkach 14 – 41.

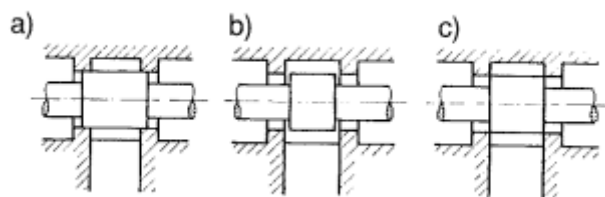
3.4 Pulsacja ciśnienia wywołana drganiami elementu sterującego rozdzielacza wzbudzonego wymuszeniami zewnętrznymi.

Elementy hydrauliczne układu napędowego narażone są na oddziaływanie drgań mechanicznych, generując wzbudzenie się elementu sterującego zaworu, powodując w dalszej kolejności powstawaniem pulsacji ciśnienia w układzie. Dotyczy to również rozdzielaczy hydraulicznych, dalsze rozważania zostaną na przykładzie rozdzielacza suwakowego. W napędach hydraulicznych jest jednym z najczęściej stosowanych zaworów sterujących kierunkiem przepływu. Poniżej na podstawie literatury[136] przedstawiono zasadę działania takiego rozdzielacza.



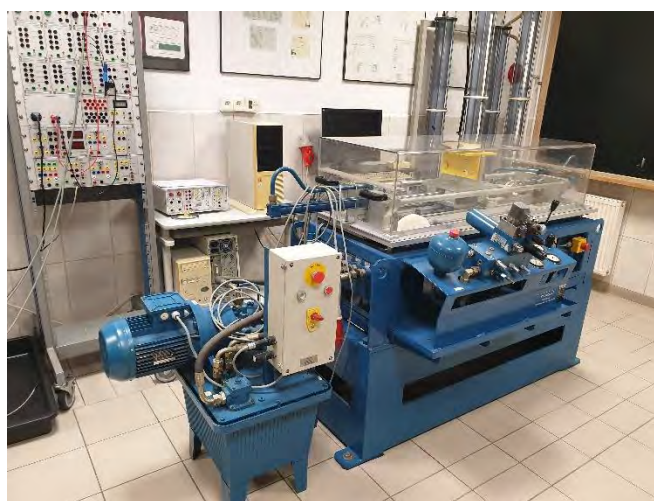
Rys. 70. Zasada działania rozdzielacza suwakowego czterodrogowego trójpołożeniowego [136]

Istotną własnością rozdzielacza suwakowego to przykrycie tłoczków kanałów w pozycji środkowej (neutralnej). Poniżej przedstawiono według literatury [136], przekrycia w środkowym położeniu suwaka.



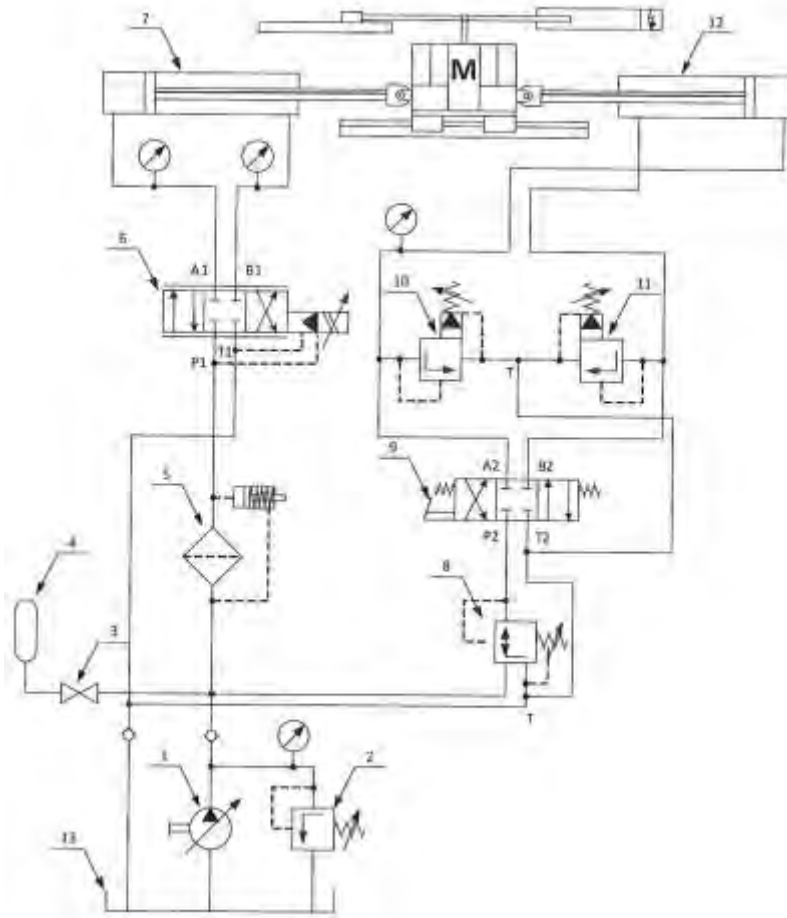
Rys. 71. Przykłady przekrycia w środkowym położeniu suwaka: a) dodatniego, b) ujemnego, c) zerowego [136]

Gdy szerokość tłoczka jest większa od szerokości kanału, wtedy mamy do czynienia z *przekryciem dodatnim*. Szerokość kanału różna szerokości tłoczka nazywana jest *przekryciem zerowym*, a gdy szerokość kanału jest większa od szerokości tłoczka to wtedy mamy *przekrycie ujemne*. Występująca pulsacja ciśnienia w wyniku oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na rozdzielacz przedstawiono w lit.[177] Na podstawie licznych badań eksperymentalnych. W tym celu wykorzystano symulator hydrauliczny przedstawiony poniżej [177].



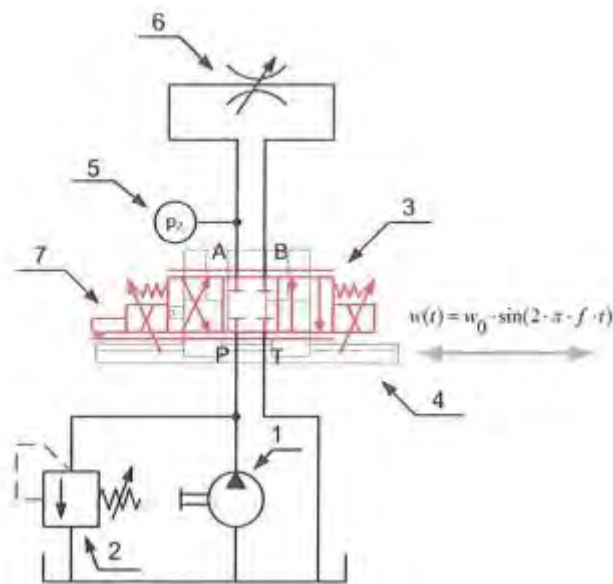
Rys. 72. Symulator hydrauliczny wykorzystany jako generator drgań mechanicznych [177].

Symulator hydrauliczny jest aparaturą pomiarową z napędem o ruchu posuwisto-zwrotnym. Przeznaczony jest do odwzorowania rzeczywistych warunków pracy maszyn z napędem hydraulicznym. Składa się z napędu hydraulicznego oraz układu sterującego wraz z programem sterującym. Elementy układu pomiarowego zostały przedstawione w lit. [176]. Poniżej przedstawiono schemat hydrauliczny symulatora.



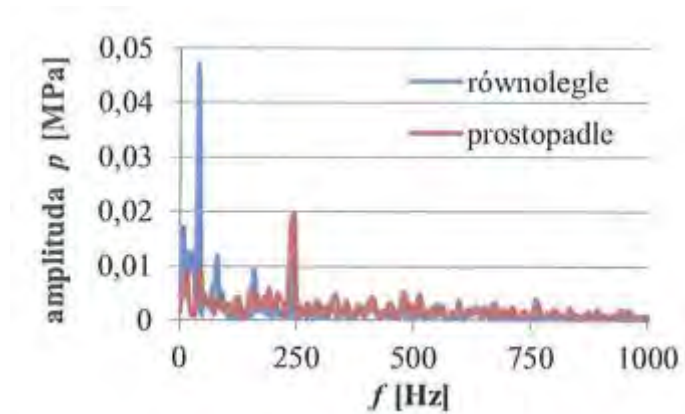
Rys.73. Schemat hydrauliczny układu napędowego symulatora liniowego: 1 – pompa zmiennej wydajności, 2 – zawór maksymalny, 3 – zawór odcinający, 4 – akumulator, 5 – filtr oleju, 6 – wzmacniacz elektrohydrauliczny, 7 – siłownik zadający, 8 – zawór redukcyjny, 9 – rozdzielacz 4/3, 10,11 – zawór przelewowy, 12 – siłownik obciążający, 13 – zbiornik oleju hydraulicznego [176].

Rożmieszczenie punktów pomiarowych przedstawiono w lit. [177].

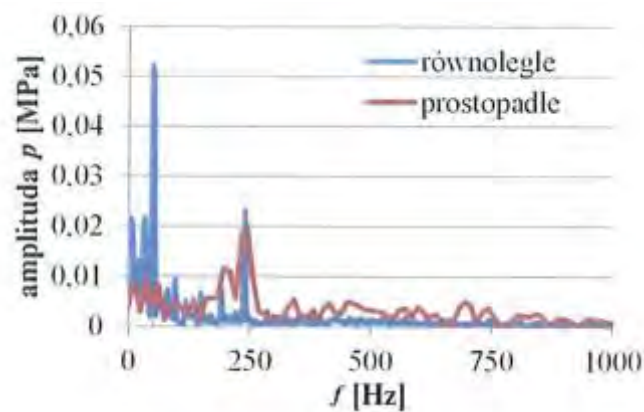


Rys. 74. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w układzie badawczym rozdzielacza hydraulicznego:
 1 – pompa zasilająca rozdzielacz, 2 – zawór przelewowy, 3 – badany rozdzielacz proporcjonalny 4WRE 6 E08-12/24Z4/M, 4 – stół symulatora, 5 – punkt pomiaru zmiany wartości ciśnienia czujnikiem piezoelektrycznym M101A04 firmy Piezotronics, 6 – nastawny zawór dławiący wykorzystywany do obciążenia układu badawczego, 7 – pomiar położenia suwaka rozdzielacza czujnikiem indukcyjnym [177].

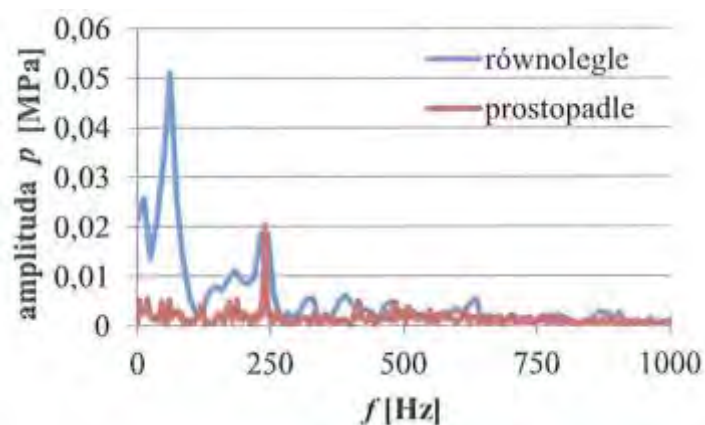
Na przedstawionym układzie pomiarowym zrealizowano dwie serie pomiarowe. Pierwsza dotyczyła takiego zamocowania rozdzielacza, aby kierunek zewnętrznych drgań był równoległy z kierunkiem ruchu suwaka w tulei, a w drugiej tak zamocowano rozdzielacz aby kierunek zewnętrznych drgań był prostopadły do ruchu suwaka w tulei. Wykorzystując proporcjonalne cewki elektromagnesów uzyskiwano wychylenie suwaka z położenia neutralnego o 2 mm. Natężenie przepływu w układzie badawczym to 6 [dm³/min], ciśnienie średnie 2 [MPa]. Wykonano pomiary dla trzech częstotliwości wymuszenia: 40, 50 i 60 [Hz]. Poniżej na podstawie lit. [177] przedstawiono wpływ zewnętrznych drgań mechanicznych na pulsację ciśnienia w układzie badawczym w postaci widm amplitudowo-częstotliwościowych.



Rys. 75. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie z drgającym rozdzielaczem hydraulicznym – częstotliwość wymuszenia 40 Hz [177].



Rys. 76. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie z drgającym rozdzielaczem hydraulicznym – częstotliwość wymuszenia 50 Hz [177]

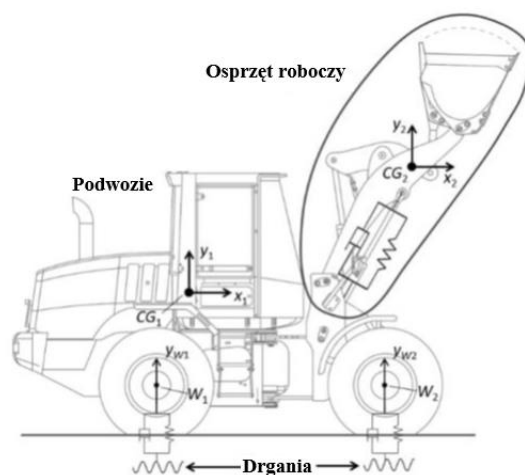


Rys. 77. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie z drgającym rozdzielaczem hydraulicznym – częstotliwość wymuszenia 60 Hz [177].

Przedstawione wyniki pomiarów wskazują, że działanie zewnętrznych drgań mechanicznych powoduje zmiany pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym. Składowe harmoniczne odpowiadają częstotliwościom zewnętrznych wymuszeń. Istotne jest aby kierunek działania sił zewnętrznych nie pokrywał się z kierunkiem pracy elementu sterującego, gdyż dodatkowo spowoduje to zwiększenie wartości pulsacji ciśnienia. Zdarza się, że wartość pulsacji ciśnienia odpowiadająca zewnętrznym wymuszeniom przewyższa wartość pulsacji ciśnienia powodowana kinematyka pracy pompy wporowej. Podczas projektowania oraz eksploatacji należy uwzględnić kierunek ruchu elementu sterującego oraz kierunek działania drgań [175], unikając równoległego występowania obu kierunków.

3.5 Pulsacje ciśnienia powstające podczas stanów przejściowych układów hydraulicznych.

Podczas pracy napędów i sterowań hydrostatycznych często występują stany przejściowe układu będące wynikiem dynamicznie zmieniających się obciążeń silnika lub siłownika hydraulicznego, zmiany kierunku ruchu albo prędkości przepływu czynnika roboczego. Wzmoczone występowanie stanów nieustalonych wynika ze znacznego rozwoju w dziedzinie sterowania hydraulicznego dążącego do podwyższenia sprawności poprzez stosowanie m.in. układów „load sensing” oraz technik proporcjonalnych [154, 203, 204, 207]. Układy napędowe często pracują w niestabilnych warunkach pracy, dotyczy to szczególnie hydraulicznych napędów pojazdów mobilnych. Takim urządzeniom podczas pracy z dużą intensywnością towarzyszą stany przejściowe zatrzymania i rozruchu. Podłoża o nierównej nawierzchni powodują działanie zewnętrznych sił mechanicznych na elementy konstrukcyjne oraz elementy hydrauliczne. Powodować to może wzbudzenie się ruchów oscylacyjnych o niskiej częstotliwości. Niesie to za sobą niekorzystne skutki prowadzące do zmniejszenia stabilności urządzenia, elementów roboczych, dyskomfortu operatora, zmniejszenia bezpieczeństwa pracy oraz skrócenia żywotności urządzenia [2]. Poniżej przedstawiono maszynę roboczą z odbiornikiem hydraulicznym narażonym na działanie zewnętrznych sił mechanicznych wynikających z przemieszczania się urządzenia.



Rys. 78. Maszyna robocza z odbiornikiem hydraulicznym narażonym na działanie zewnętrznych sił mechanicznych wynikających z przemieszczania się urządzenia. [2]

Przedstawiony odbiornik to siłownik hydrauliczny, który zależnie od konstrukcji wypełniony jest cieczą, powodując elastyczne podparcie [157]. Dzięki tej własności spełnia też warunki tłumienia oddziałujących wymuszeń zewnętrznych. Szczegółowo sposób tłumienia dla siłownika opisano w lit. [168, 173]. Dane literaturowe oraz doświadczenie inżynierskie wskazuje, że emitowany hałas podczas stanów przejściowych przekładni hydrostatycznej przewyższa stany ustalone [100]. Wiąże się to z nadwyżką mocy silnika, który napędza pompę w układzie hydraulicznym, Dzięki temu przy stosowaniu zaworów o krótkim czasie przesterowania do odbiornika trafia znaczna ilość cieczy powodując rozruch odbiornika. Nie tylko rozruch ale również hamowanie tłoka powoduje wystąpienie znacznych wartości ciśnień. Znane są w literaturze [48, 107, 149, 207] modele matematyczne które pozwalają na wykreślenie przebiegów podstawowych parametrów podczas rozruchu. Aby określić przebieg zmiany ciśnienia w układzie, należy znać wiele parametrów układu tj.: własności zaworu maksymalnego, gęstości cieczy roboczej, wartości ciśnienia pracy, wpływ pojemności przewodów i cieczy roboczej oraz wiele innych przedstawionych w literaturze [48, 89,98,99].

3.6 Uderzenie hydrauliczne spowodowane nagłym zatrzymaniem cieczy.

Przepływ cieczy znany jest ludzkości od wieków, ale stosunkowo niedawno określono istotę tego zjawiska oraz opisano dość dokładnie równaniami mechaniki płynów czyli: równaniem ciągłości ruchu i energii. Znaczna część przepływów nie jest jeszcze dość szczegółowo opisana, dotyczy to głównie przepływów pulsacyjnych, opóźnionych oraz wstecznych. Znaczny problem obejmuje dyssypację energii oporów hydraulicznych (wyjątkowo dla przepływów turbulentnych) [250]. Chwilowe zatrzymanie przepływającej

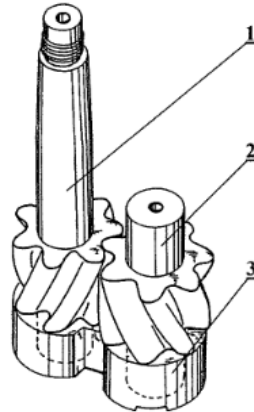
cieczy powoduje, że sumowanie energii kinematycznej cieczy oraz elementów kinematycznych generuje powstanie energii ciśnienia nazywanej uderzeniem hydraulicznym[257], którego skutkiem m.in. może być zerwanie przewodu [10,52]. Już ponad 2000 lat temu znane były skutki uderzenia hydraulicznego na rurociągi gliniane i ołowiane stosowane w rurociągach rzymskich. Analizy przebiegu przepływu i ciśnienia w przewodzie podczas uderzenia hydraulicznego można rozpatrywać jako element układu o parametrach rozłożonych[241]. Mogą też być rozpatrywane jako rozłożone wzdłuż osi z określoną prędkością propagacji w postaci fal biegnących i odbitych [255]. W pracach [188, 238-241,] zajęto się zjawiskiem uderzenia hydraulicznego, będącego następstwem gwałtownego zamknięcia zaworu (albo gdy zabraknie zasilania pomp). W czasie tego zjawiska energia kinematyczna płynącej strugi cyklicznie, aż do całkowitego wytlumienia pulsacji, zmienia się w energię ciśnienia [258]. Wytlumienie zachodzi głównie w wyniku oddziaływujących strat tarcia. Powyższe zjawisko jak dotąd badane było eksperymentalnie w przewodach konwencjonalnych [63, 77, 78, 87, 169, 242, 247, 250, 256]. Analiza prac dotyczących przepływów w przewodach o małych średnicach wewnętrznych wskazuje, że są rozbieżności co do przyjęcia średnicy wewnętrznej, dla której następuje przejście z przewodów konwencjonalnych do przewodów o małych średnicach wewnętrznych.

4. Redukcja pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych

4.1 Redukcja pulsacji ciśnienia wynikającej z kinematyki pracy pompy wyporowej

Za podstawowe źródła hałasu wśród elementów hydraulicznych uważa się pompy wyporowe. Za czynniki odpowiedzialne powodujące procesy oscylacyjne wyróżnia się: niewyważenie zespołów i części, zmiany obciążenia, zatrzymywanie cieczy w komorach roboczych, transportowanie cieczy z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej, oraz zmiany ciśnienia podczas powrotu pewnej ilości cieczy z obszaru tłocznego do obszaru ssawnego. Dotyczy to wszystkich generatorów ciśnienia, wśród których licznymi są pompy zębate. Jedną z głównych wad pomp zębatych jest ich wysoka hałaśliwość [211] . Wynika to głównie ze znacznej nierównomierności wydajności. Wpływa na to wiele czynników produkcyjnych i eksploatacyjnych, na przykład dokładność i gładkość wykonania powierzchni kół zębatych, jakość montażu itp. Dzisiejszy postęp w dziedzinie zmiany konstrukcji generatorów ciśnienia opiera się na obniżeniu pulsacji wydajności, poprzez korekcję zarysu uzębienia kół zębatych. Powoduje to obniżenie generowanego przez nie hałasu [85, 138]. W budowie pomp zębatych

przeważają zęby proste. W ostatniej dekadzie, konstruktorzy pomp podjęli działania zmierzające do wprowadzania konstrukcji o uzębieniu śrubowym. Wpływa to na obniżenie emitowanego hałasu do otoczenia. Poniżej przedstawiono zespół pompujący z zębami skośnymi.

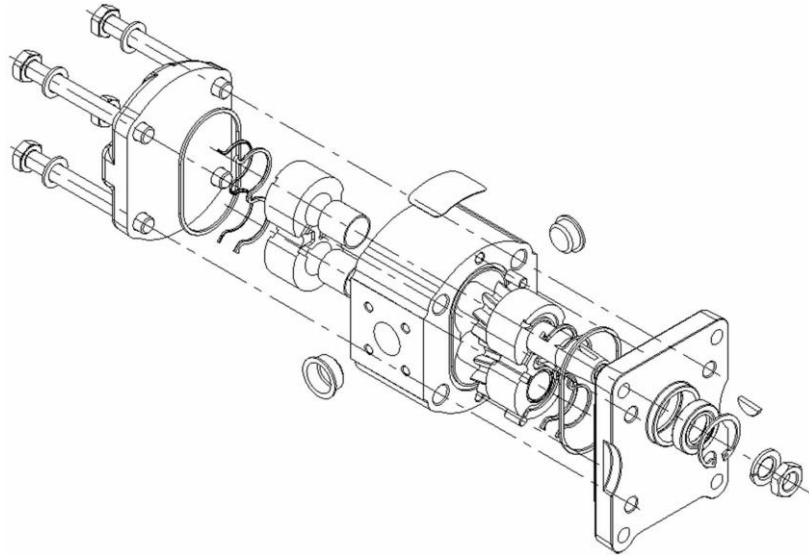


Rys. 79. Pompa zębata o zazębieniu śrubowym firmy Settima z 2001 r. [140]

Podobne rozwiązania dotyczące wprowadzenia zębów skośnych można zauważyć w prototypowych pompach krajowych. Poniżej przedstawiono widok skośnych kół zębatych oraz widok ogólny pompy.

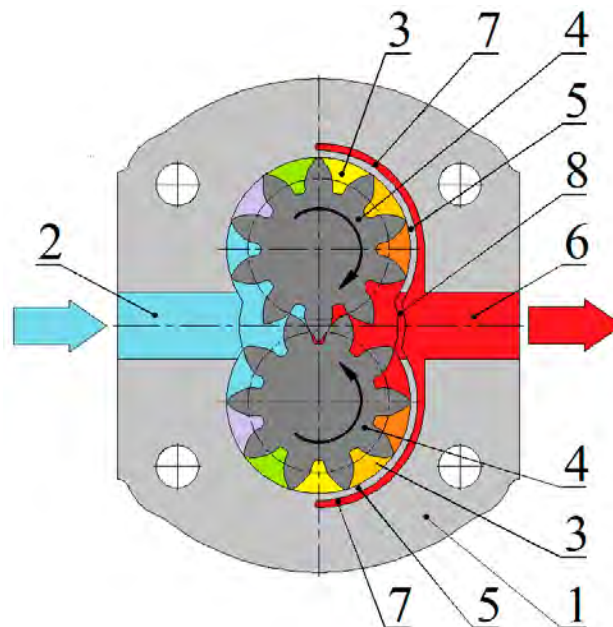


Rys. 80 widok kół zębatych skośnych [125]



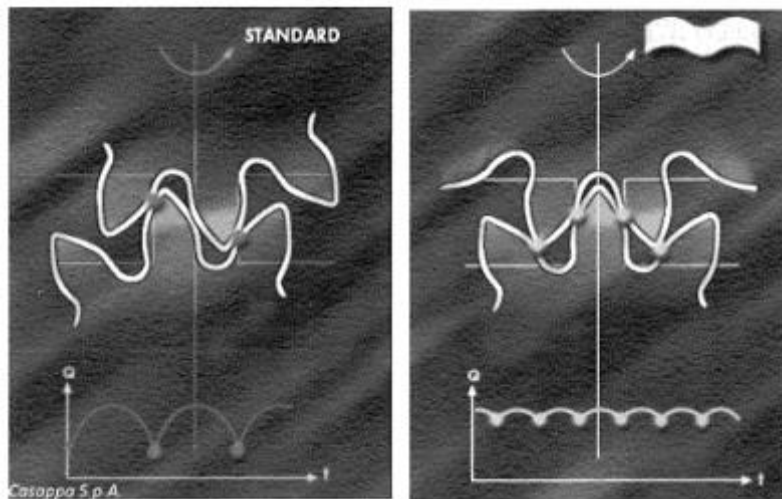
Rys. 81 Widok ogólny pompy [17]

Równolegle prowadzone są prace w celu minimalizacji masy pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym oraz podnoszeniu generowanych ciśnień powodując również podniesienie gęstości mocy [174]. Aby zrealizować te działania praca konstruktorów skierowana jest na zwiększeniu szczelności pomp poprzez poprawienie opracowanych kompensacji promieniowych [147, 267, 268, 269]. Poniżej przedstawiono przykładowe opatentowane rozwiązanie [267].



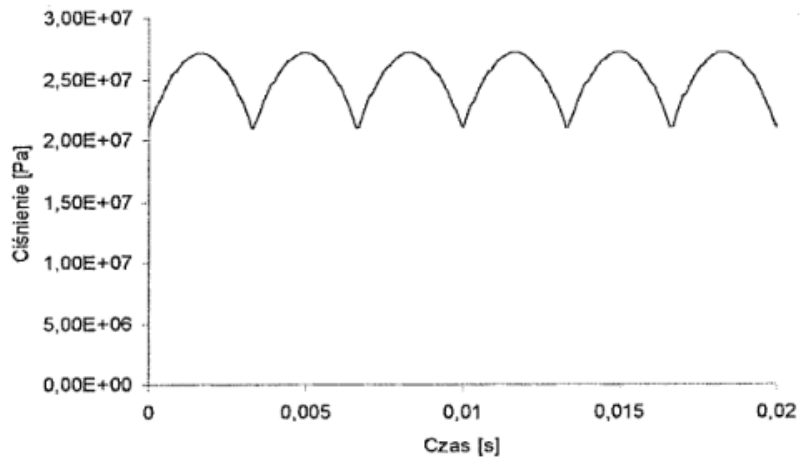
Rys. 82. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym: 1 – korpus, 2 – otwór ssawny, 3 – komora robocza, 4 – koło zębate, 5 – przegroda kompensująca, 6 – otwór tłoczny, 7 – kanał kompensujący, 8 – kanał.

Dopasowanie kół zębatach w pompach powoduje znaczne obniżenie pulsacji ciśnienia powodowana kinematyka pracy pompy. Optymalizacja kształtu zębów powoduje znaczne polepszenie warunków zazębienia, przyczyniając się do obniżenia generowanego przez nie hałasu. Przykładowym sposobem jest zmiana geometrii zazębienia szerzej opisana w literaturze [17, 85, 88, 138, 140, 144] lub zbliżenie współpracujących kół zębatach do siebie, co powoduje obniżenie pulsacji ciśnienia nawet do 75% z jednoczesnym obniżeniem hałasu o 5 dB(A). Przetawiony przykład zmniejszenia hałaśliwości pompy przedstawiono w lit. [118]



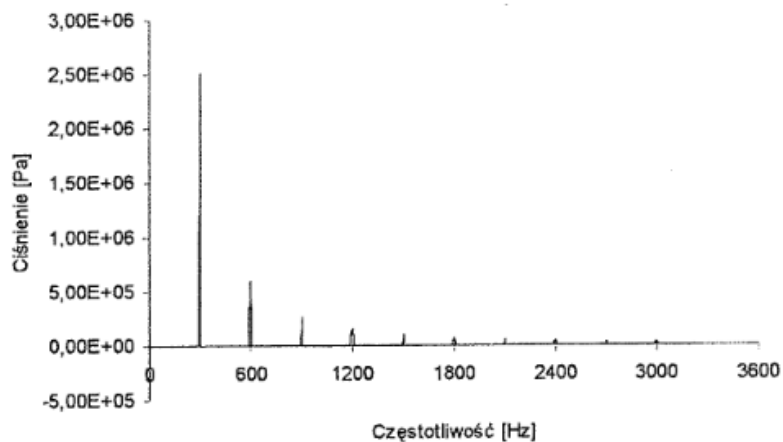
Rys. 83. Zmiana odległości współpracujących kół zębatach pompy hydraulicznej eliminująca pulsacje ciśnienia tłoczony ciecży firmy Casappa S.p.A. (z lewej wersja STANDARD, z prawej wersja WHISPER) [118]

Współczynnik nierównomierności wydajności charakteryzuje hałaśliwość pompy. Niższy współczynnik wskazuje, że pompa generować powinna niższy poziom hałasu. Najprostszym sposobem jest zastąpienie pompy, innym generatorem strumienia o niższym współczynniku nierównomierności wydajności. Warto jednak mieć na uwadze, że nie zawsze jest to możliwe ze względu na parametry pompy, koszty zakupu i eksploatacji. Ciągłe trwają prace nad optymalizacją konstrukcji pompy w celu obniżenia współczynnika nierównomierności wydajności niezależnie od rodzaju pompy. Biorąc pod uwagę zalety pompy zębatej o zazębieniu jest najchętniej stosowana wśród zasilaczy hydraulicznych. Z tego powodu poniżej na podstawie literatury [64, 65] przedstawiono przykładowe charakterystyki pulsacji ciśnienia pompy, które znacząco wpływają na poziom emitowanego hałasu.



Rys. 84. Przebieg ciśnienia dla $n=1500$ obr/min, $p=25$ MPa[64,65]

Przedstawiony przebieg ciśnienia zamiast w funkcji czasu można również przedstawić w postaci widmowej po wykonaniu szybkiej transformaty Fouriera[148]



Rys. 85. FFT przebiegu ciśnienia dla $n=1500$ obr/min, $p=25$ MPa [64,65]

Pulsacja ciśnienia zależna jest od liczby elementów wyporowych pompy oraz od prędkości obrotowej wałka napędowego. Dla pompy zębatej dotyczy głównie liczby zębów. Dla pomp tłokowych odpowiednio zależna jest od liczby tłoczków, a dla pompy łopatkowej od liczby łopatek. Pierwszą składową częstotliwość wynikającą z działania pompy można obliczyć z zależności[22, 175]:

$$f = \frac{n_{pw}zk}{60} [Hz] \quad (4.1)$$

Gdzie:

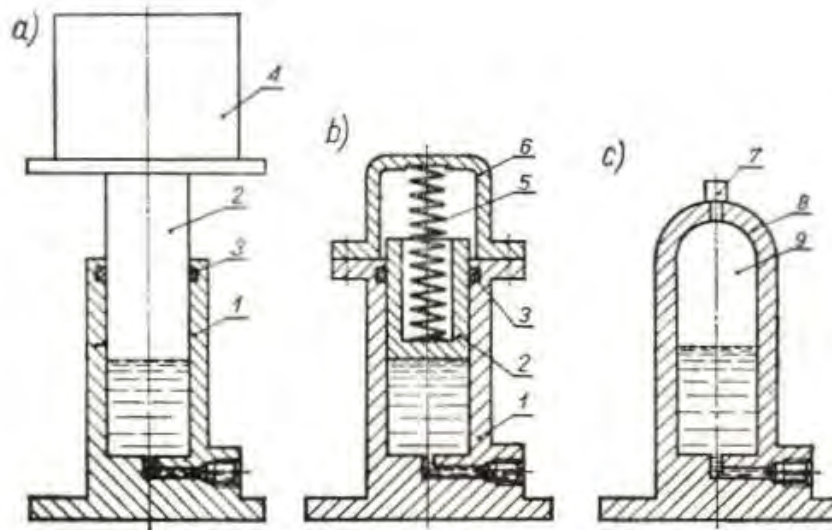
n_{pw} – prędkość obrotowa wału napędowego pompy wyporowej,

z – liczba elementów wyporowych,

k – kolejny numer składowej = 1 ... n.

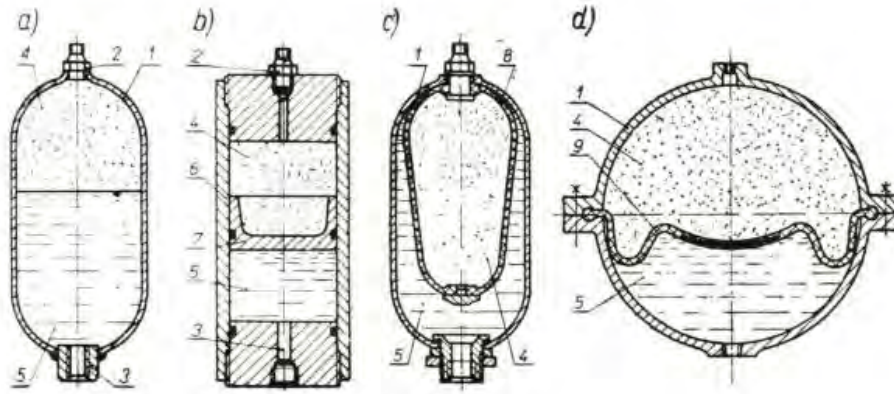
4.1.1 Poprzez zastosowanie akumulatora hydraulicznego.

Akumulatory hydrauliczne to elementy przeznaczone do gromadzenia energii hydraulicznej. Aby ją akumulować, stosuje się energię potencjalną danej masy, energię sprężystości ciała stałego albo gazu. Głównym zadaniem akumulatorów jest gromadzenie energii, pozwalając na zaspokojenie okresowego zapotrzebowania na energię, w chwilowych okresach zapotrzebowania na zwiększoną ilość energii lub jako zasilanie awaryjne. Poniżej przedstawiono podział akumulatorów tj. ciężarowe, sprężynowe i gazowe.



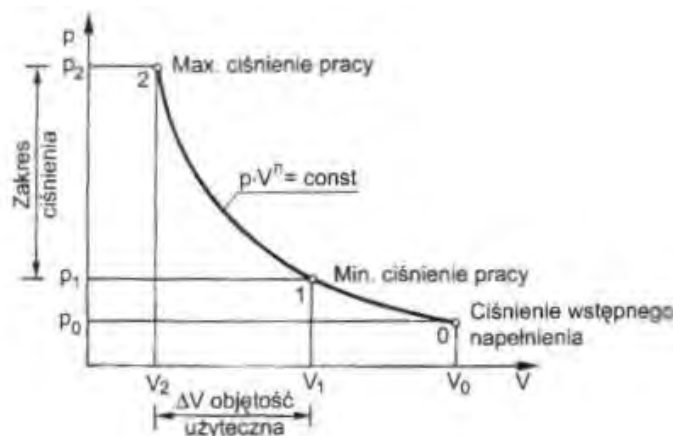
Rys. 86. Schemat budowy akumulatorów hydraulicznych: a) akumulator sprężynowy, b) akumulator sprężynowy, c) akumulator gazowy [153, 200]

Akumulatory poza gromadzeniem energii spełniają dodatkową rolę, dotyczy ona tłumienia uderzeń oraz pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych. Stosuje się najczęściej akumulatory gazowe, które ze względu na rodzaj przegrody dzieli się na: tłokowe, membranowe i pęcherzowe. Poniżej przedstawiony schematycznie konstrukcje akumulatorów gazowych.



Rys. 87. Przykłady akumulatorów: a) akumulator gazowy z bezpośrednim stykiem gazu z cieczą, b) akumulator gazowy tłokowy, c) akumulator gazowy pęcherzowy, d) akumulator gazowy przeponowy (membranowy) [200]

Akumulatory gazowe chętnie są stosowane to tłumienia hydraulicznego i hydropneumatycznego układu zawieszenia w pojazdach [37, 160, 244]. Cykl pracy akumulatora gazowego dla ładowania i rozładowania został przedstawiony poniżej.



Rys. 88. Ilustracja graficzna przemiany gazu w akumulatorze [91].

Właściwe dobranie akumulatora wiąże się z wzięciem pod uwagę poniższych parametrów:

- minimalne ciśnienie pracy p_1 [bar],
- maksymalne ciśnienie pracy p_2 [bar],
- objętość użyteczną cieczy potrzebną do zmagazynowania dla prawidłowej pracy akumulatora ΔV [dm³].

Gdy akumulator ma pełnić funkcję tłumika pulsacji ciśnienia lub uderzeń hydraulicznych to przyjmuje się następujące wartości ciśnienia wstępnego napełniania gazem.

- tłumik pulsacji ciśnienia:

$$P_0 = (0,6 \div 0,75) \cdot p_n \quad (4.2)$$

- tłumik uderzeń hydraulicznych:

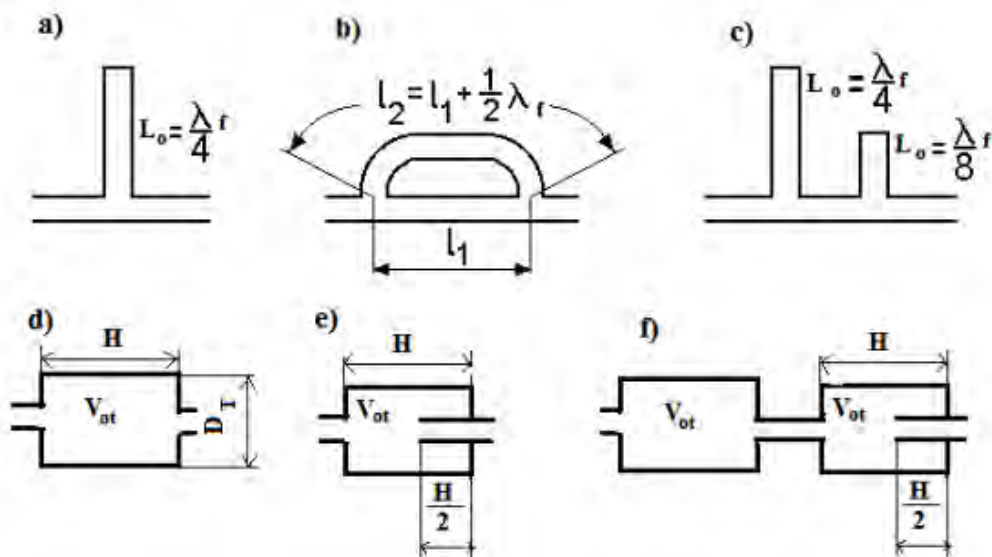
$$P_0 = (0,6 \div 0,9) \cdot p_n \quad (4.3)$$

gdzie:

p_n – średnia wartość ciśnienia nominalnego (roboczego).

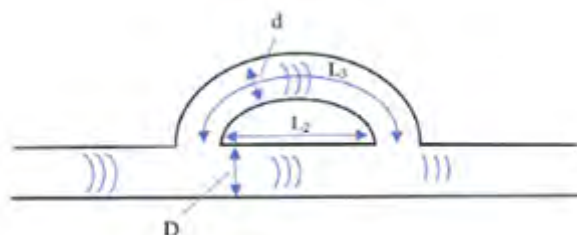
4.1.2 Poprzez zastosowanie tłumików biernych

Przyczyny występowania hałasu podczas pracy układu hydraulicznego jest wiele. Jako główne źródło powodujące drgania i hałas przyjmuje się generator źródła energii, czyli pompy wyporowej. W niniejszej pracy przedstawiono przyczyny występowania pulsacji wydajności pompy, co w konsekwencji prowadzi do pulsacji ciśnienia i powstawania drgań układu powodujących hałas. W celu zmniejszenia obecności hałasu najlepiej skupić się na obniżeniu pulsacji ciśnienia poprzez odpowiednie tłumiki. Od wielu lat prowadzone są badania w tym zakresie, w latach 80-dziesiątych XX wieku wyróżniono 4 rodzaje tłumików: obejściowy, rozdzielczy, przeponowy i bocznikowy. Tłumik obejściowy znajduje swoje zastosowanie szczególnie w dużych przepływach, aby nie powodować znacznych strat przepływu. W wyniku przepływu pulsującego, część cieczy przepływać będzie przez elementy oporowe w odgałęzieniu. Następnym to tłumik rozdzielczy, który dzieli przepływ na strumień stacjonarny w górnej rurze oraz pulsujący w linii bocznikowej. Kolejnym sposobem może być rozpraszanie energii poprzez zastosowanie przewodów elastycznych lub poprzez zastosowanie podatnej przegrody przedstawione dla tłumika przeponowego. Zasada działania tłumika bocznikowego odnosi się do zastosowania rury perforowanej i kanałów z przegrodami. W kolejnych latach sukcesywnie prowadzono prace dotyczące ulepszania konstrukcji dotyczących tłumików hydraulicznych. Skupiono się na działaniu tłumików opartych na zasadzie działania odnoszącego się do interferencji fali ciśnienia generowanej przez pompę oraz fali odbitej w tłumiku i kierowanej w kierunku przeciwnym. Poniżej pokazano schematy analizowanych tłumików.



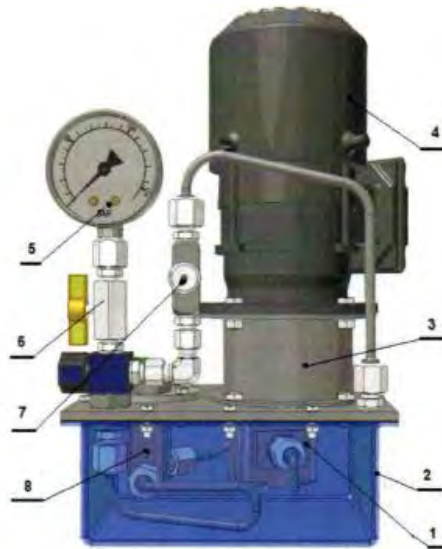
Rys. 89. Typy tłumików biernych: a) tłumik odgałęźny pojedynczy, b) tłumik odgałęźny typu „by pass”, c) tłumik odgałęźny podwójny, d) tłumik komorowy, e) tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym, f) systemy tłumików komorowych [106]

Przedstawione wymiary tłumików zostały opracowane na podstawie modeli matematycznych dla założeń uproszczonych dotyczące cieczy idealnej [61, 66, 82, 101, 135, 162, 243]. Wyznaczenie długości tłumika odgałęźnego odnosi się do częstotliwości wymuszeń, dla których ma być skuteczny. Kolejnym tłumikiem, który znajduje zastosowanie do redukcji pulsacji ciśnienia jest tłumik typu by-pass szerzej opisany w literaturze [112].



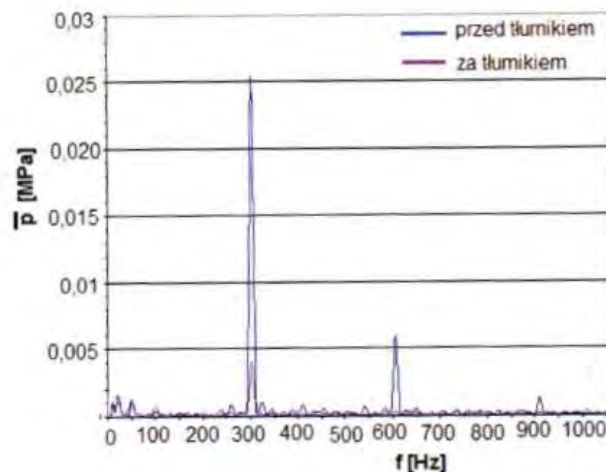
Rys. 90. Tłumik typu by-pass z zaznaczonymi wymiarami charakterystycznymi [112].

Minimalizację poziomu hałasu dla układów napędowych poprzez stosowanie tłumików można odnaleźć w wielu opracowaniach [71, 167, 251]. Redukcja hałasu w napędach dotyczy również układów mikrohydraulicznych, które swoje zastosowanie znajdują między innymi w urządzeniach medycznych (napędy stołów operacyjnych i rentgenowskich). W takich zastosowaniach hałas napędu nie powinien przekraczać poziomu $L_{Aeq} = 40\text{dB[A]}$ [91]. Przykład redukcji pulsacji ciśnienia za pomocą tłumika objętościowego można odnaleźć w lit. [106]. Do przeprowadzenia pomiarów wykorzystano zasilacz, przedstawiony poniżej.



Rys. 91. Mikrozasilacz: 1 – mikropompa zębata, 2 – zbiornik, 3 – sprzęgło, 4 – silnik elektryczny, 5 – manometr, 6 – zawór odcinający, 7 – nastawny zawór dławiący, 8 – blok mikrozaworów: przelewowy, nastawny[106].

Zasilacz składa się z pompy o wydajności jednostkowej $q_p = 0,25$ [cm³/obr] oraz po 14 zębów na każdym kole. Prędkość silnika napędzającego to 1390 [obr/min], a więc pierwsza harmoniczna pompy to $f_1 = 324$ [Hz]. Na podstawie powyższych informacji oraz wytycznych dotyczących określania wymiarów tłumików objętościowych zawartych w lit, [106] wyznaczono objętość tłumika równą $V_t = 85$ [cm³]. Zmierzono pulsację ciśnienia przed i za miejscem zamontowania tłumika, a wyniki przedstawiono poniżej.

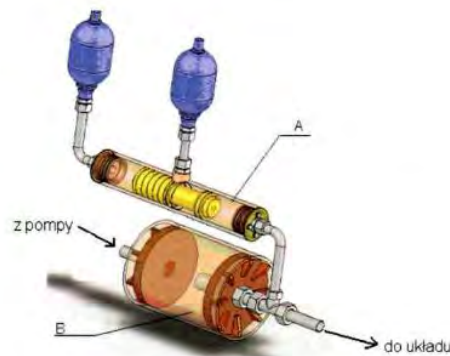


Rys. 92. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia w zasilaczu mikrohydraulicznym z zamontowanym komorowym tłumikiem pulsacji ciśnienia, ciśnienie tłoczenia $p_t = 16$ [MPa][106].

Przedstawione wyniki pomiarów wskazują na korzystne działanie tłumika komorowego, niestety jego skuteczność dotyczy wąskiego zakresu częstotliwości, a więc wąskiego zakresu prędkości obrotowej pompy.

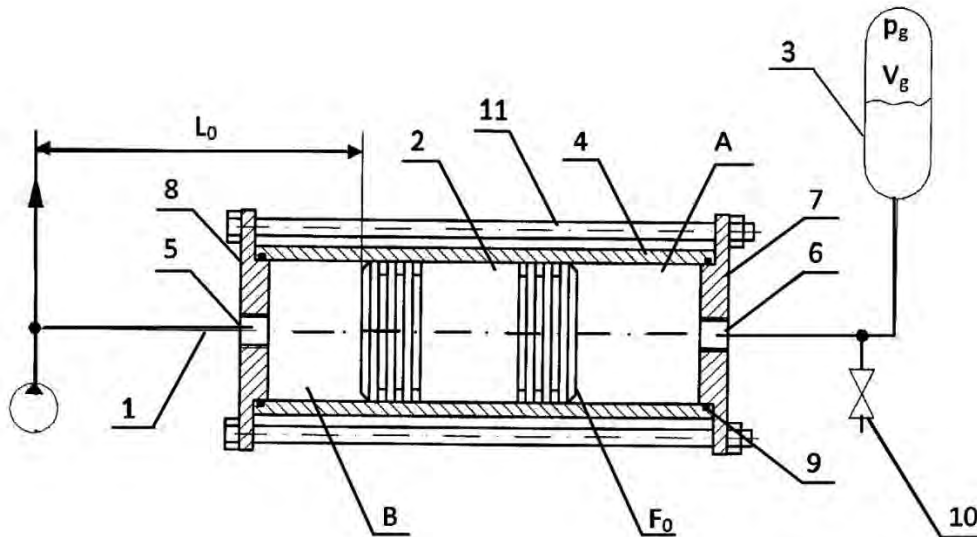
4.1.3 Poprzez zastosowanie tłumików aktywnych

Od układu hydraulicznego wymaga się zmiany prędkości odbiornika, co może być realizowane na różne sposoby, a jednym z nich jest zmiana prędkości obrotowej pompy. Przy znacznej zmianie prędkości obrotowej wałka napędowego pompy, tłumiki bierne stają się mniej skuteczne, zdarza się nawet że mogą powodować podwyższenie pulsacji ciśnienia w stosunku do układu bez tłumika. Z tego względu trwają prace nad opracowaniem tłumika czynnego, który będzie skuteczny w większym zakresie prędkości obrotowej. Poniżej przedstawiono widok przykładowego rozwiązania.



Rys. 93. Widok szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia: A – tłumik czynny, B – tłumik bierny komorowy z przewodem wewnętrznym [106].

Zadaniem tłumika jest obniżenie wahań ciśnienia w zakresie małych oraz wynikających z częstotliwości pompy wartości częstotliwości. Został zbudowany z tłumika biernego czyli komorowego oraz czynnego. Opracowana konstrukcja została przedstawiona w lit [265], przedstawiona poniżej.



Rys. 94. Czynny tłumik pulsacji ciśnienia z przewodem odgałęzonym [265].

Przedstawiony powyżej tłumik czynny przeznaczony jest do absorpcji energii wynikającej z pulsacji wydajności i ciśnienia. Obniża wahania wydajności o niskich częstotliwościach. Element 2 wykonuje drgania wokół położenia równowagi, dzięki czemu pochłania lub oddaje pewną część objętości cieczy tłumiąc wahania natężenia przepływu za węzłem przyłączeniowym tłumika. Tłumik pozwala utrzymać wysoką skuteczność tłumienia przy zmiennym obciążeniu układu hydraulicznego. Dodatkowo pozwala na łagodzenie uderzenia hydraulicznego związanego ze skokowym narastaniem pracy wykonywanej przez odbiornik.

4.2 Redukcja pulsacji ciśnienia w wyniku oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na zawór hydrauliczny

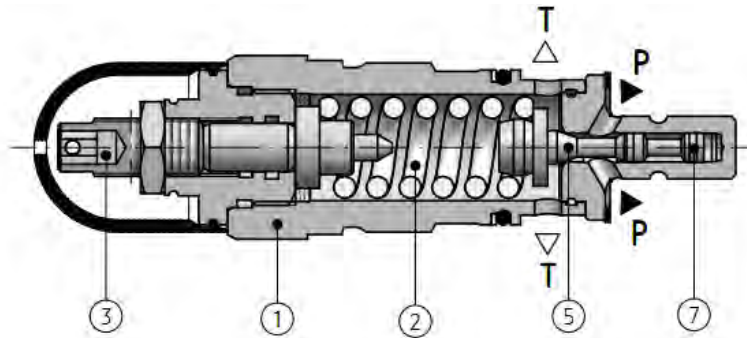
Rozwój automatyzacji oraz przemysłu maszynowego jest obecnie znaczący. Coraz częściej pracę człowieka zastępuje się dedykowanymi maszynami. Wynika to z wielu czynników, m.in. ochrony życia, zdrowia człowieka oraz ekonomicznymi. Dla maszyn i urządzeń o dużych mocach, często wprowadza się napędy hydrauliczne gdyż ich zaletą jest przenoszenie dużych mocy przy zachowaniu zaawansowanej automatyzacji. Znaczna część maszyn narażona jest na oddziaływanie drgań i uderzeń. Drganiami lub wibracjami przyjęło się nazywać ruch, w którym dana współrzędna oscyluje w zakresie określonej wartości średniej [131]. Charakterystyczną cechą drgań występujących w maszynach jest ich obserwowalna powtarzalność (okresowość)[137]. Często są to ruchy będące konsekwencją głównych ruchów roboczych. Wartości ruchów drgań są mniejsze od ruchów roboczych, ale mogą generować niekorzystne skutki[131]:

- zredukowanie trwałości i niezawodności maszyn poprzez zmęczenie materiałów zmiennymi obciążeniami, dodatkowe zużycie powierzchni trących oraz powstawanie luzów,
- zredukowanie właściwości użytkowych maszyn,
- generowanie hałasu,
- szkodliwy wpływ na organizm ludzki wywołujący zmęczenie i stany chorobowe.

Dla tego ważne jest aby redukować poziom amplitud drgań, przyczyniając się do zmniejszania skutków działania drgań [21]. Znane są różne sposoby redukowania, jednych z nich jest zastosowanie wibroizolacji, czyli elementów o własnościach tłumiących montowanych między źródłem występowania drgań a elementem na który oddziałują [23, 55, 76, 120, 130], a drugi to stosowanie dedykowanych tłumików [54].

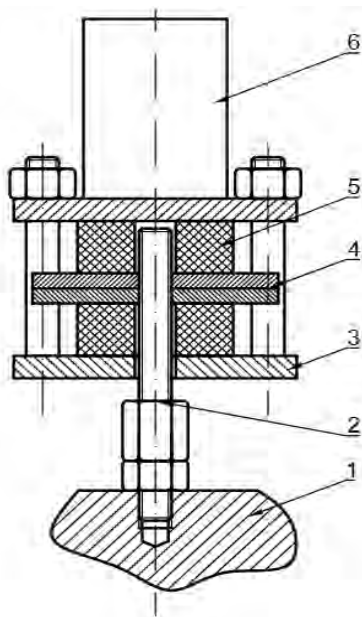
4.2.1 Zawory sterujące ciśnieniem

Układy hydrauliczne nie mogą pracować bez zaworów sterujących ciśnieniem, gdyż jest to główny parametr w układach hydraulicznych. Podstawowym zaworem jest zawór wzniosowy, którego zasada działania opiera się na doprowadzeniu cieczy pod ciśnieniem pod kulkę podpartą wstępnie napiętą sprężyną. Gdy siła uzyskana z ciśnienia działającego na wyznaczoną powierzchnię kulki przekroczy siłę generowaną przez sprężynę, to kulka zostanie przesunięta powodując przepływ cieczy. Elementem sterującym może być opisana wcześniej kulka, grzybek w postaci stożka lub talerzyk. Napięcie wstępne sprężyny realizowane jest poprzez śrubę, która dociska sprężynę [189]. Wadą takich zaworów jest zmiana ciśnienia w zależności od natężenia przepływającej cieczy przez zawór, co zostało przedstawiono we wcześniejszym rozdziale. Kolejną wadą to występowanie niestabilności pracy zaworu, będące konsekwencją pulsacji ciśnienia generowanej przez elementy wyporowe pompy. Chwilowy wzrost ciśnienia powoduje otwarcie zaworu, z kolei chwilowy spadek ciśnienia powoduje jego zamknięcie. W wyniku braku tłumienia elementu zamykającego wpada on w drgania powodując dodatkową pulsację ciśnienia [105, 197]. Z tego powodu wprowadzono zawory z elementem tłumiącym, redukując niekorzystny wpływ pulsacji ciśnienia [39]. Przykładowe rozwiązanie zostało przedstawione dla poniższego zaworu, krajowego producenta zaworów hydraulicznych PONAR-WADOWICE.



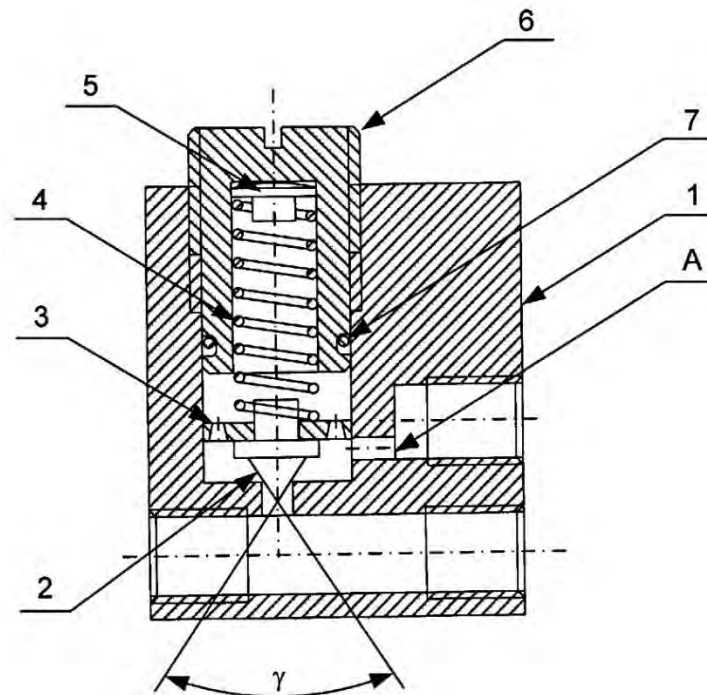
Rys. 95. Zawór przelewowy DBDS10K13/100 (producent PONAR-WADOWICE) : 1 – gniazdo zaworu, 2 – sprężyna, 3 – śruba z gniazdem sześciokątnym, 5 – element roboczy (grzybek), 7 – element tłumiący.

Pulsacja ciśnienia występuje również gdy element sterujący zaworu zostanie wzbudzony zewnętrznymi drganiami mechanicznymi działającymi na korpus zaworu [31]. Z tego powodu należy izolować korpus zaworu od podłoża poprzez m.in. zastosowanie wibroizolatorów gumowych. Produkowane są w dużych seriach, dzięki temu charakteryzują się niską ceną i wysoką dostępnością[56]. W przypadku zaworów mikrohydraulicznych należy stosować inne materiały, gdyż mikrozawory posiadają niską masę. W tym celu należałoby opracować wibroizolatory z gumy porowatej lub poliuretanu spienionego. Poniżej został przedstawiony zaproponowany uchwyt do badania skuteczności elementów wibroizolujących korpus mikrozaworu wzniosowego.



Rys. 96. Uchwyt do redukcji drgań. Po lewej schemat konstrukcyjny: 1 – wzbudnik drgań, 2 - śruba przenosząca drgania, 3 – dolna podstawa uchwytu, 4 – skręcane talerzyki uchwytu, 5 – elementy podatne, 6 – badany mikrozawór. Po prawej widok z przykładowymi wibroizolatorami.

Innym sposobem jest tłumienie drgań elementu sterującego zaworu poprzez zmiany konstrukcyjne. Przykładowe rozwiązanie zostało przedstawione w opracowaniu patentowym [264], gdzie zastosowano tarczę tłumiącą do redukcji drgań elementu zamykającego w mikrozaworze maksymalnym. Poniżej widok konstrukcyjny rozwiązania patentowego.



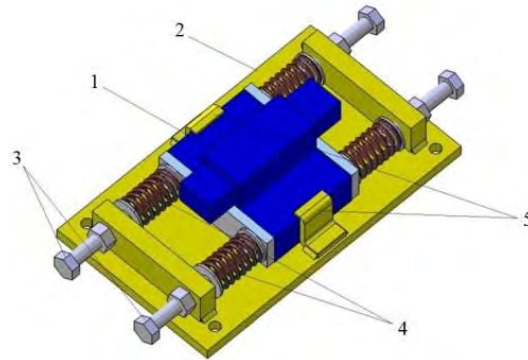
Rys. 97. Rozwiązanie konstrukcyjne zaworu wzniosowego [264].

Inny sposób tłumienia drgań elementu sterującego zaworu wzniosowego przedstawiono w zgłoszeniu patentowym P.443296 „Zawór hydrauliczny wzniosowy z kompensacją zewnętrznych drgań mechanicznych,„ [282] oraz w zgłoszeniu patentowym P.443297 „Zawór hydrauliczny wzniosowy z kompensacją zewnętrznych drgań mechanicznych,„ [283].

4.2.2 Zawory sterujące kierunkiem przepływu.

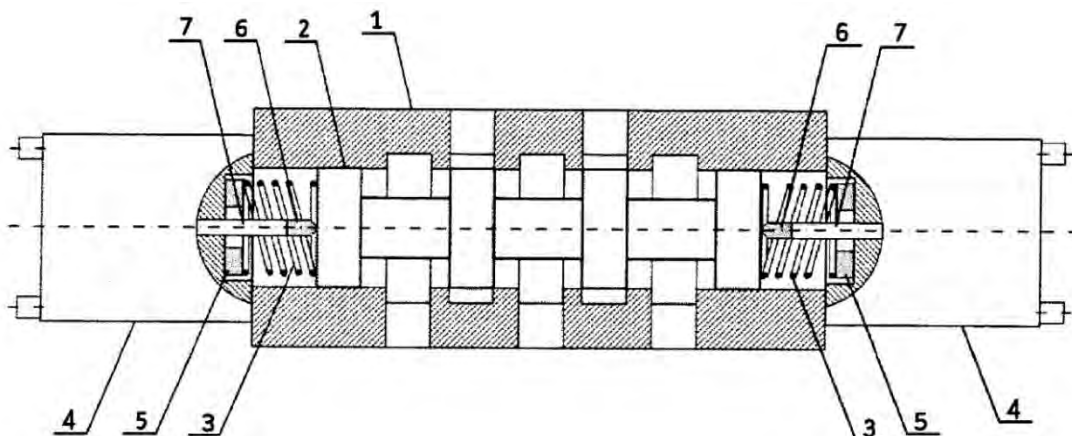
Przenoszenie zewnętrznych drgań mechanicznych na rozdzielacz hydrauliczny należy rozpatrywać na dwa sposoby. Jeden z nich dotyczy wpływu działania drgań na korpus, a drugi na element sterujący rozdzielacza. Rozróżnia się trzy podstawowe rodzaje rozdzielaczy hydraulicznych ze względu na rodzaj elementu sterującego. Najbardziej popularne są rozdzielacze z elementem sterującym w postaci suwaka, zwane rozdzielaczami suwakowymi. Zastosowanie odpowiednich warstw materiałów sprężysto tłumiących lub podkładek amortyzujących między korpus rozdzielacza a drgającym podłożem powoduje zredukowanie przenoszonych drgań. W konsekwencji element sterujący wykonuje mniejsze

ruchy drgające powodując niższą pulsację ciśnienia w porównaniu z układem bez wibroizolacji korpusu. W literaturze [177, 186] można odnaleźć przykładowe uchwyty z pakietem sprężyn powodującym izolację korpusu zaworu od podłoża oraz rozważanie dotyczące doboru układu izolującego. Poniżej przedstawiono widok przykładowego uchwyty.



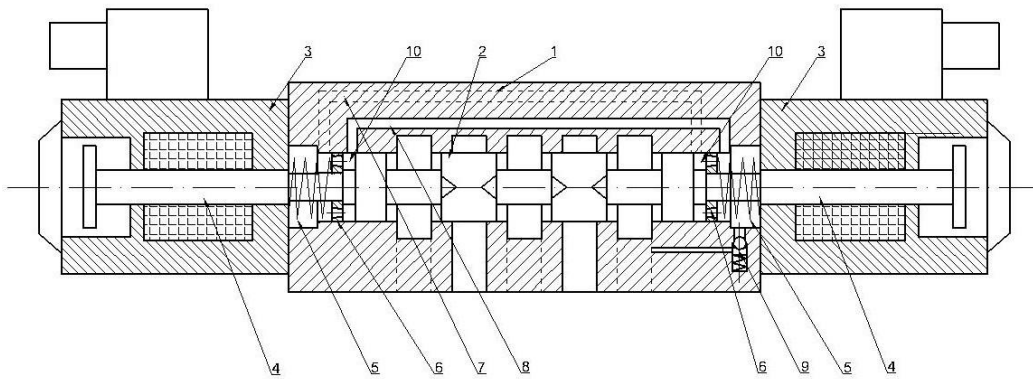
Rys. 98. Uchwyt rozdzielacza: 1 – rozdzielacz hydrauliczny, 2 – podstawa uchwyty, 3 – śruby ugięcia wstępnej sprężyn, 4 – sprężyny, 5 – zaczepy zabezpieczające [177, 186].

Przedstawione przykładowe rozwiązanie dotyczy rozdzielaczy gdy jego obudowa stanowi osobną całość. Występowanie rozdzielczy hydraulicznych stanowiących osobny element hydrauliczny spotykane jest głównie w prostych urządzeniach. Ze względu na rosnącą automatyzację procesów, maszyny i urządzenia charakteryzują się coraz większą złożonością układów. Rozdzielacze często montowane są warstwowo z innymi zaworami tworząc tak zwane „wyspy zaworowe”. Dotyczy to układów stacjonarnych oraz mobilnych, w których korpusy rozdzielaczy stanowią dedykowaną płytę zaworową. Biorąc pod uwagę przedstawiony trend, należy się skupić na redukcji oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na element sterujący zaworu. W tym celu zaleca się wstawić element izolujący między elektromagnes rozdzielcza a sprężynę stabilizującą pozycję suwaka przedstawione w lit. [271].



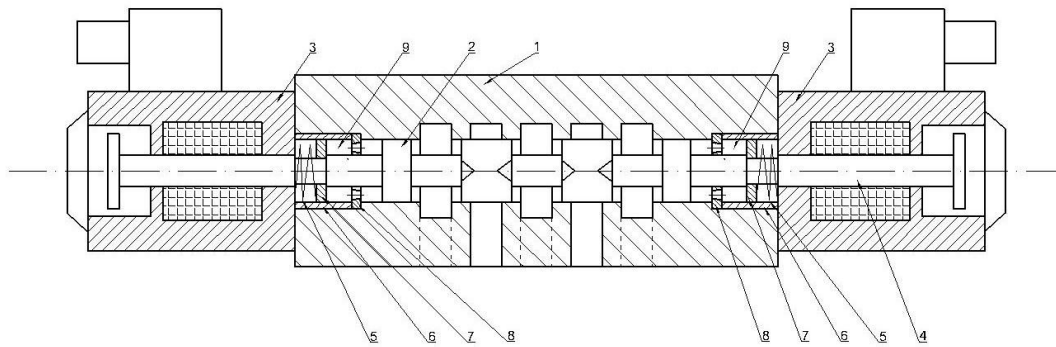
Rys. 99. Rozdzielacz hydrauliczny z elementami izolującymi [271]

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie tłumików oporu hydraulicznego, których zadaniem jest pochłanianie i rozproszenie kinematycznej energii drgań w postaci ciepła, szerzej przedstawione w lit.[8]. W dalszym kroku opracowano rozwiązania konstrukcyjne dotyczące redukcji drgań suwaka rozdzielacza hydraulicznego opartych na zasadzie tłumienia, wykorzystując opór hydrauliczny.



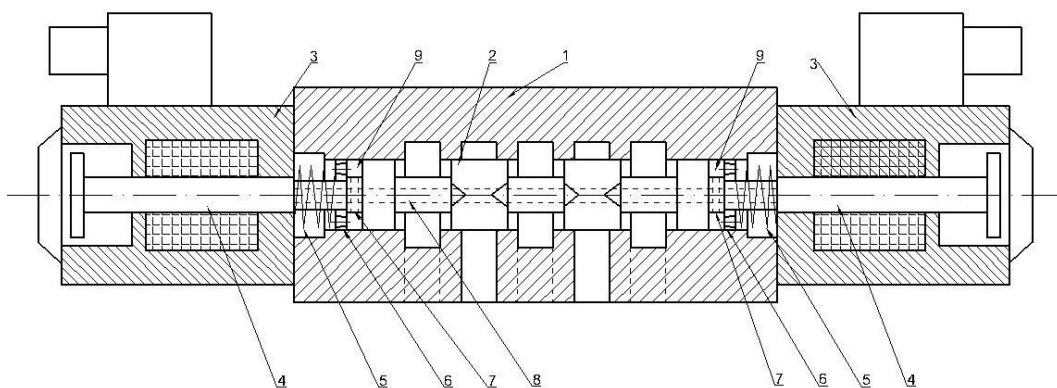
Rys. 100. Rozdzielacz hydrauliczny z tarczami tłumiącymi oraz dodatkowymi kanałami w korpusie [276]

Powyższe rozwiązanie dotyczy rozdzielacza hydraulicznego jednostopniowego przeznaczonego do sterowania kierunkiem przepływu cieczy w układach hydraulicznych. Rozdzielacz zawiera korpus (1), wewnątrz którego osadzony jest element sterujący w postaci suwaka (2). Do zmiany jego pozycji służy cewka elektromagnesu (3), rdzeń elektromagnesu (4) oraz sprężyna (5). Dodatkowo sprężyna podtrzymuje tarczę tłumiącą (6) podczas zmiany pozycji suwaka (2). Tarcza tłumiąca (6) powoduje opory przepływu cieczy podczas zmiany pozycji suwaka. Ruch cieczy przez tarcze tłumiące (6) możliwy jest dzięki dodatkowym kanałom (7) i (8) wykonanym wewnątrz korpusu rozdzielacza. Do ograniczenia ciśnienia w układzie hydraulicznym tłumiącym drgania suwaka służy zawór maksymalny (9), komory boczne suwaka (10).



Rys. 101. Rozdzielacz hydrauliczny z tarczami tłumiącymi [277]

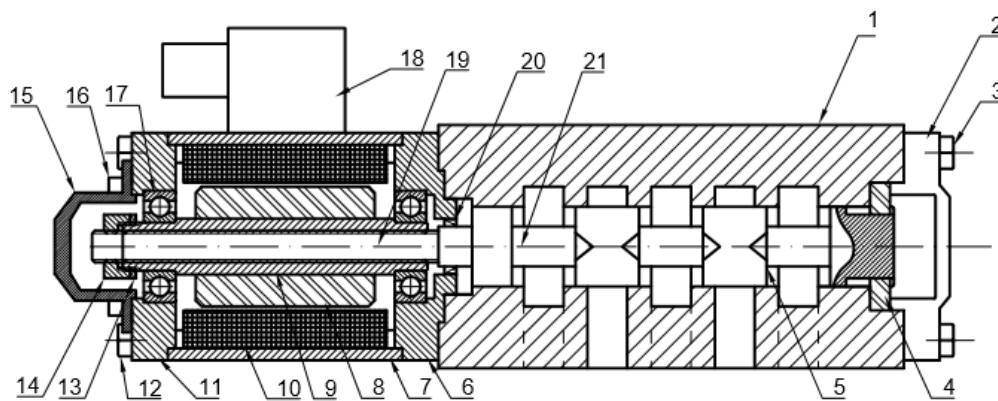
Przedstawiony powyżej przedmiot wynalazku to rozdzielacz hydrauliczny jednostopniowy przeznaczony do sterowania kierunkiem przepływu cieczy w układach hydraulicznych. Rozdzielacz zawiera korpus (1), wewnątrz którego osadzony jest element sterujący w postaci suwaka (2). Do zmiany jego pozycji służy cewka elektromagnesu (3) rdzeń elektromagnesu (4) oraz sprężyna (5). Dodatkowo sprężyna podtrzymuje tarczę (6) wymuszającą ruch cieczy podczas zmiany pozycji suwaka (2). Tarcza tłumiąca (8) powoduje opory przepływu cieczy podczas zmiany pozycji suwaka i wymuszonego przez tarczę podpierającą (7) ruchu cieczy. Do zabezpieczenia tarczy tłumiącej (8) przed przesuwaniem służy tuleja (6). W tarczy tłumiącej (8) wykonanych jest 6 skośnych otworów tłumiących, 3 otwory o kącie nachylenia w jednym kierunku oraz 3 otwory o przeciwnym kierunku nachylenia. W rozdzielaczu znajdują się komory boczne (9) suwaka rozdzielacza.



Rys. 102. Rozdzielacz hydrauliczny z tarczami tłumiącymi oraz kanałem w osi suwaka [278]

Przedstawiony powyżej przedmiot wynalazku to rozdzielacz hydrauliczny jednostopniowy przeznaczony do sterowania kierunkiem przepływu cieczy w układach hydraulicznych.

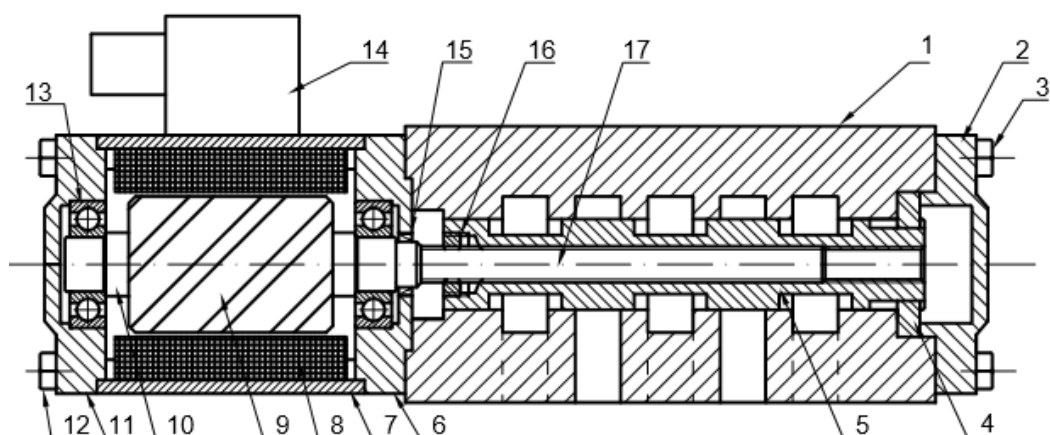
Rozdzielacz zawiera korpus (1), wewnątrz którego osadzony jest element sterujący w postaci suwaka (2). Do zmiany jego pozycji służy cewka elektromagnesu (3), rdzeń elektromagnesu (4) oraz sprężyna (5). Dodatkowo sprężyna podtrzymuje tarczę tłumiącą (6) podczas zmiany pozycji suwaka (2). Tarcza tłumiąca (6) powoduje opory przepływu cieczy podczas zmiany pozycji suwaka. Ruch cieczy przez tarcze tłumiące (6) możliwy jest dzięki dodatkowemu osiowemu kanałowi (8) oraz promieniowym kanałom (7) wykonanym wewnątrz suwaka rozdzielacza. Rozdzielacz posiada komory boczne (9) suwaka. Z powodu zastosowanych sprężyn powrotnych oraz napędu elektromagnetycznego suwaka w typowym rozdzielaczu hydraulicznym, jego suwak również zostaje wzbudzony do drgań. Objawia się to niestabilnym położeniem suwaka oraz pulsacją wydajności oraz ciśnienia w układzie hydraulicznym. Aby zapobiec tym niekorzystnym warunkom pracy opracowano rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym suwaka.



Rys. 103. Napęd śrubowy Rozdzielacza hydraulicznego [274],

Rozdzielacz hydrauliczny ma korpus(1) w którym umieszczono suwak (5), wstawkę wielowypustową (4), osadzono pokrywę tylną (2) wraz ze śrubami mocującymi (3) oraz zespół napędowy w postaci silnika obrotowego z napędem śrubowym. Napęd śrubowy składa się ze stojana, w którym na łożyskach (17) osadzono wirnik. Głównym elementem stojana jest obudowa (7) do której zamocowano pokrywę przednią silnika (6), pokrywę tylną silnika (11) za pomocą śrub (12). W obudowie umieszczono uzwojenie stojana (10), a na zewnątrz obudowy zainstalowano przyłącze elektryczne (18). Dodatkowo na obudowie tylnej silnika (11) umieszczono osłonę boczną (15) przymocowaną za pomocą śrub (16), a w pokrywie przedniej (6) zastosowano uszczelnienie (20). Wirnik silnika składa się wału centralnie wydrążonego (9) pełniącego rolę obrotowej nakrętki, na nim osadzono wirnik silnika (8). Głównym elementem sterującym w rozdzielaczu jest suwak (5), który jest połączony trwale

ze śrubą (19) połączona z obrotową nakrętką (9). Na obrotowej nakrętce umieszczono również nakrętkę kasująca luz (14) oraz przeciwnakrętkę (13). Istotą opracowanego napędu śrubowego suwaka rozdzielacza hydraulicznego jest wydrążenie otworu w wale wirnika silnika i nacięcie w nim gwintu wewnętrznego. Dzięki temu wal silnika pełni rolę obrotowej nakrętki mechanizmu śrubowego. Do suwaka tradycyjnego rozdzielacza hydraulicznego dołączono na stałe śrubę, która przechodzi przez nakrętkę silnika obrotowego. Przez obrót nakrętki silnika uzyskuje się przesunięcie śruby, co powoduje również przesunięcie suwaka. Dzięki temu uzyskuje się przesterowanie rozdzielacza. Dla zapobiegania obrotowi suwaka, na jego końcowej części nacięto rowki wielowypustowe, blokowane pierścieniem wielowypustowym umieszczonym w korpusie rozdzielacza. Dodatkowo w celu skasowania luzu między śrubą i nakrętką zastosowano dodatkową nakrętkę na wale wirnika silnika, która jest kontrowana przeciwnakrętką. W mechanizmie śrubowym występuje odmiana gwintu samohamownego, aby zewnętrzna siła działająca na suwak nie powodowała obrotu nakrętki, a tym samym przesuwu suwaka. Zasadniczą korzyścią wynikającą z wprowadzonego mechanizmu śrubowego samohamownego jest uniemożliwienie przemieszczania się suwaka rozdzielacza pod wpływem działania zewnętrznych drgań na korpus rozdzielacza, w szczególności w osi suwaka rozdzielacza. Doprowadzi to do poprawy stabilności pracy rozdzielacza, wyeliminowania drgań jego suwaka oraz redukcji pulsacji wydajności i ciśnienia w układzie hydraulicznym. Kolejną korzyścią wynikającą z danego rozwiązania jest dokładność sterowania wynikająca z zastosowania silnika krokowego, gdyż wysoka dokładność obrotu silnika przez przełożenie mechanizmu śrubowego, powoduje bardzo wysoką dokładność przesunięcia liniowego suwaka rozdzielacza. Dzięki temu może być stosowany również jako rozdzielacz proporcjonalny o bardzo wysokiej dokładności sterowania. Dodatkową korzyścią wyżej wymienionej konstrukcji jest oszczędność energii, gdyż energia elektryczna do napędu silnika pobierana jest jedynie w momencie przesterowania rozdzielacza. W tradycyjnym rozdzielaczu energia elektryczna pobierana jest przez elektromagnes w pozycji pracy. Zarówno w tradycyjnym jak i wyżej przedstawionym rozwiązaniu energia elektryczna nie jest pobierana w położeniu neutralnym rozdzielacza. Znane jest również zbliżone rozwiązanie konstrukcyjne ale dotyczące drażonego suwaka, które przedstawiono poniżej.



Rys. 104. Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym [275],

Rozdzielacz hydrauliczny ma korpus (1) w którym umieszczono suwak (5), wstawkę wielowypustową (4), osadzono pokrywę tylną (2) wraz ze śrubami mocującymi (3) oraz zespół napędowy w postaci silnika obrotowego z napędem śrubowym. Napęd śrubowy składa się ze stojana, w którym na łożyskach (13) osadzono wirnik. Głównym elementem stojana jest obudowa (7) do której zamocowano pokrywę przednią silnika (6), pokrywę tylną silnika (11) za pomocą śrub (12). W obudowie umieszczono uzwojenie stojana (8), a na zewnątrz obudowy zainstalowano przyłącze elektryczne (14). Dodatkowo w pokrywie przedniej (6) zastosowano uszczelnienie (15). Głównym elementem sterującym w rozdzielaczu jest suwak (21), który jest wydrążony w środku oraz posiada nacięty gwint wewnętrzny. W osi suwaka umieszczono śrubę napędową (17) trwale połączona z wałem silnika (10). Podczas obrotu wału następuje przesunięcie suwaka za pomocą przełożenia śrubowego. W suwaku (5) umieszczono dodatkowo nakrętkę kasująca luz na gwincie głównym (16) blokowaną klejem lub dodatkowym kołkiem na zewnętrznej części gwintu. Istotą opracowanego rozdzielacza hydraulicznego z napędem śrubowym suwaka jest wydrążenie otworu w osi suwaka i nacięcie w nim gwintu wewnętrznego. Dzięki temu suwak rozdzielacza pełni rolę przesuwnej nakrętki mechanizmu śrubowego. Do osi silnika dołączono na stałe śrubę, która przechodzi przez przesuwную nakrętkę suwaka. Przez obrót silnika uzyskuje się obrót śruby, co powoduje przesunięcie suwaka. Dzięki temu uzyskuje się przesterowanie rozdzielacza. Dla zapobiegania obrotowi suwaka, na jego końcowej części nacięto rowki wielowypustowe, blokowane pierścieniem wielowypustowym umieszczonym w korpusie rozdzielacza. Dodatkowo w celu skasowania luzu między śrubą i nakrętką zastosowano dodatkową nakrętkę w suwaku rozdzielacza, która jest blokowana połączeniem klejonym lub dodatkowym kołkiem na jej zewnętrznej części. W mechanizmie

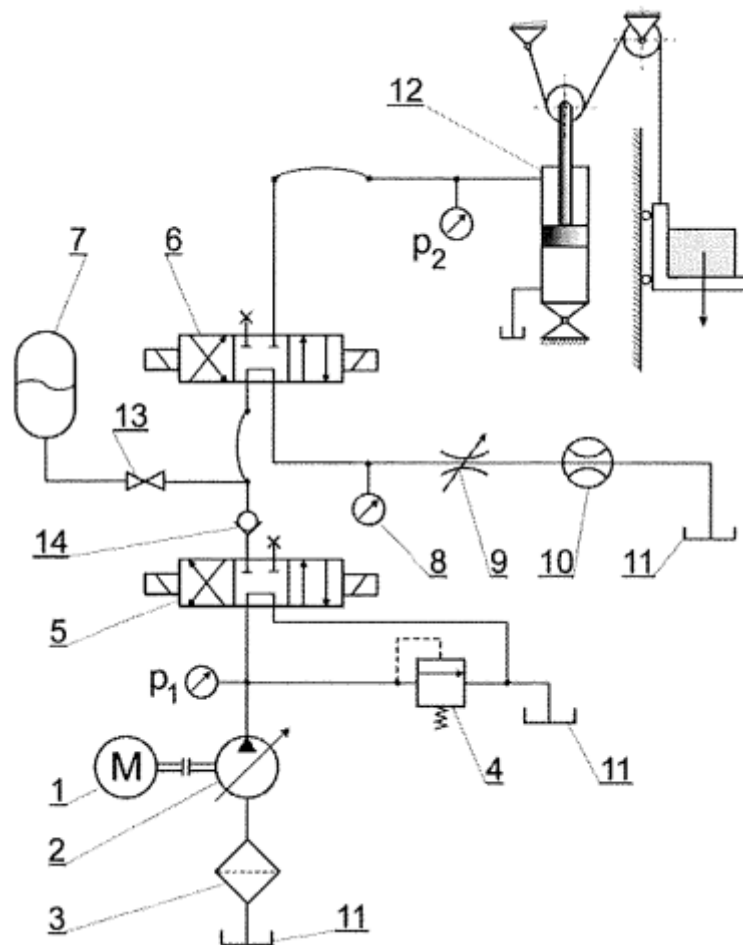
śrubowym występuje odmiana gwintu samohamownego, aby zewnętrzna siła działająca na suwak nie powodowała obrotu nakrętki, a tym samym przesuwu suwaka. Zasadniczą korzyścią wynikającą z wprowadzonego mechanizmu śrubowego samohamownego jest uniemożliwienie przemieszczania się suwaka rozdzielacza pod wpływem działania zewnętrznych drgań na korpus rozdzielacza, w szczególności w osi suwaka rozdzielacza. Doprowadzi to do poprawy stabilności pracy rozdzielacza, wyeliminowania drgań jego suwaka oraz redukcji pulsacji wydajności i ciśnienia w układzie hydraulicznym. Kolejną korzyścią wynikającą z danego rozwiązania jest dokładność regulacji wynikająca z zastosowania silnika krokowego, gdyż wysoka dokładność obrotu silnika przez przełożenie mechanizmu śrubowego, powoduje bardzo wysoką dokładność przesunięcia liniowego suwaka rozdzielacza. Dzięki temu może być stosowany również jako rozdzielacz proporcjonalny o bardzo wysokiej dokładności. Dodatkową korzyścią wyżej wymienionej konstrukcji jest oszczędność energii, gdyż energia elektryczna do napędu silnika pobierana jest jedynie w momencie przesterowania rozdzielacza. W tradycyjnym rozdzielaczu energia elektryczna pobierana jest przez elektromagnes w całym zakresie roboczym rozdzielacza. Zarówno w tradycyjnym jak i wyżej przedstawionym rozwiązaniu energia elektryczna nie jest pobierana w położeniu neutralnym rozdzielacza. Poza przedstawionymi rozwiązaniami, zostały zaproponowane inne konstrukcje napędu suwaka rozdzielacza hydraulicznego przedstawione w zgłoszeniach patentowych P.443298 „Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym” [279], P.443299 „Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym” [280] oraz P.443300 „Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym” [281].

4.3 Redukcja pulsacji ciśnienia podczas stanów przejściowych w układach hydraulicznych.

4.3.1 Rozruch układu hydraulicznego z akumulatorem.

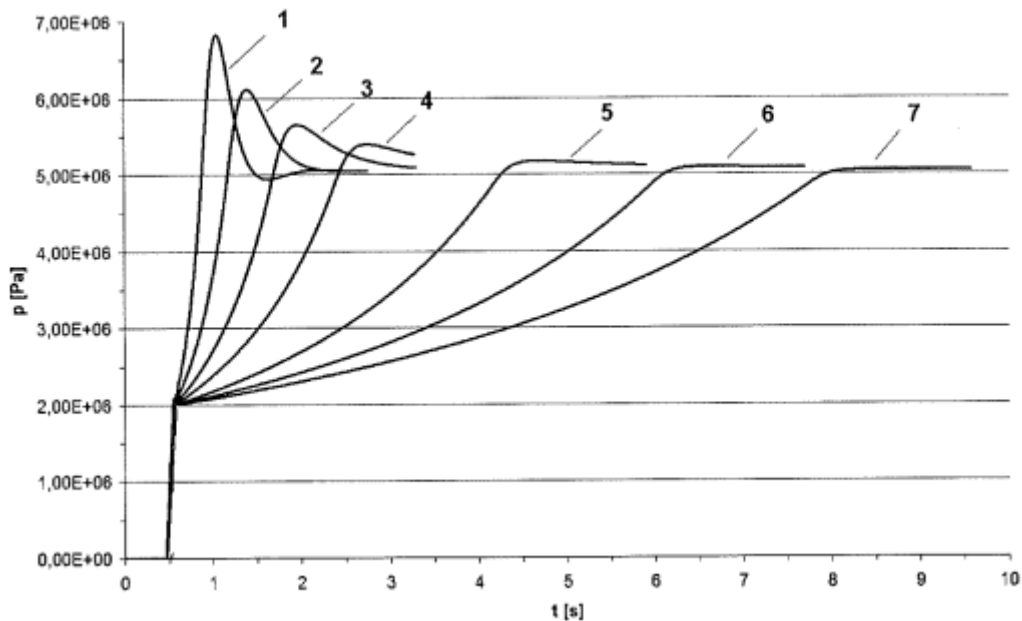
Na podstawie wielu badań doświadczalnych oraz analiz teoretycznych można zauważyć, że podczas rozruchu odbiornika hydraulicznego występuje znaczna pulsacja ciśnienia w stosunku do pracy ustalonej. Najczęściej występuje w niskim pasmie częstotliwości, powodując drgania mechaniczne układu, w konsekwencji generując hałas. Obniżenie nadwyżki ciśnienia można uzyskać poprzez zainstalowanie w układzie akumulatora hydraulicznego, który przyjmie nadmiar cieczy. Sposób doboru oraz miejsce zainstalowania można odnaleźć w licznych opracowaniach literaturowych [100, 104, 106, 150, 86] oraz producentów elementów układów hydrauliki siłowej. Wpływ zmiany objętości

akumulatora na rozruch napędu hydraulicznego przedstawiono w lit. [106, 86]. Poniżej na rysunku 105 przedstawiono schemat układu hydraulicznego.



Rys. 105. Schemat hydrauliczny układu hydraulicznego z silnikiem tłokowym: 1 – silnik elektryczny, 2 – pompa wielotłoczkowa, 3 – filtr ssawny, 4 – zawór bezpieczeństwa, 5,6 – rozdzielacz sterowany elektromagnetycznie, 7 – akumulator hydropneumatyczny, 8 – manometr, 9 – zawór dławiący, 10 – przepływomierz, 11- zbiornik, 12 – cylinder, 13 – zawór odcinający, 14 – zawór zwrotny. [86].

Szczegółowy opis stanowiska znajduje się w lit. [86]. Wpływ objętości akumulatora na przebieg ciśnienia podczas rozruchu przedstawiono na rysunku 106.

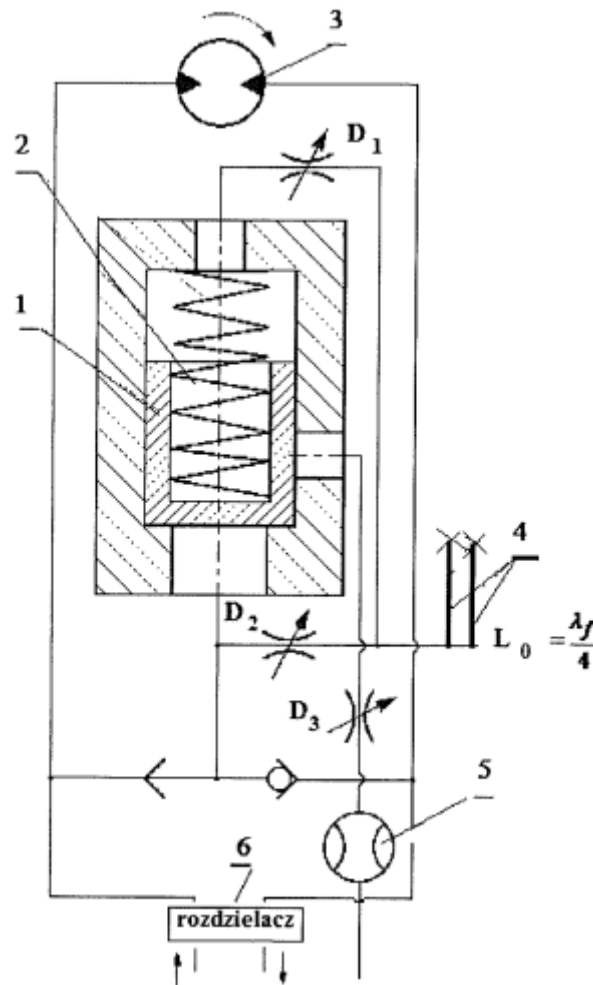


Rys. 106. Wpływ objętości akumulatora hydraulicznego na przebieg ciśnienia podczas rozruchu układu hydraulicznego V_0 : 1- $0,4 \text{ dm}^3$, 2 - $0,8 \text{ dm}^3$, 3- $1,5 \text{ dm}^3$, 4 - $2,5 \text{ dm}^3$, 5 - 5 dm^3 , 6 - $7,5 \text{ dm}^3$, 7 - 10 dm^3 [106].

Po przeanalizowaniu wykresu na rysunku 106 można zauważyć, że zwiększanie objętości akumulatora hydraulicznego znacząco zmniejsza nadwyżkę ciśnienia podczas rozruchu odbiornika, poprzez zwiększenie pojemności układu. Zwiększenie pojemności powoduje wzrost tłumienia w układzie, ale wydłuża czas rozruchu oraz masę układu napędowego.

4.3.2 Rozruch układu hydraulicznego poprzez sterowanie zaworami

Eksploatacja maszyn i urządzeń napędzanych układem hydrostatycznym powoduje znaczne niedogodności, głównie związane z emitowaniem nadmiernego hałasu w stosunku do układów mechanicznych o zbliżonej mocy. Dyskomfort związany z występującym hałasem można znacznie zredukować podczas prawidłowego projektowania napędu hydraulicznego. Znaczny hałas napędów hydraulicznych występuje podczas stanów nieustalonych odbiorników hydraulicznych, głównie podczas rozruchu, ale również podczas hamowania. Poprawa własności dynamicznych układu poprzez łagodne narastanie ciśnienia podczas rozruchu jest tematem wielu opracowań literaturowych [106, 107, 100, 104, 108]. W tym celu został zaprojektowany zawór rozruchowy, którego schemat przedstawiono poniżej.

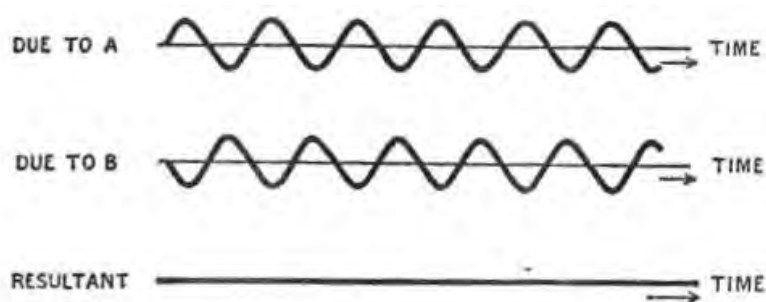


Rys. 107. Schemat zaworu rozruchowego: 1 – suwak, 2 – sprężyna, 3 – silnik hydrauliczny, 4 – przewody elastyczne jako akumulator i bierny tłumik pulsacji ciśnienia. [106, 100]

Zawór rozruchowy pozwala na zwiększenie przecieków wewnętrznych podczas rozruchu odbiornika w postaci silnika obrotowego, pociągając za sobą niekorzystny skutek w postaci zmniejszonej sprawności układu. Podczas stanu ustalonego zawór zostaje zamknięty, utrzymując sprawność dalej na wysokim poziomie. Kolejnym sposobem zmniejszania narastania ciśnienia podczas rozruchu odbiornika jest zastosowanie rozdzielaczy dwustopniowych oraz rozdzielaczy proporcjonalnych. Zamontowanie zaworu dławiącego pomiędzy rozdzielaczem sterującym oraz stopniem głównym rozdzielacza dwustopniowego pozwala na dłuższe przesterowanie suwaka głównego, powodując powolny rozruch odbiornika. Zastosowanie rozdzielaczy proporcjonalnych również pozwala na powolny rozruch odbiornika poprzez zmianę czasu narastania sygnału potrzebnego do przesterowania suwakiem rozdzielacza. Można również dodatkowo podłączyć równolegle przed odbiornikiem zawór dławiący proporcjonalny, powodując dodatkowe przecieki podczas rozruchu.

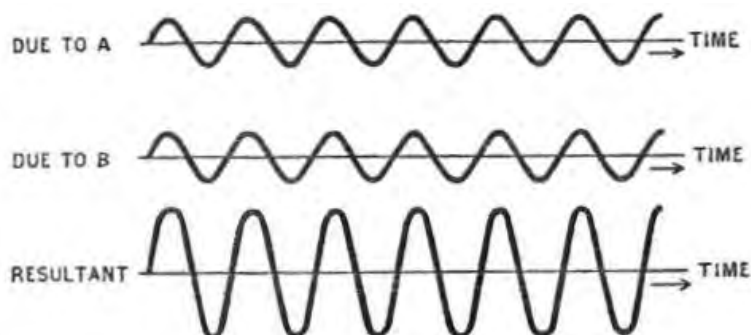
5. Metoda projektowania odgałęźnego, spiralnego tłumika pulsacji ciśnienia

Pompa hydrauliczna stanowi jedno z głównych źródeł generowania hałasu i pulsacji ciśnienia przez układy hydrauliczne oraz mikrohydrauliczne. Można zmniejszać pulsację ciśnienia generowaną przez pompę w wyniku zmian konstrukcyjnych. Wiąże się to ze znacznymi kosztami produkcyjnymi oraz wymaga zachowania wyższej czystości cieczy podczas użytkowania. Poza przedstawionymi metodami czynnymi stosuje się bierne tłumiki typu refleksyjnego. Ich sposób działania opiera się na interferencji fali ciśnienia generowanego przez pompę z falą odbitą od tłumika powodując wygaszenie fali pierwotnej. Tego typu tłumiki chętnie stosowane są do redukcji pulsacji ciśnienia spalin silników spalinowych, szerzej przedstawione w literaturze [107,150]. Poniżej schematycznie pokazano nałożenie się dwóch fal powodując wzajemne wygaszenie.



Rys. 108. Wygaszenie dwóch fal poprzez interferencję [170]

Gdy odbita fala odpowiada fali pierwotnej wówczas mamy do czynienia ze wzmocnieniem fali, powodujące podwyższenie amplitudy fali pierwotnej. Przykładowy wynik nałożenia się fal, zgodnych w fazie i częstotliwości przedstawiono poniżej.



Rys. 109. Wzmocnienie dwóch fal poprzez interferencję [170]

Biorąc pod uwagę powyższe przykłady należy dokładnie określić długość tłumika dla fali odbitej, aby nie spowodować zwiększenia pulsacji ciśnienia, tylko zmniejszenie. W tym celu dla badania zjawisk dynamicznych w układzie hydraulicznym należy rozpatrywać dwa modele obwodów hydraulicznych [207]. Model linii hydraulicznej o parametrach rozłożonych [38, 106, 207, 237] który dotyczy przewodów hydraulicznych na który oddziałują procesy dynamiczne o dużej częstotliwości będące skutkami pracy elementów układu. Występujące problemy to: hałas, kawitacja, amplifikacja amplitudy pulsacji ciśnienia (uderzenie hydrauliczne). Uwzględnia się procesy falowe, czyli takie w których dochodzi do interferencji fal biegnących z odbitymi od przeszkody [29]. Taki przewód nazywany jest również hydrauliczną linią długą (HLD), przyjmuje się, że przewód jest o długości fali propagowanej lub dłuższy. Modeli linii hydraulicznej o parametrach skupionych dotyczą przewodów dla krótkich i średniej długości przewodów hydraulicznych w układach. Uwzględnia się głównie procesy ruchów nieustalonych mechanizmów, sterowanie i regulację. Pomija się procesy falowe. Należy mieć na uwadze, że zaliczenie przewodu do hydraulicznej linii długiej zależy nie tylko od długości geometrycznej przewodu, ale również od częstotliwości wymuszeń i rodzaju materiału.

5.1 Wyznaczenie modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu.

W hydrostatycznych układach napędowych niskociśnieniowych często przyjmuje się, że ciecze są nieściśliwe szczególnie przy porównaniu do gazów. Takie założenie można przyjąć dla ciśnień rzędu 30-50 [MPa], ale dla wyższych ciśnień oraz zmian dynamicznych [24, 119, 136, 248], należy uwzględnić odkształcalność objętościową cieczy. Parametrem określającym zmiany objętości cieczy w wyniku oddziaływania sił zewnętrznych jest ściśliwość, którą określa się współczynnikiem ściśliwości:

$$\beta = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} [1/Pa] \quad (5.1)$$

Gdzie: ΔV [m³] – zmiana objętości cieczy pod wpływem działania sił zewnętrznych

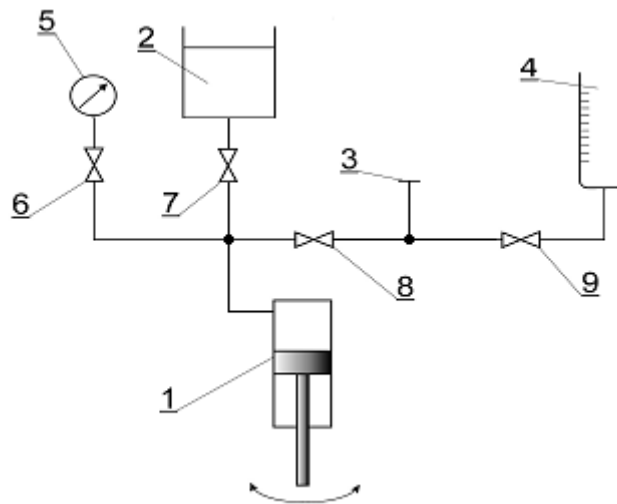
V [m³] – objętość początkowa cieczy,

Δp [Pa] – zmiana ciśnienia w cieczy w wyniku działania sił zewnętrznych.

Ze względów praktycznych częściej korzysta się z modułu sprężystości objętościowej cieczy E , który jest odwrotnością współczynnika ściśliwości.

$$E = \frac{1}{\beta} [MPa] \quad (5.2)$$

Moduł sprężystości objętościowej cieczy istotny jest przy projektowaniu tłumików hydraulicznych. W tym celu zbudowano stanowisko do wyznaczenia modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu tłumika. Poniżej przedstawiono schemat hydrauliczny stanowiska oraz widok rzeczywisty.

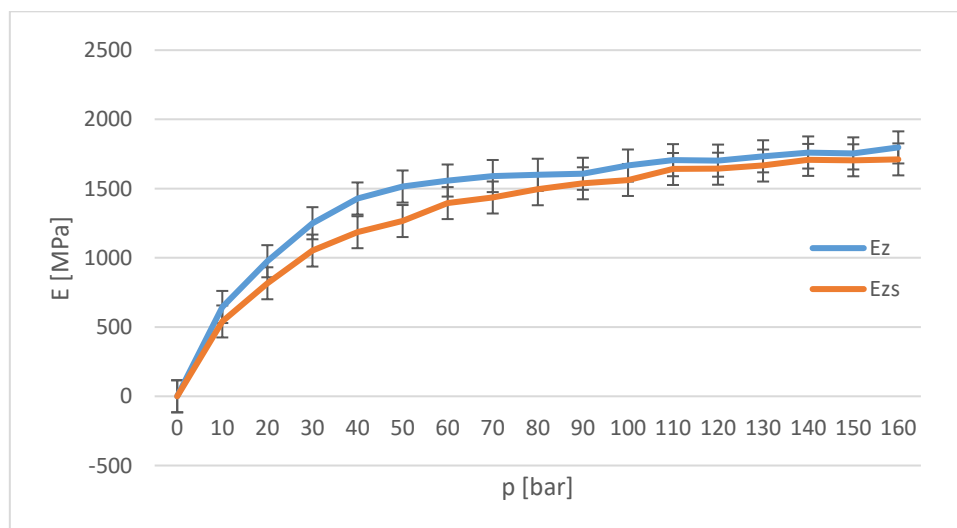


Rys. 110. Schemat hydrauliczny stanowiska do wyznaczenia zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu tłumika: 1 – pompa z napędem ręcznym, 2 – zbiornik zalewowy, 3 – badany tłumik, 4 – zbiornik pomiarowy, 5 – manometr, 6,7,8,9 – zawory odcinające.



Rys.111. Widok stanowiska do wyznaczenia zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu tłumika.

Poniżej przedstawiono wykres zmiany modułu sprężystości cieczy i przewodu tłumika w zależności od ciśnienia.



Rys. 112. Wykres zmiany zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu stalowego prostoliniowego oraz spiralnego.

Do pomiarów użyto prostego przewodu stalowego oraz przewodu stalowego zawiniętego w spiralę o promieniu zakrzywienia $R = 27$ [mm]. Długość każdego z przewodu to 800 [mm] i średnica wewnętrzna 4 [mm]. Stosowany olej hydrauliczny to HLP22, temperatura cieczy 20[°C]. Wyznaczono zastępczy moduł sprężystości objętościowej cieczy i prostoliniowego przewodu stalowego $E_z = 1,52 \cdot 10^3$ [MPa] dla 5 [MPa], $E_z = 1,67 \cdot 10^3$ [MPa] dla 10 [MPa] oraz $E_z = 1,7 \cdot 10^3$ [MPa] dla 15 [MPa]. W dalszej kolejności wyznaczono zastępczy moduł sprężystości objętościowej cieczy i spiralnego przewodu stalowego $E_{zs} = 1,27 \cdot 10^3$ [MPa] dla 5 [MPa], $E_{zs} = 1,56 \cdot 10^3$ [MPa] dla 10 [MPa] oraz $E_{zs} = 1,64 \cdot 10^3$ [MPa] dla 15 [MPa].

5.2 Wyznaczenie prędkości propagacji fali ciśnienia w przewodzie hydraulicznym

Zasada działania hydrostatycznych układów hydraulicznych polega na przekazywaniu energii ze źródła zasilania do odbiornika poprzez transportowanie ciekłego czynnika roboczego. Jak już wspomniano we wcześniejszych rozdziałach pracujące układy hydrauliczne charakteryzują się zmianami obciążenia wynikającymi z wymagań stawianych napędom poprzez systemy sterowania. Powoduje to zmiany przepływu cieczy w przewodzie, powodując powstawanie fal podwyższonego lub obniżonego ciśnienia [51]. Gwałtowny przyrost ciśnienia może nawet w konsekwencji doprowadzić do uszkodzenia przewodu w wyniku przekroczenia dopuszczalnych naprężeń rozciągających ścianki przewodu [1]. Pierwsze próby opisan

nieustalonego przepływu cieczy przez przewód zostały wprowadzone przez Żukowskiego w 1898 roku [73]. Związek między przyrostem ciśnienia oraz zmianą średniej prędkości przepływu przedstawiono następująco:

$$\Delta p = \rho_0 * c_0 * \Delta v \quad (5.3)$$

gdzie:

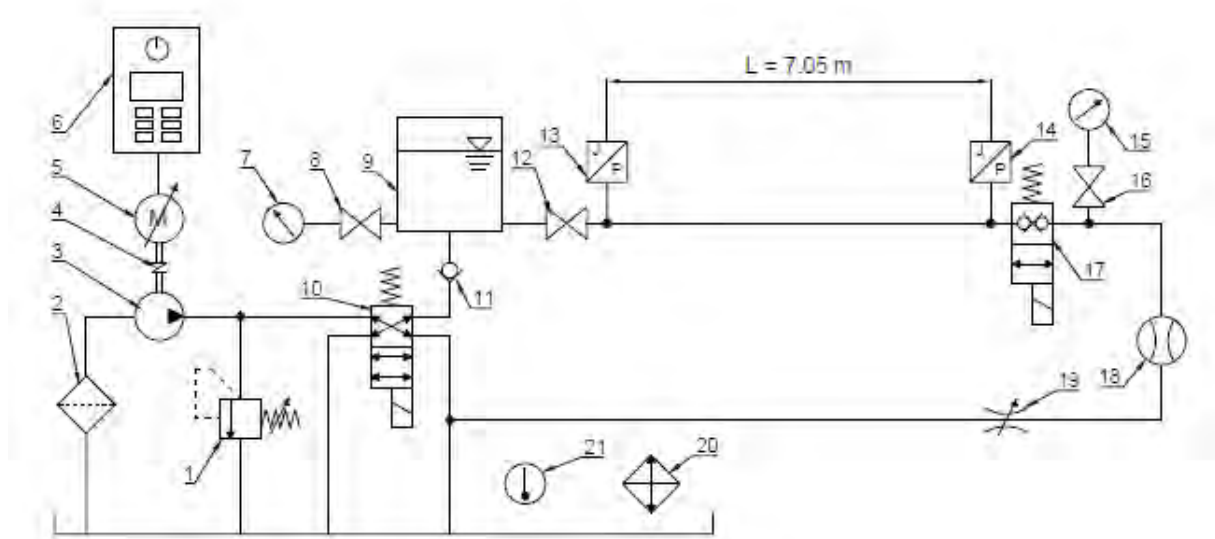
Δp – przyrost ciśnienia,

ρ_0 – gęstość cieczy,

c_0 – prędkość propagacji fali ciśnienia,

Δv – średnia prędkość przepływu.

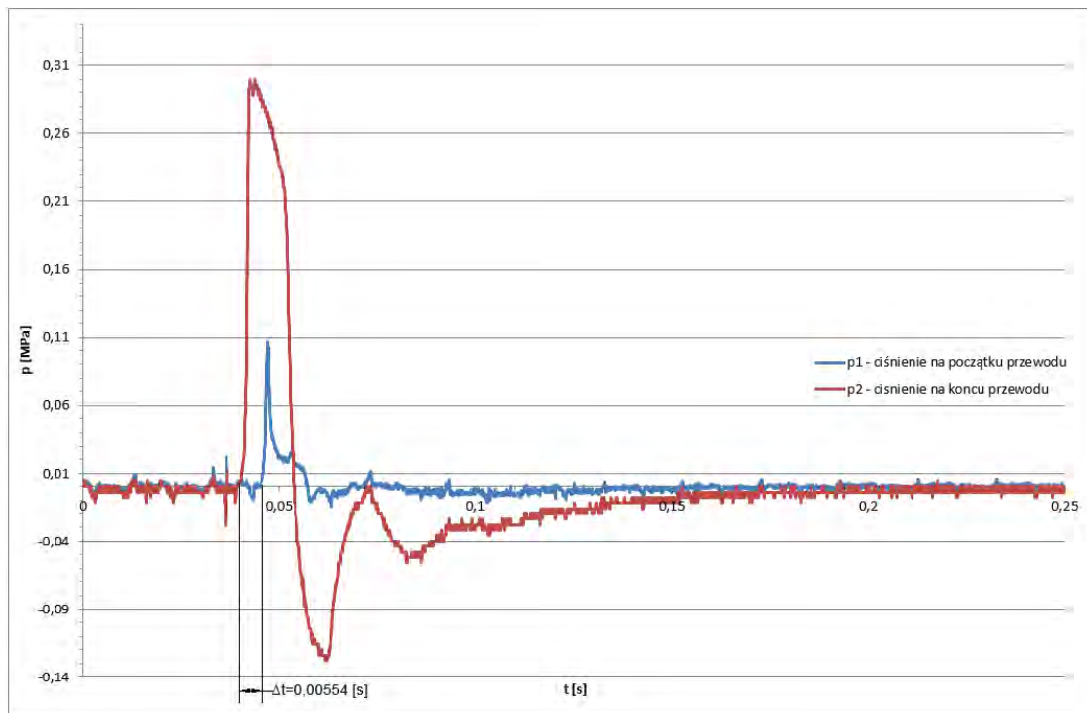
Prędkość propagacji fali ciśnienia jest istotna przy projektowania tłumików typu odgałęźnego. Szczegółowy opis dotyczący wyznaczania prędkości propagacji fali ciśnienia w sposób analityczny z powszechnie znanych reguł przedstawiono w literaturze [193, 250]. W niniejszej pracy dotyczącej obniżenia pulsacji ciśnienia poprzez stosowanie m.in. tłumików odgałęźnych, prędkość propagacji fali ciśnienia wyznaczono opierając się na pracach [103, 106]. Poniżej przedstawiono hydrauliczny schemat układu pomiarowego.



Rys. 113. Schemat układu pomiarowego: 1 – Zawór bezpieczeństwa, 2 – filtr ssawny, 3 – pompa wyporowa, 4 – sprzęgło, 5 – silnik napędowy, 6 - sterownik silnika, 7 – manometr, 8 – zawór odcinający, 9 - akumulator objętościowy, 10, rozdzielacz 4/2, 11- zawór zwrotny, 12 - zawór odcinający, 13, 14 – czujnik ciśnienia, 15- manometr, 16 – zawór odcinający, 17 – zawór odcinający

sterowany elektrycznie, 18 – przepływomierz, 19 – zawór dławiący, 20 - chłodnica, 21- termometr [238].

Badania opierały się na rejestracji zmian ciśnienia na dwóch końcach przewodu w wyniku przesterowania zaworu odcinającego, znajdującego się na końcu przewodu. Wyznaczono opóźnienie Δt między zmianami ciśnienia na początku i na końcu przewodu. Wykonano 10 pomiarów i wyznaczono średnią, która wynosi $\Delta t = 0,00554$ [s]. Poniżej przedstawiono przykładową charakterystyką z opóźnieniem czasowym, która odpowiada wyznaczonej średniej.



Rys. 114. Przebieg ciśnienia w układzie badawczym dla przewodu sztywnego

Wyznaczenie prędkości propagacji fali ciśnienia na drodze eksperymentalnej została osiągnięta poprzez podzielenie długość przewodu przez opóźnienie pomiędzy początkiem wzrostu ciśnienia na początku i końcu przewodu. Długość przewodu $L_p = 7,05$ [m], wyznaczony czas opóźnienia $\Delta t = 0,00554$ [s].

$$c_0 = \frac{L_p}{\Delta t} \quad (5.4)$$

Wyznaczona prędkość propagacji fali $c_0 = 1273$ [m/s].

Warunki prowadzenia pomiarów:

- ciecz robocza HLP22,

- temperatura cieczy roboczej 323 ± 2 [C].
- ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ [MPa]
- gęstość cieczy 880 [kg/m³],
- moduł sprężystości objętościowej cieczy – $1,65 \cdot 10^3$ [MPa].

Średnicę wewnętrzną przewodu zmierzono za pomocą przyrządu pomiarowego w 3 miejscach i wyznaczono średnią równą 4 [mm]. Materiał z którego wykonano przewód to E235+N, określony w normie *PN-EN 10305 Rury stalowe bez szwu ciągnione na zimno*: Średnica zewnętrzna 6 [mm] – odchyłka $\pm 0,08$, średnica wewnętrzna 4 [mm] – odchyłka $\pm 0,12$, grubość ścianki 1 [mm] – odchyłka $\pm 0,10$, $R_m = 340-480$ [MPa], $R_e = 235$ [MPa], $A = 25$ [%].

5.3 Model matematyczny liniowego tłumika typu odgałęźnego.

Dziedzina dotycząca określenia wymiarów tłumika odgałęźnego dotyczy głównie jego długości L_0 zależnej od częstotliwości wymuszeń f_w , podlegających zredukowaniu. Tłumik dedykowany jest w celu redukcji pulsacji od pompy, a więc jego długość zależna będzie od ilości elementów wyporowych pompy oraz od jej prędkości obrotowej. Średnica tłumika odpowiada średnicy przewodu tłocznego pompy.

5.3.1 Model bezstratny

Przy założeniu, że nie uwzględnia się oporów przepływu w tłumiku, moduł jego impedancji początkowej na podstawie lit. [106] przyjmuje postać:

$$|Z_d| = \frac{\rho_0 c_0}{\pi r^2 \tan\left(\frac{\omega_w L_0}{c_0}\right)} \quad (5.5)$$

Moduł impedancji osiągnie minimum, gdy spełniony będzie warunek:

$$\frac{\omega_w L_0}{c_0} = \left(K\pi + \frac{\pi}{2}\right), \text{ gdzie } K = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (5.6)$$

Uwzględniając zależność w postaci [25]:

$$\lambda_f = \frac{c_0}{f_w} \quad (5.7)$$

Maksymalna skuteczności tłumika uzyskuje się dla:

$$L_0 = \frac{\lambda_f}{4} \quad (5.8)$$

Dla zadanej długości fal, a co za tym idzie, dla zadanej częstotliwości wymuszenia można dobrać taką długość przewodu (tłumika), która spowoduje maksymalną redukcję amplitudy pulsacji ciśnienia.

5.3.2 Model uwzględniający tarcie quasi –stacjonarne

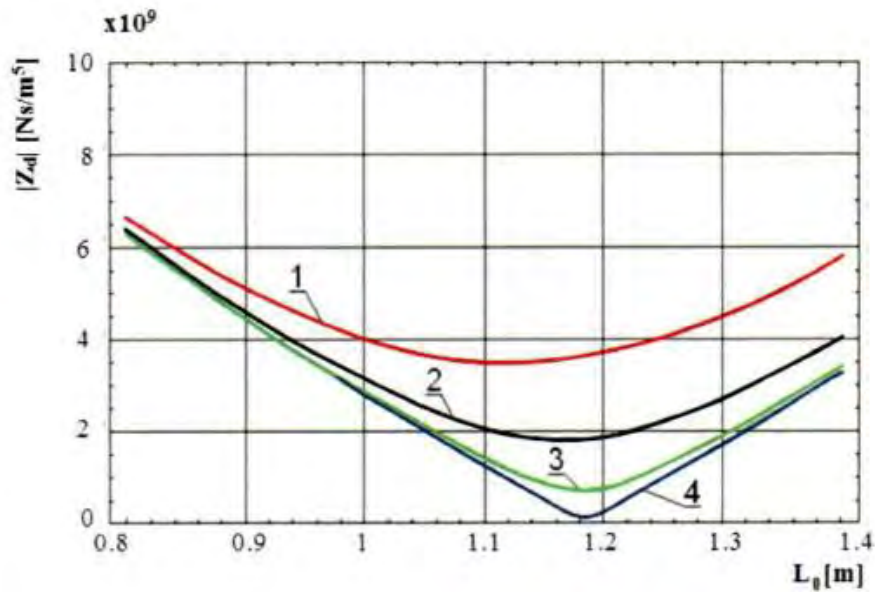
Przedstawiony powyżej wymiar charakterystyczny tłumika odgałęźnego dotyczy warunków idealnych, nie uwzględniających oporów przepływu pulsującego lub oscylującego. Dla układu hydraulicznego w którym przyjmujemy przepływ laminarny oparty na modelu linii hydraulicznej o stałej rezystancji R_0 opór przepływu określa się na podstawie literatury [103]:

$$R_0 = \frac{8 \cdot \mu}{\pi \cdot r^4} \quad (5.9)$$

Uwzględniając powyższe równanie na podstawie literatury [106] impedancja tłumika odgałęźnego prostoliniowego dla oporów przepływu oscylacyjnego wyraża się w postaci:

$$Z_D = \frac{\sqrt{\frac{E_z \cdot (8 \cdot \mu + r^2 \cdot \rho_0 \cdot s)}{\pi^2 \cdot r^6 \cdot s}}}{tgh \left(L \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot \mu \cdot s + r^2 \cdot \rho_0 \cdot s^2}{E_z \cdot r^2}} \right)} \quad (5.10)$$

Najlepszą skuteczność tłumik osiągnie, gdy określi się minimum impedancji początkowej tłumika. Z powodu złożonej postaci powyższego wyrażenia, nie określa się tego w sposób analityczny ale za pośrednictwem dedykowanego oprogramowania matematycznego. Przykładowe rozwiązanie modułu impedancji początkowej tłumika, przy uwzględnieniu podstawowej harmonicznej pompy ($f_1 = 167$ Hz) pompy PNZ-25, przedstawiono poniżej.



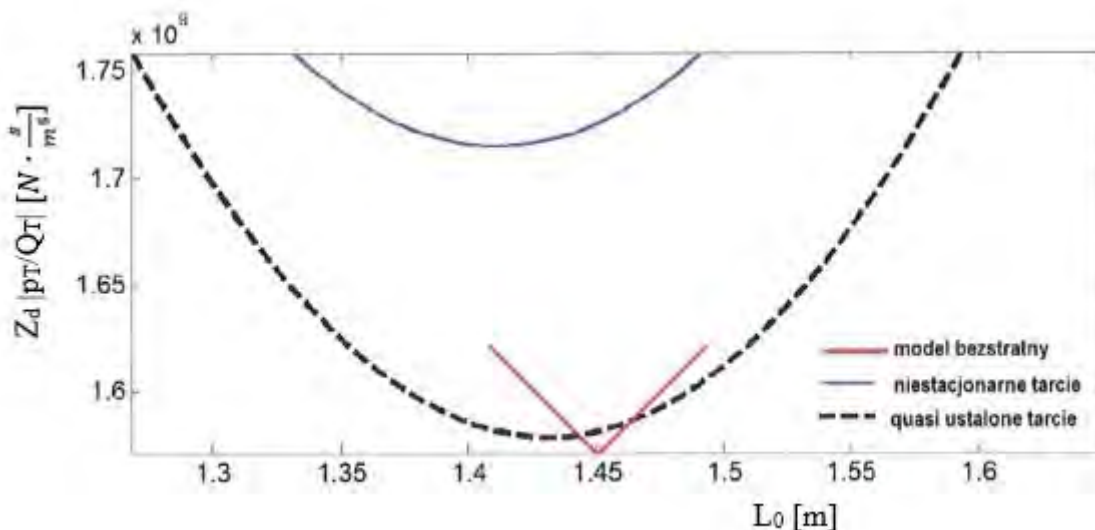
Rys. 115. Moduł impedancji początkowej $|Z_d|$ przewodu hydraulicznego w funkcji jego długości L_0 dla różnych lepkości oleju, z uwzględnieniem oporów przepływu oscylacyjnego: $1 - \mu = 1 \text{ [N}\cdot\text{s/m}^2\text{]}$, $2 - \mu = 0,5 \text{ [N}\cdot\text{s/m}^2\text{]}$, $3 - \mu = 0,2 \text{ [N}\cdot\text{s/m}^2\text{]}$, $4 - \mu = 0,03 \text{ [N}\cdot\text{s/m}^2\text{]}$, prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oel} = 800 \text{ [m/s]}$ [106].

5.3.3 Model uwzględniający tarcie niestacjonarne

Uwzględnianie tarcia quasi ustalonego może być stosowane jedynie w przypadku powolnych zmian prędkości cieczy przy ściankach przewodu. Gdy zmiany prędkości są znaczne, to należy je uwzględnić stosując niestacjonarny model tarcia. Impedancja liniowego tłumika odgałęźnego uwzględnia funkcję lepkości cieczy. W lit. [106] przedstawiono długość tłumika w zależności od trzech modeli tarcia, modelu bezstratnego, modelu strat quasi-ustalonych oraz modelu z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego. Impedancja początkowa Z_d tłumika z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego, dla wymuszenia harmonicznego przyjmie postać[106]:

$$Z_d = \frac{\rho_0 c_0 \psi_z}{\pi R^2 \operatorname{tgh}\left(\frac{L_0 \psi_z j \omega}{c_0}\right)} \quad (5.11)$$

Do wyznaczenia modułu impedancji początkowej przyjęto następujące dane: podstawowa harmoniczna pompy $f_1 = 222 \text{ Hz}$ (pompa PTOZ-100), średnica przewodu $D = 9 \text{ mm}$. Poniżej na wykresie przedstawiono impedancję początkową tłumika dla trzech modeli tarcia.



Rys. 116. Moduł impedancji początkowej Z_d tłumika odgałęźnego dla różnych modeli tarcia w funkcji jego długości L_0 , lepkość $\mu = 30 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$, prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$ [106].

Na podstawie uzyskanych obliczeń stwierdza się, że maksymalne obniżenie amplitudy pulsacji ciśnienia uzyska się po zamontowaniu tłumika o długości: $L_0 = 1,45 \text{ [m]}$ dla modelu bezstratnego, $L_0 = 1,43 \text{ [m]}$ dla modelu oraz $L_0 = 1,41 \text{ [m]}$ dla modelu niestacjonarnego tarcia.

Podsumowując uzyskane dane, model tarcia quasi-ustalonego skraca tłumik o 1,4 % w stosunku do modelu bezstratnego oraz o 2,8 % dla modelu tarcia quasi-ustalonego.

5.4 Model matematyczny spiralnego tłumika typu odgałęźnego

Model wyznaczenia długości liniowego tłumika typu odgałęźnego wyznaczony jest dla trzech modeli tarcia: modelu bezstratnego, modelu quasi-ustalonego oraz niestacjonarnego. Przedstawione dotychczas modele dotyczą oporów tarcia związanego z lepkością cieczy dla przewodu prostoliniowego. Dla tłumika spiralnego należy uwzględnić również opory przepływu cieczy związane z zakrzywieniem przewodu. Ze względu na stosunkowo niewielką różnicę długości tłumika dla powyżej przedstawionych modeli uwzględniających opory przepływu związane z lepkością cieczy. Biorąc pod uwagę niewielkie przepływy cieczy w tłumiku, dalsze rozważania uwzględniające opory przepływu związane z zakrzywieniem przewodu, oparte zostały na modelu quasi-ustalonym. Przystępując do wyznaczenia impedancji początkowej tłumika, należy określić jego rezystancję właściwą R_s (wprowadzono pojęcie „rezystancji właściwej”, która określa opory przepływu cieczy dla elementarnej długości przewodu tłumika spiralnego, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^6 \cdot \text{s}} \right]$). Opór hydrauliczny przewodu spiralnego określa się jako

iloczyn długości przewodu tłumika o kształcie spiralnym równoważnym oporom liniowym liniowych przepływającej cieczy przez przewód oraz oporów miejscowych związanych z zakrzywieniem przewodu.

$$R_s \cdot L = R_{Ls} + R_{ms} \quad (5.12)$$

Rezystancja liniowa $\left[\frac{kg}{m^5 \cdot s}\right]$ przewodu jest ogólnie dobrze znana na podstawie literatury [38, 91, 136, 195]

$$R_{Ls} = \frac{8 \cdot \mu}{\pi \cdot r^4} \cdot L \quad (5.13)$$

Dla wyznaczenia rezystancji miejscowej związanej ze spiralnym zakrzywieniem przewodu należy posłużyć się poniższym wzorem, który sumuje liniowo połączone kolanka [91,125, 194]:

$$\Delta p = Q \cdot R_{ms} \quad (5.14)$$

Następnie korzystając z zależności:

$$Q = A \cdot v \quad (5.15)$$

przy czym:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (5.16)$$

oraz ze wzoru na stratę ciśnienia:

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (5.17)$$

Otrzymuje się:

$$R_{ms} = \frac{2 \cdot \rho \cdot \zeta \cdot v}{\pi \cdot d^2} \quad (5.18)$$

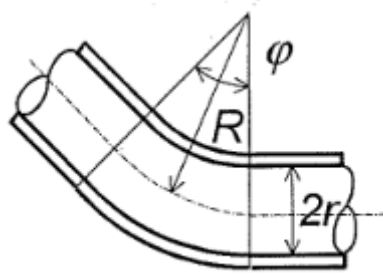
Podstawiając za v:

$$v = \frac{Re \cdot \mu}{d \cdot \rho} \quad (5.19)$$

Otrzymuje się:

$$R_{ms} = \frac{Re \cdot \mu \cdot \zeta}{\pi \cdot 4 \cdot r^3} \quad (5.20)$$

Następnie korzystając z współczynnika ζ dla łuku kołowego [30, 70, 158],



$$\zeta = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{\varphi^\circ}{90^\circ} \right) \quad (5.21)$$

można określić współczynnik ζ dla spirali:

$$\zeta = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot 4k_s \quad (5.22)$$

Gdzie:

k – liczba zwojów spirali,

Następnie podstawiając do wzoru na R_m otrzymuje się:

$$R_{ms} = \frac{Re \cdot \mu}{\pi \cdot 4 \cdot r^3} \cdot \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot 4k_s \quad (5.23)$$

Następnie uwzględniając długość przewodu spiralnego L o zakrzywieniu o promieniu R :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot k_s \quad (5.24)$$

Po przekształceniu otrzymuje się:

$$R_{ms} = \frac{Re \cdot \mu}{\pi \cdot 4 \cdot r^3} \cdot \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{L}{2 \cdot \pi \cdot R} \quad (5.25)$$

Kolejno sumując opór liniowy spirali oraz opór miejscowy spirali otrzymuje się:

$$R_s \cdot L = L \cdot \left(\frac{8 \cdot \mu}{\pi \cdot r^4} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{Re \cdot r}{64 \cdot \pi \cdot R} \right) \cdot \left(0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right) \right] \quad (5.26)$$

Następnie korzystając z powyższego wzoru otrzymuje się rezystancje spirali:

$$R_s = \left(\frac{8 \cdot \mu}{\pi \cdot r^4} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{Re \cdot r}{64 \cdot \pi \cdot R} \right) \cdot \left(0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right) \right] \quad (5.27)$$

Budowa spiralnego tłumika odgałęźnego oparta jest na przewodzie spiralnym o odpowiedniej długości i promieniu zakrzywienia, podłączonym prostopadle do przewodu głównego oraz na końcu zaślepionym. Podstawą określenia długości przewodu spiralnego będącego tłumikiem spiralnym jest model hydraulicznej linii długiej opisanej parametrami rozłożonymi. Poniżej przedstawiono macierzową funkcję przejścia w formie operatorowej, uwzględniającą

ciśnienie p oraz natężenie przepływu Q na dwóch końcach hydraulicznej linii długiej (początek oraz koniec tłumika) przyjmującej postać [57, 58, 94, 102, 166, 253, 254]:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(L \cdot \Gamma(s)) & Z_c(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) \\ Z_c^{-1}(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) & \cosh(L \cdot \Gamma(s)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

gdzie odpowiednio:

P_1 – ciśnienie na wejściu do tłumika spiralnego,

P_2 – ciśnienie na końcu tłumika spiralnego,

Q_1 – natężenie przepływu na wejściu tłumika spiralnego,

Q_2 – natężenie przepływu na wyjściu tłumika spiralnego,

L – długość tłumika spiralnego

Koniec tłumika spiralnego jest zaślepiony, więc $Q_2 = 0$:

$$\Gamma \text{ operator propagacji } \Gamma(s) = \sqrt{Z_0 \cdot Y_0} \quad (5.29)$$

$$Z_c \text{ impedancja falowa } Z_c(s) = \sqrt{\frac{Z_0}{Y_0}} \quad (5.30)$$

gdzie:

$$Z_0 = R_0 + M_0 \cdot s \quad (5.31)$$

$$Y_0 = C_0 \cdot s \quad (5.32)$$

$$M_0 = \frac{\rho_0}{\pi \cdot r^2} \quad (5.33)$$

$$C_0 = \frac{\pi \cdot r^2}{E_{zs}} \quad (5.34)$$

Przedstawione powyżej wielkości określają parametry podłużne [41, 243, 254]:

- rezystancję R_0 (opór czynny), która uwzględnia wpływ lepkości cieczy,

- inertancję M_0 (opór bierny), która uwzględnia wpływ bezwładności cieczy oraz parametr poprzeczny,

- admitancję Y_0 uwzględniającą wpływ pojemności C_0 , charakteryzującą wpływ ściśliwości cieczy i sprężystości materiału przewodu.

Gdzie:

s – operator przekształcenia Laplace’a,

ρ_0 – gęstość czynnika roboczego,

r – promień wewnętrzny przewodu będącego tłumikiem,

E_{zs} – wartość zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu zagiętego w spiralę,

Mając na uwadze, że tłumik to zaślepiiony przewód, przyjmuje się $Q_2 = 0$.

A następnie wyznaczając wyrazy macierzy otrzymuje się :

$$p_1 = \cosh(L \cdot \Gamma(s)) \cdot p_2 \quad (5.35)$$

$$Q_1 = Z_c^{-1}(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) \cdot p_2 \quad (5.36)$$

Kolejno wyznacza się impedancję początkową tłumika:

$$Z_D = \frac{p_1}{Q_1} = \frac{\cosh(L \cdot \Gamma(s)) \cdot p_2}{Z_c^{-1}(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) \cdot p_2} = \frac{Z_c}{\operatorname{tgh}(L \cdot \Gamma(s))} \quad (5.37)$$

Następnie podstawiając kolejno za R_0 , wartość R_s dla przewodu spiralnego, otrzymuje się:

$$Z_c(s) = \sqrt{\frac{E_{zs} \cdot (R_s \cdot \pi \cdot r^2 + \rho_0 \cdot s)}{\pi^2 \cdot r^4 \cdot s}} \quad (5.38)$$

Oraz

$$\Gamma(s) = \sqrt{\frac{R_s \cdot \pi \cdot r^2 \cdot s + \rho_0 \cdot s^2}{E_{zs}}} \quad (5.39)$$

Po powyższym podstawieniu otrzymuje się:

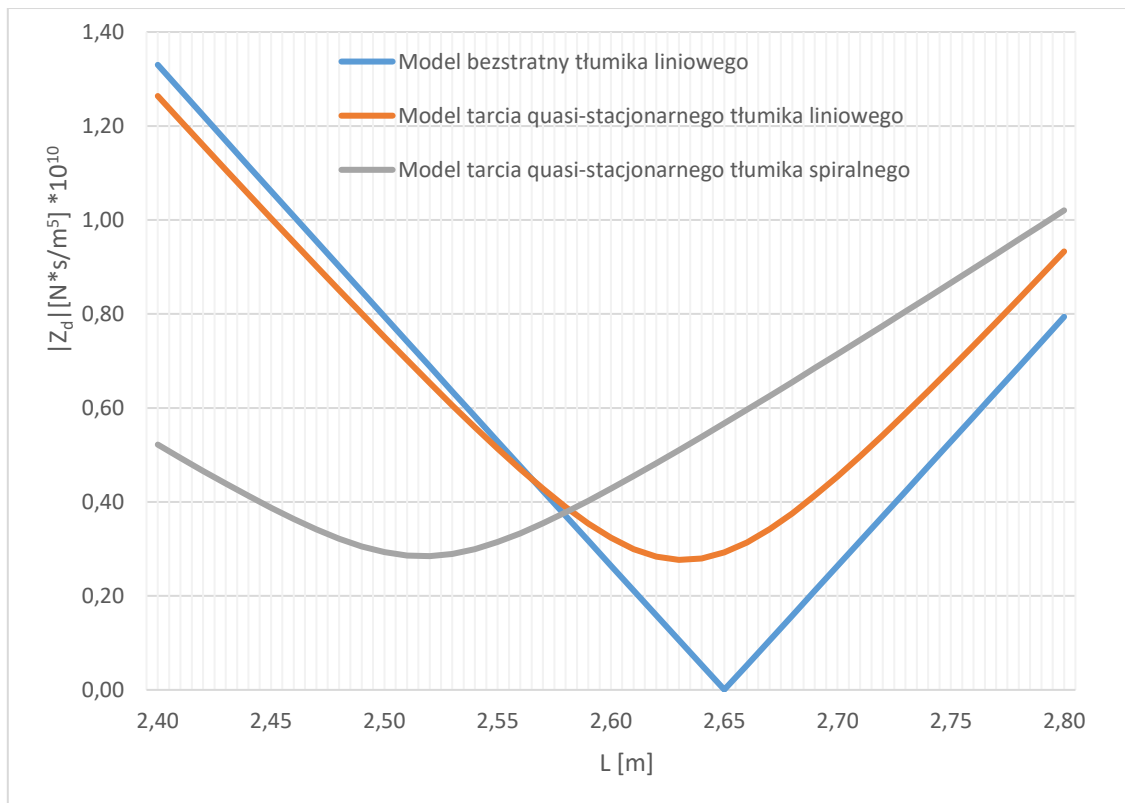
$$Z_D = \frac{\sqrt{\frac{E_{zs} \cdot (R_s \cdot \pi \cdot r^2 + \rho_0 \cdot s)}{\pi^2 \cdot r^4 \cdot s}}}{\operatorname{tgh}\left(L \cdot \sqrt{\frac{R_s \cdot \pi \cdot r^2 \cdot s + \rho_0 \cdot s^2}{E_{zs}}}\right)} \quad (5.40)$$

Po podstawieniu wartości określających R_s otrzymuje się ostatecznie wzór opisujący impedancję tłumika spiralnego:

$$Z_D = \frac{\sqrt{\frac{E_{zs} \cdot \left(\left(\frac{8 \cdot \mu}{r^2} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{Re \cdot r}{64 \cdot \pi \cdot R} \right) \cdot \left(0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right) \right] + \rho_0 \cdot s}{\pi^2 \cdot r^4 \cdot s}}}{\operatorname{tgh} \left(L \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{8 \cdot \mu \cdot s}{r^2} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{Re \cdot r}{64 \cdot \pi \cdot R} \right) \cdot \left(0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right) \right] + \rho_0 \cdot s^2}{E_{zs}}} \right)} \quad (5.41)$$

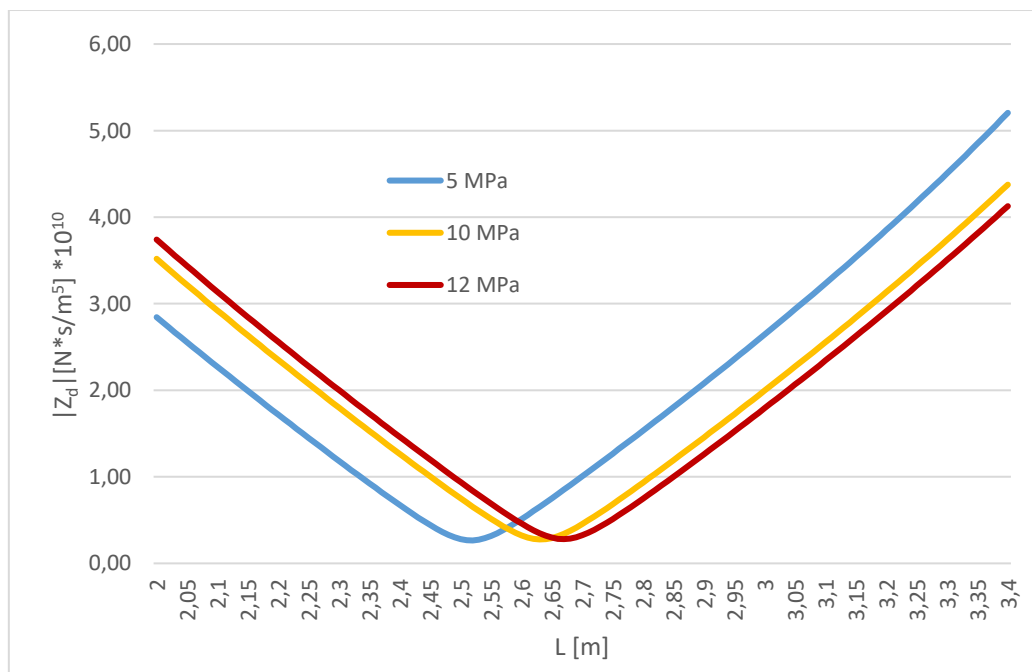
5.5 Rozwiązanie modelu matematycznego.

Wyznaczenie skuteczności tłumika spiralnego wykonano dla modelu bezstratnego, modelu quasi-stacjonarnego liniowego tłumika odgałęźnego korzystając na podstawie literatury [106] oraz autorskiego modelu quasi-stacjonarnego spiralnego tłumika odgałęźnego. Ze względu na rozbudowane modele uwzględniające tarcie quasi-stacjonarne rozwiązanie modelu zrealizowano za pomocą programu Matlab. Biorąc pod uwagę typową liczbę elementów wyporowych pomp oraz średnią prędkość obrotową wałka napędowego do obliczeń przyjęto pierwszą składową harmoniczną na poziomie 120 [Hz]. Do wyznaczenia modułu impedancji początkowej przyjęto następujące dane: podstawowa harmoniczna pompy $f_1 = 120$ [Hz] (*WPH PZ3-0.6*), średnica przewodu $d = 4$ [mm], olej hydrauliczny HLP22. Poniżej na wykresie przedstawiono impedancję początkową dla modelu bezstratnego tłumika liniowego, dla modelu quasi-stacjonarnego tłumika liniowego oraz dla modelu quasi-stacjonarnego tłumika spiralnego.



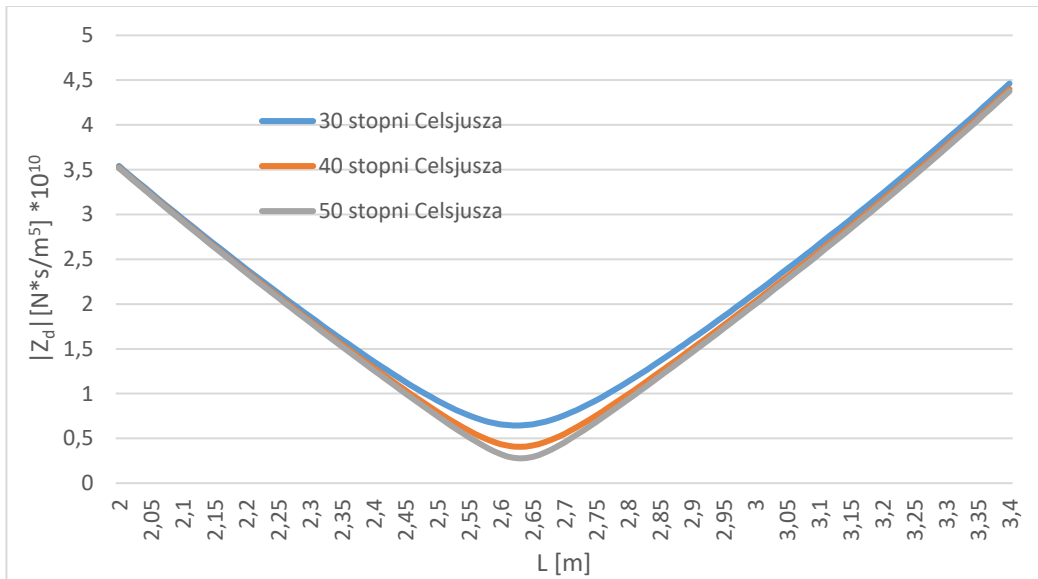
Rys. 117. Moduł impedancji początkowej Z_d tłumika odgałęźnego dla różnych modeli tarcia w funkcji jego długości L_0 , prędkość obrotowa pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], olej hydrauliczny HLP22, temperatura oleju 40 [°C], gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³], promień wewnętrzny przewodu $r = 2$ [mm], promień zagięcia spirali przewodu $R = 27$ [mm]. Prędkość propagacji fali $c_0 = 1273$ [m/s].

W dalszej części przedstawiono wpływ zmiany ciśnienia średniego na długość tłumika spiralnego dla zadanej częstotliwości wymuszenia (120 Hz).



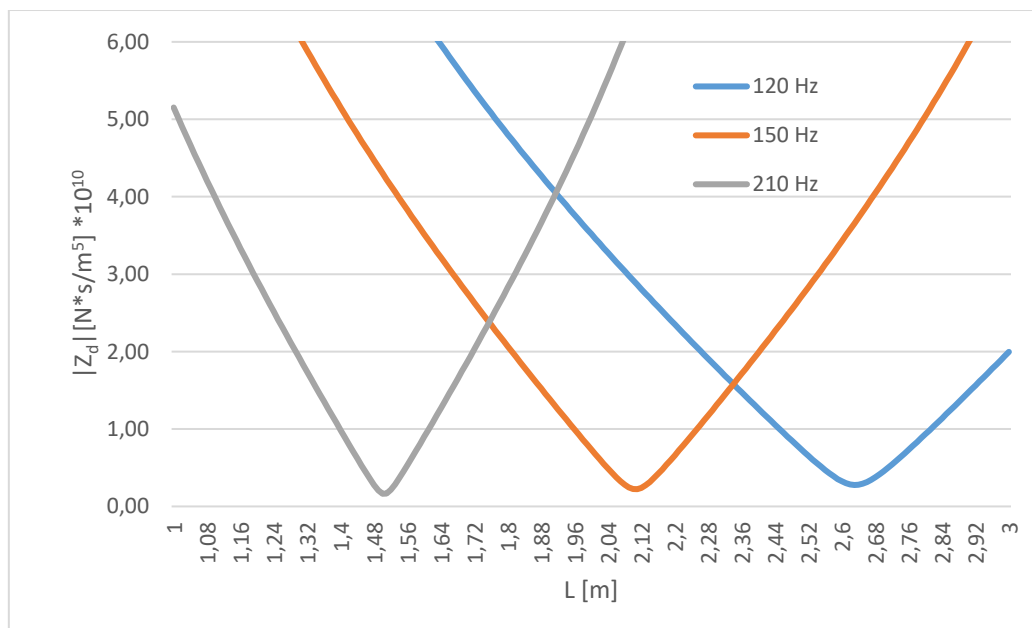
Rys. 118. Moduł impedancji początkowej Z_d tłumika odgałęźnego dla różnych ciśnień średnich t.j. 5, 10 i 12 [MPa] w funkcji jego długości L_0 , prędkość obrotowa pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], olej hydrauliczny HLP22, temperatura oleju 50 [°C], gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³], promień wewnętrzny przewodu $r = 4$ [mm], promień zagięcia spirali przewodu $R = 27$ [mm]. Prędkość propagacji fali $c_0 = 1273$ [m/s].

Analizując powyższy wykres można, stwierdzić że zwiększenie ciśnienia średniego znacząco wpływa na impedancję tłumika spiralnego. Jeśli układ hydrauliczny ma pracować przy wyższym ciśnieniu to należy stosować dłuższy tłumik według zależności podanej we wzorze 5.41. Poniżej przedstawiono wpływ zmiany temperatury cieczy roboczej dla biernego tłumika spiralnego typu odgałęźnego, rys. 119.



Rys. 119. Moduł impedancji początkowej Z_d tłumika odgałęźnego dla różnych ciśnień średnich t.j. 5, 10 i 12 [MPa] w funkcji jego długości L_0 , prędkość obrotowa pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], olej hydrauliczny HLP22, temperatura oleju 50 [°C], gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³], promień wewnętrzny przewodu $r = 4$ [mm], promień zagięcia spirali przewodu $R = 27$ [mm]. Prędkość propagacji fali $c_0 = 1273$ [m/s].

Wykres na rys. 119 przedstawia zmiany impedancji tłumika spiralnego dla zmiennej lepkości cieczy w układzie hydraulicznym zależnej od temperatury. Zamieszczona charakterystyka została oparta na zmianie temperatury, gdyż ta wartość mierzona była podczas pomiarów. Obserwując zmiany impedancji tłumika można stwierdzić, że przy wyższej temperaturze powodującej niższą lepkość obniżają się opory przepływu cieczy.



Rys. 120. Moduł impedancji początkowej Z_d tłumika odgałęźnego dla różnych prędkości obrotowych pompy 800, 1000 i 1400 [obr/min], co odpowiada pierwszej harmonicznej częstotliwości pompy 120, 150 i 210 [Hz]. pompy w funkcji jego długości L_0 , ciśnienie średnie 10 [MPa], olej hydrauliczny HLP22, temperatura oleju 50 [°C], gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³], promień wewnętrzny przewodu $r = 4$ [mm], promień zagięcia spirali przewodu $R = 27$ [mm]. Prędkość propagacji fali $c_0 = 1273$ [m/s].

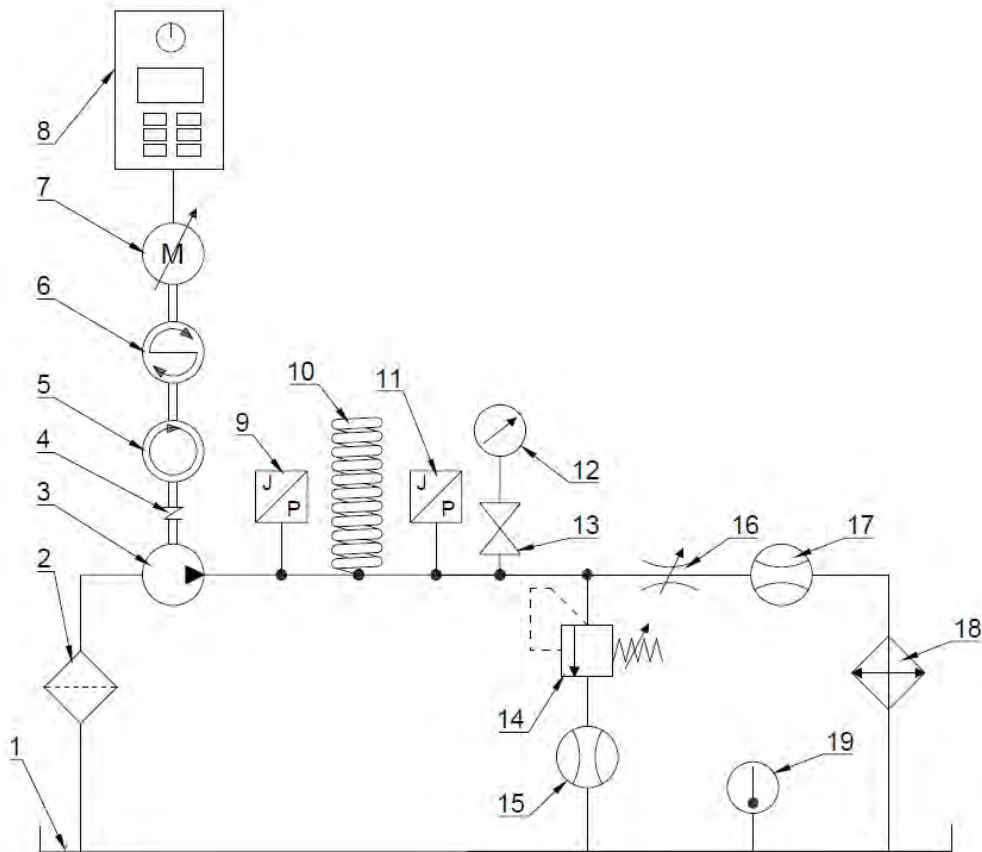
Przedstawione powyżej charakterystyki określają w sposób modelowy zmiany modułu impedancji tłumika w zależności od wskazanego parametru przy wartościach stałych pozostałych parametrów. Określenie najniższego poziomu impedancji tłumika odgałęźnego będzie wpływać na uzyskanie jego największej skuteczności. Analizując charakterystyki na rys. 118-120, można wskazać że największy wpływ na moduł impedancji tłumika ma jego długość, kolejny parametr to zmiana ciśnienia średniego od którego zależy zastępczy moduł sprężystości objętościowej cieczy i przewodu. Najmniejszy wpływ na moduł impedancji tłumika ma temperatura cieczy od której zależy lepkość cieczy.

6. Badania doświadczalne weryfikacyjne pulsacji ciśnienia z zastosowaniem biernego spiralnego tłumika typu odgałęźnego

W celu potwierdzenie dotychczasowych rozważań w oparciu o modele matematyczne tłumików, zdecydowano się przeprowadzić serie badań doświadczalnych w laboratorium. Wymagało to najpierw zaprojektowania stanowiska badawczego (wraz z rozmieszczeniem punktów pomiarowych), jego wykonania, przeprowadzenia pomiarów wstępnych i zasadniczych oraz opracowania wyników i ich porównania z wynikami otrzymanymi z rozważań teoretycznych.

6.1 Stanowisko badawcze

Do realizacji pomiarów zbudowano stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono poniżej na rys. 121.



Rys.121. Schemat układu hydraulicznego do badania pulsacji ciśnienia po zamontowaniu tłumika:

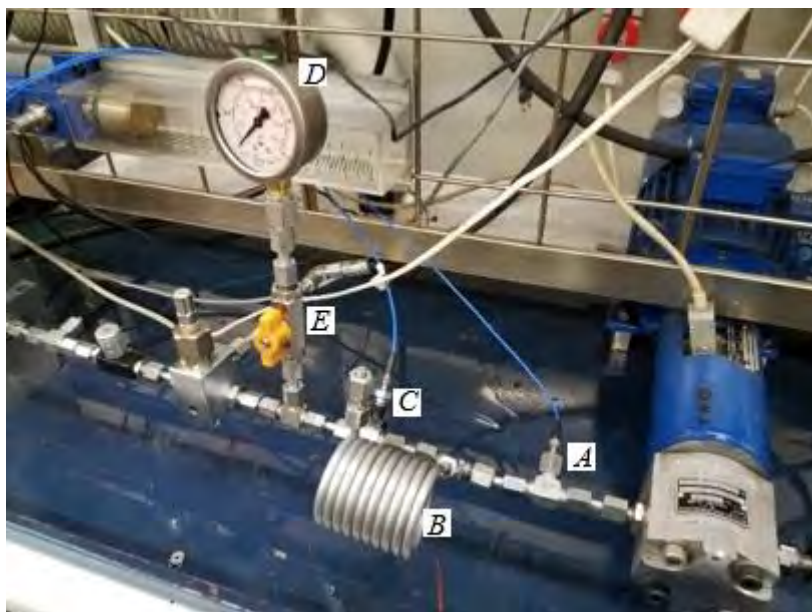
1 – zbiornik, 2 – filtr ssawny, 3 – pompa zębata WPH PZ3-0,6, 4 – sprzęgło ROTEX GS, 5 – obrotomierz, 6 – momentomierz MT5Nm-N24, 7 – silnik elektryczny Slh80-B2/PO – 0,75 kW, 8 – szafa sterująca z falownikiem SS-01/07-10/PWR11, 9 - piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23, 10 - spiralny tłumik pulsacji ciśnienia, 11 - piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23, 12 – manometr, 13 – zawór odcinający, 14 – zawór bezpieczeństwa, 15 – przepływomierz, 16 – nastawny zawór dławiący, 17 – przepływomierz, 18 – chłodnica, 19 – termometr.

Źródłem strumienia przepływającej cieczy pod ciśnieniem jest pompa wyporowa (3) WPH PZ3-0,6. Pompa posiada 14 zębów na kole czynnym oraz 14 na kole biernym. Wydajność jednostkowa 0,6 [cm³/obr]. Dla zapewnienia odpowiednich warunków ssania, zbiornik (1) zamontowany jest nad pompą (3). Kontrola prędkości wałka obrotowego pompy realizowana była przy wykorzystaniu obrotomierza (5). Na linii hydraulicznej za pompą wyporową

zamontowany został czujnik pulsacji ciśnienia (9), następnie badany tłumik (10) oraz zaraz za nim czujnik pulsacji ciśnienia (11). Do kontroli średniego ciśnienia służył manometr (12). Podczas zapisu danych pomiarowych odcinano połączenie układu z manometrem korzystając z zaworu odcinającego (13). Układ pomiarowy wyposażono w zawór bezpieczeństwa (14) oraz przepływomierz (15), który służył dla kontroli otwarcia zaworu bezpieczeństwa. Nastawę ciśnienia w układzie wykorzystywano zawór dławiący (16). Natężenie przepływu realizowano poprzez wykorzystanie przepływomierza (17). Za stabilizowanie temperatury cieczy roboczej odpowiedzialna była chłodnica (18) wraz ze sterownikiem oraz wentylatorem napędzanym silnikiem elektrycznym. Silnik (7) napędzający pompę wyporową wyposażono w szafę sterującą (8). Dzięki temu układ pomiarowy pozwalał na zmianę prędkości obrotowej pompy.



Rys. 122. Widok stanowiska pomiarowego: 1 – zbiornik, 2 – pompa zębata WPH PZ3-0.6, 3 – obrotomierz, 4 – momentomierz MT5Nm-N24, 5 – silnik elektryczny Slh80-B2/PO – 0,75 kW, 6 – szafa sterująca z falownikiem SS-01/07-10/PWR11, 7 - spiralny tłumik pulsacji ciśnienia, 8 – zawór bezpieczeństwa, 9 – przepływomierz, 10 – nastawny zawór dławiący, 11 – przepływomierz, 12 – chłodnica, 13 – termometr.



Rys.123. Widok zamontowanego tłumika spiralnego typu odgałęźnego z punktami pomiarowymi: A - piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23, B - spiralny tłumik pulsacji ciśnienia, C - piezoelektryczny czujnik ciśnienia PCB Piezotronics 105C23, D – manometr, E – zawór odcinający.

6.2 Ocena niepewności pomiarów

Przeprowadzanie pomiarów zawsze obarczone jest błędem, zależnym od wielu czynników. Przyjęło się je dzielić na błędy i niepewności pomiarowe. Błędy pomiarowe dzieli się na trzy grupy [245]:

1. Błąd przybliżenia – będące konsekwencją uproszczenia realizowanych pomiarów,
2. Błąd przeoczenia – nazywane również systematycznymi, powtarzanymi ze względu na niedokładności pomiarowe użytych przyrządów, niedoskonałości metody pomiaru lub niezauważalnych czynników zewnętrznych,
3. Pomyłki – określane również jako błędy grube wynikają z fałszywego odczytania wskazań, bądź wadliwego zapisywania danych. Dają się łatwo zauważyć i wyeliminować, gdyż znacząco różni się od pozostałych danych. Wynik pomiarowy z błędem grubym należy pominąć w dalszej analizie.

Ze względu na systematyczność prowadzonych pomiarów dalsza analiza uzyskanych danych dotyczy niepewności pomiarowych.

- a) określenie niepewności pomiarowych dla wyznaczenia zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu.

- Zmiany ciśnienia odczytywano za pomocą manometru analogowego. Klasa miernika to 1,6 ; zakres miernika to 26 [MPa]. Niepewność pomiarowa manometru:

$$\Delta x = \left(\frac{\text{klasa miernika} * \text{zakres miernika}}{100} \right)$$

Po wprowadzeniu danych $\Delta x = 0,04$ [MPa]

- niepewność pomiarowa pomiaru zmiany objętości, wynika głównie z niepewności eksperymentatora. Menzurka posiada działki, a więc niedokładność to prawidłowy odczyt menzurki który należy przyjąć jako połowę działki. Jedna działka menzurki to objętość 0,025 [cm³]. Niepewność wyznaczenia objętości za pomocą menzurki wynosi 0,0125 [cm³]. Niepewność pomiarowa objętości początkowej przewodu to długość przewodu pomnożona przez przekrój wewnętrzny przewodu. Długość przewodu wyznaczano za pomocą miarki której jedna działka wynosi 1 [mm], zatem niepewność pomiarowa wynosi 0,5 [mm]. Odchyłka średnicy wewnętrznej to według normy *PN-EN 10305 Rury stalowe bez szwu ciągnione na zimno* dla średnicy wewnętrznej wynosi 0,12 [mm].

Do określenia standardowej niepewności pomiarowej dla wielkości złożonej posłużono się poniższym wzorem dla wielkości złożonej [201].

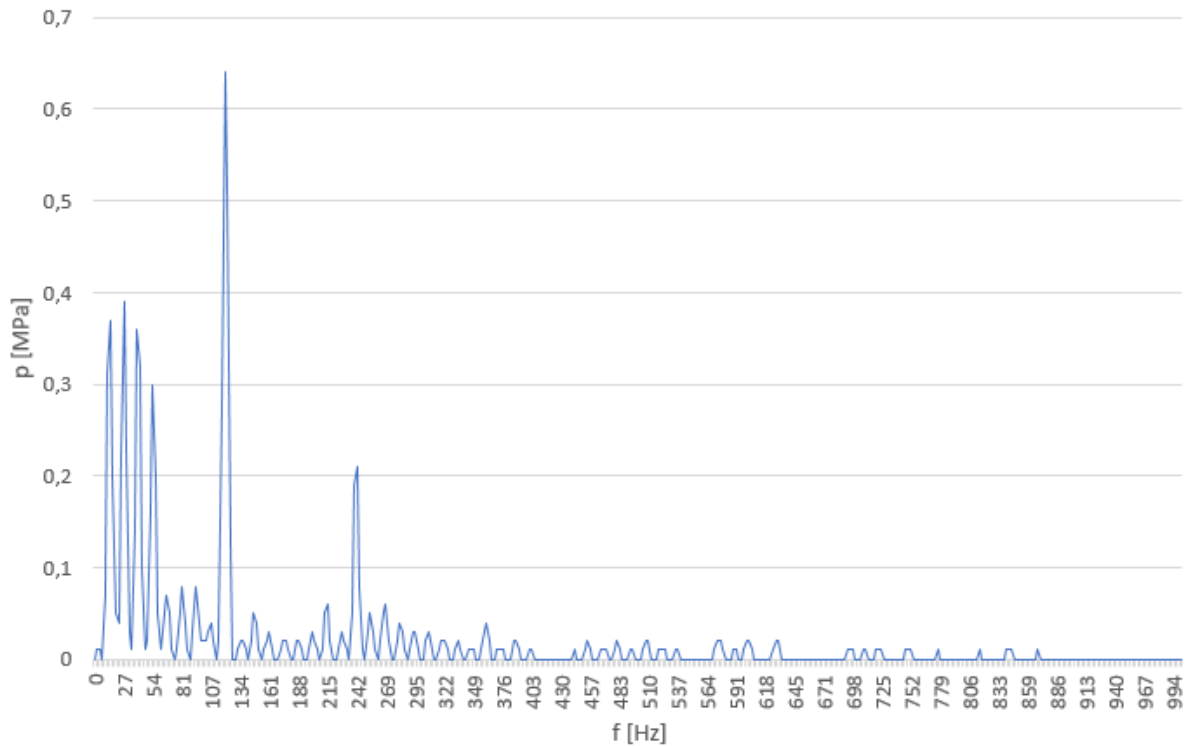
$$S_Y = \sqrt{\sum_{l=1}^L \left(\frac{\partial y}{\partial x_l} * S_{x_l} \right)^2}$$

Niepewność pomiarowa objętości początkowej przewodu wynosi 543 [mm³]. Niepewność standardową pomiarową modułu sprężystości cieczy i przewodu zaznaczono na wykresie.

6.3 Rezultaty badań eksperymentalnych

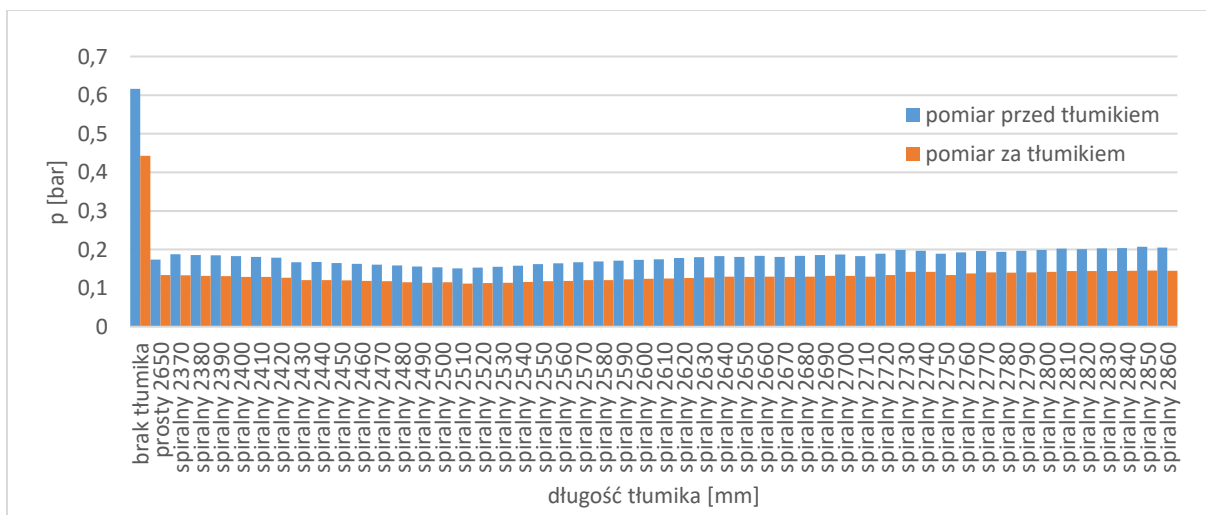
Pomiary zrealizowano przy użyciu piezoelektrycznych czujników ciśnienia PCB Piezotronics 105C23. Sygnał zbierany przez czujniki przesyłany był do karty pomiarowej firmy Dewesoft, gdzie zachodziła konwersja analogowo-cyfrowa oraz akwizycja danych. Obróbka danych została przeprowadzona w środowisku Microsoft Excel. Pomiary zrealizowano dla układu bez tłumika, z liniowym oraz spiralnym tłumikiem odgałęźnym. Dla tłumika liniowego przyjęto długość wyznaczona na podstawie modelu tarcia quasi-ustalonego według wzoru 5.8. Długość tłumika spiralnego była zmieniana w zakresie od 2370 [mm] do 2860 [mm] z krokiem 10 [mm]. Stanowisko pomiarowe zostało zalane olejem HLP 22, gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³]. Dane charakterystyczne przewodu: promień wewnętrzny przewodu $r = 2$ [mm],

promień zagięcia spirali przewodu $R = 27$ [mm]. Poniżej przedstawiono przykładowo uzyskane pomiary dla układu bez tłumika, mierzone za miejscem zaślepionego przewidywanego miejsca montażu tłumika.

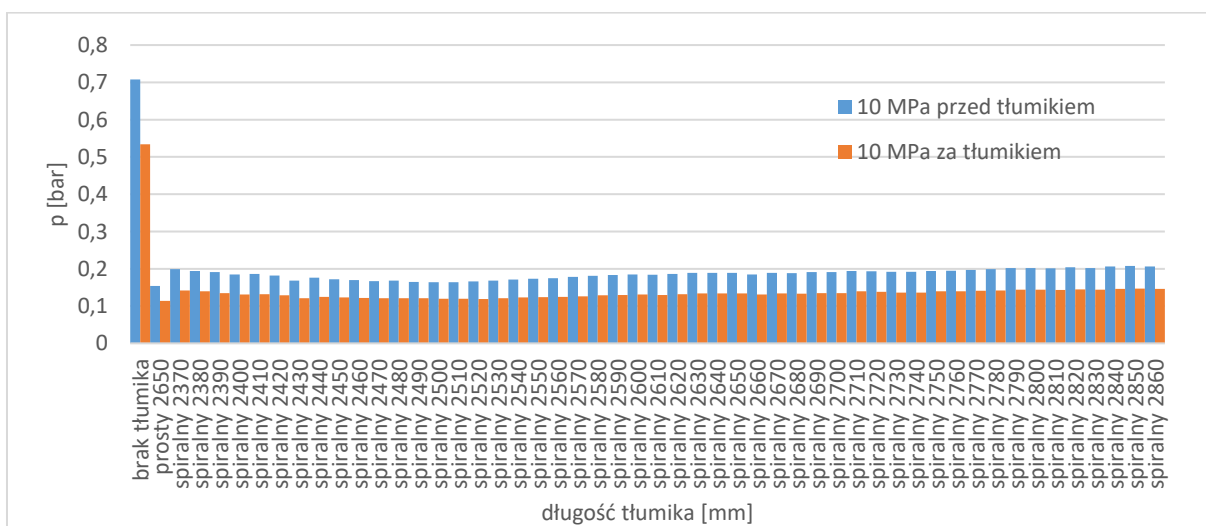


Rys. 124. Pomiar pulsacji ciśnienia bez tłumika, $f_1 = 120$ [Hz] (dla $n_1 = 800$ [obr/min]), temperatura oleju 30 stopni Celsjusza, ciśnienie średnie 5 [MPa].

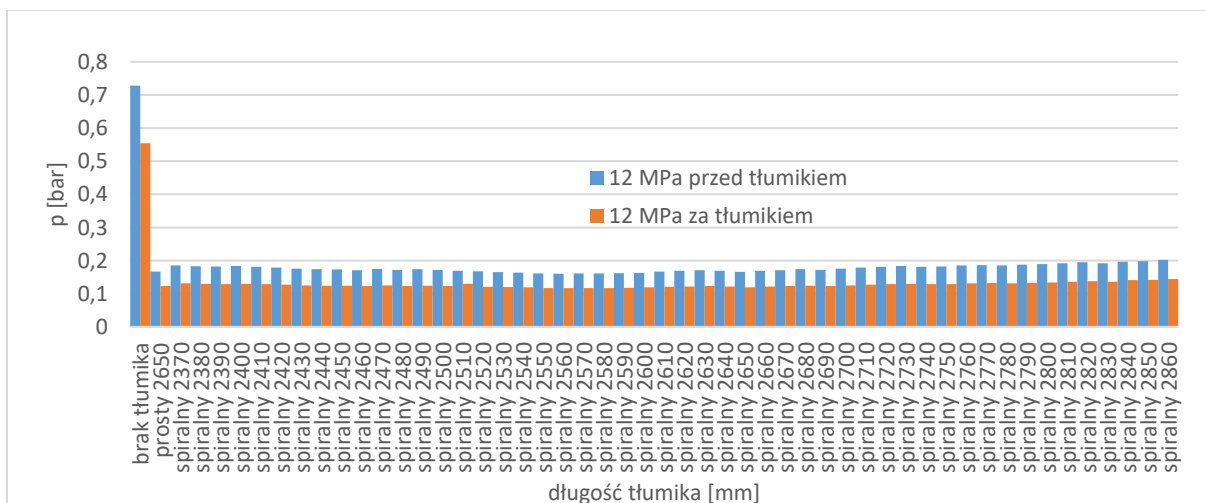
W dalszym kroku, odczytywano wartości pulsacji ciśnienia dla głównej częstotliwości generowanej przez pompę wyporową. Największa pulsacja ciśnienia wynika z kinematyki pracy elementów wyporowych pompy. Zatem odczytywano pierwszą harmoniczną częstotliwość pulsacji pompy przed i za podłączonym równolegle tłumikiem. Poniżej przedstawiono zestawienie odczytanych wartości dla układu bez tłumika, z tłumikiem liniowym o długości 2650 [mm] oraz z tłumikiem spiralnym o różnych długościach w zakresie od 2370 [mm] do 2860 [mm] z krokiem 10 [mm]. Pomiary prowadzono dla trzech wybranych temperatur cieczy roboczej, t.j. 30, 40 i 50 stopni Celsjusza. Dla każdej temperatury wykonano również pomiary dla trzech średnich ciśnień roboczych: 5, 10 i 12 [MPa].



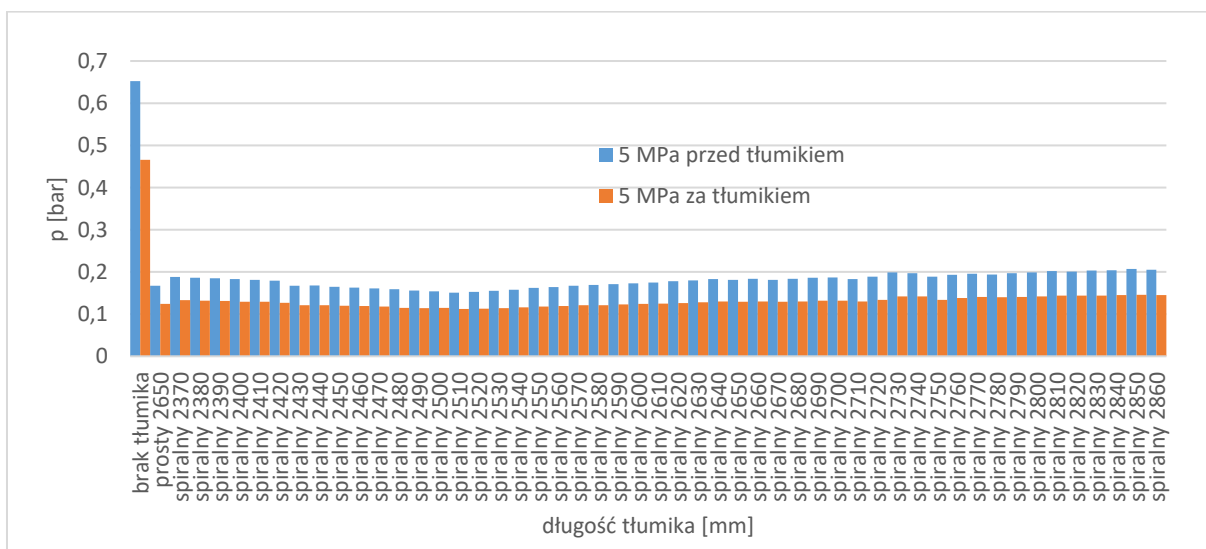
Rys. 125 Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



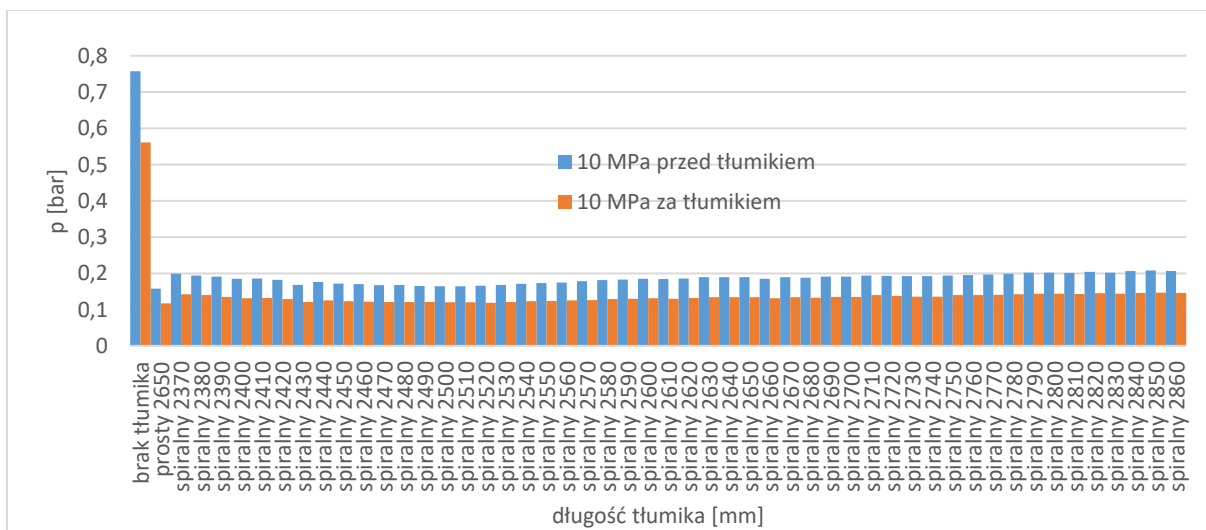
Rys.126. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



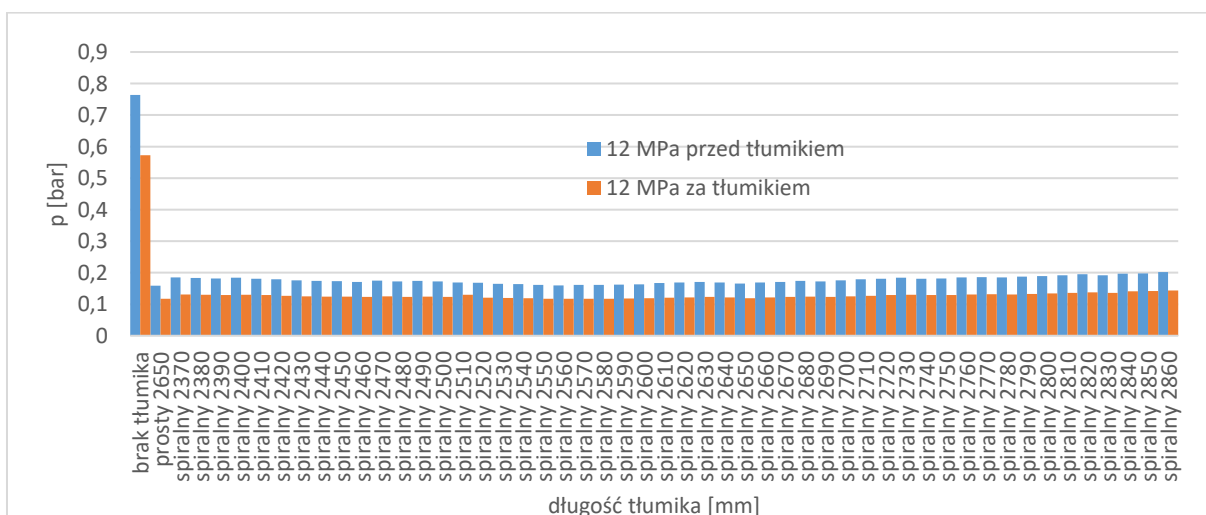
Rys. 127. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



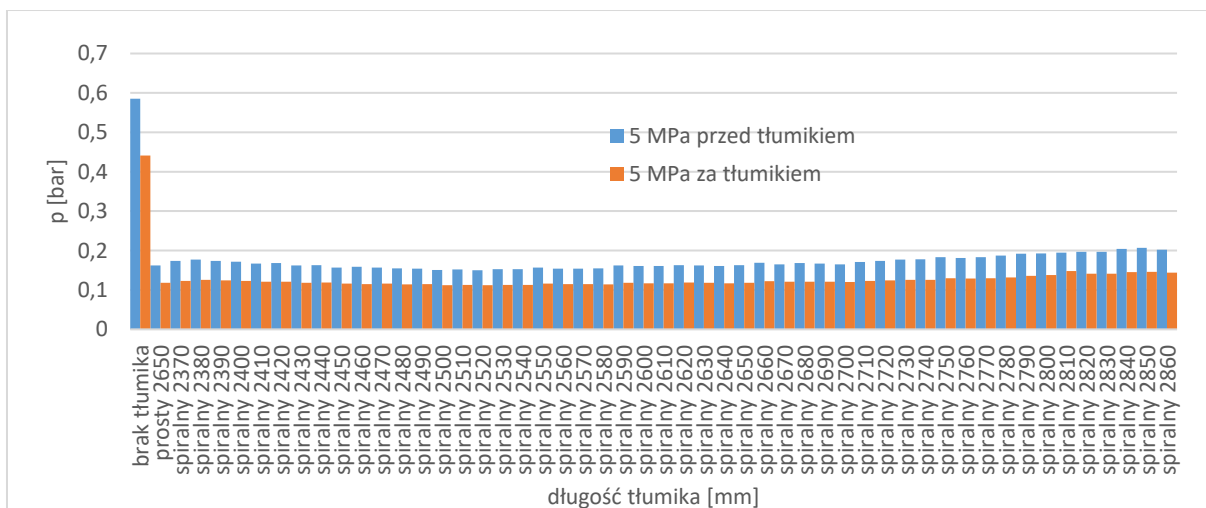
Rys. 128. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



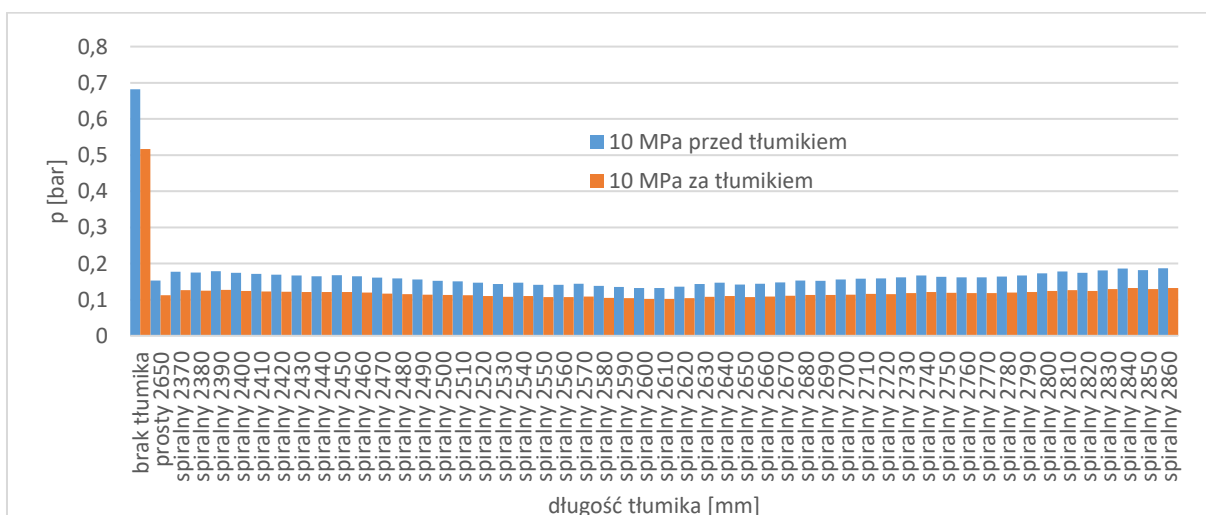
Rys. 129. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



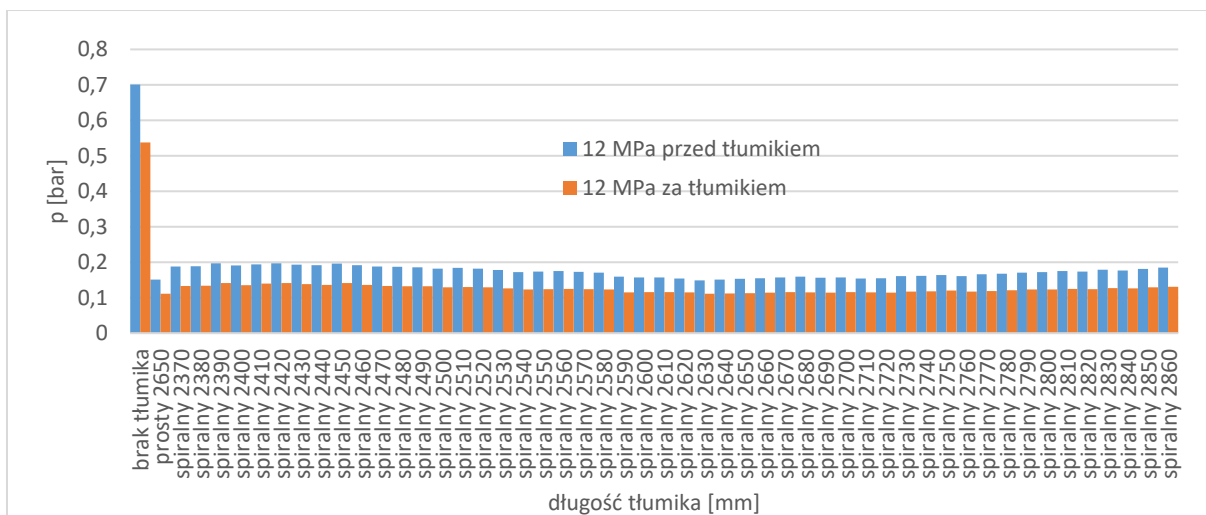
Rys. 130. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



Rys. 131. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

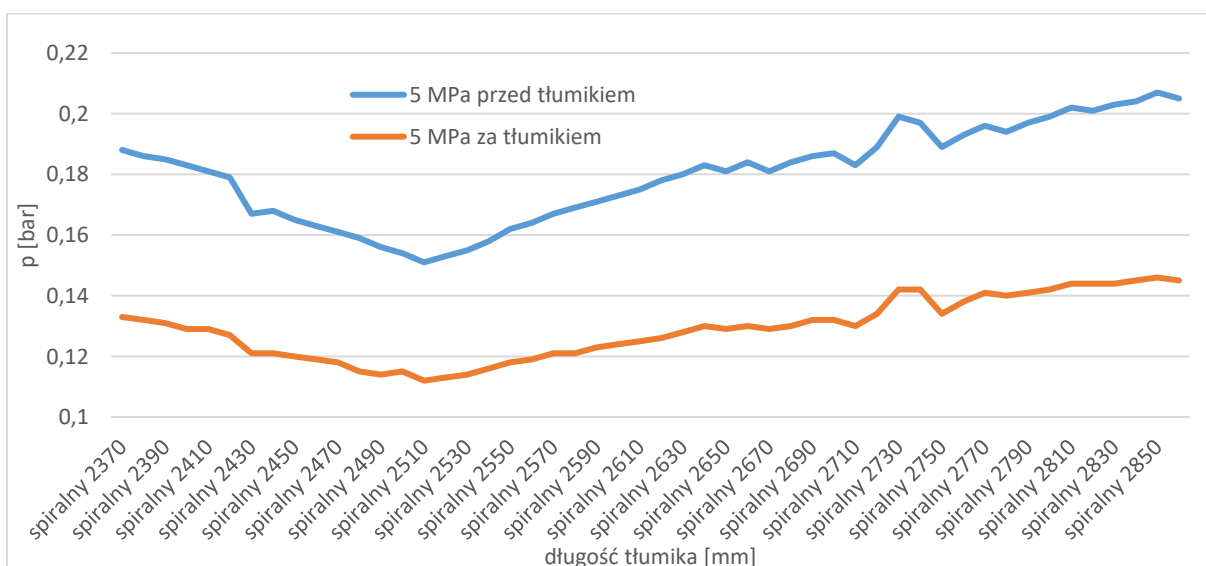


Rys.132. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

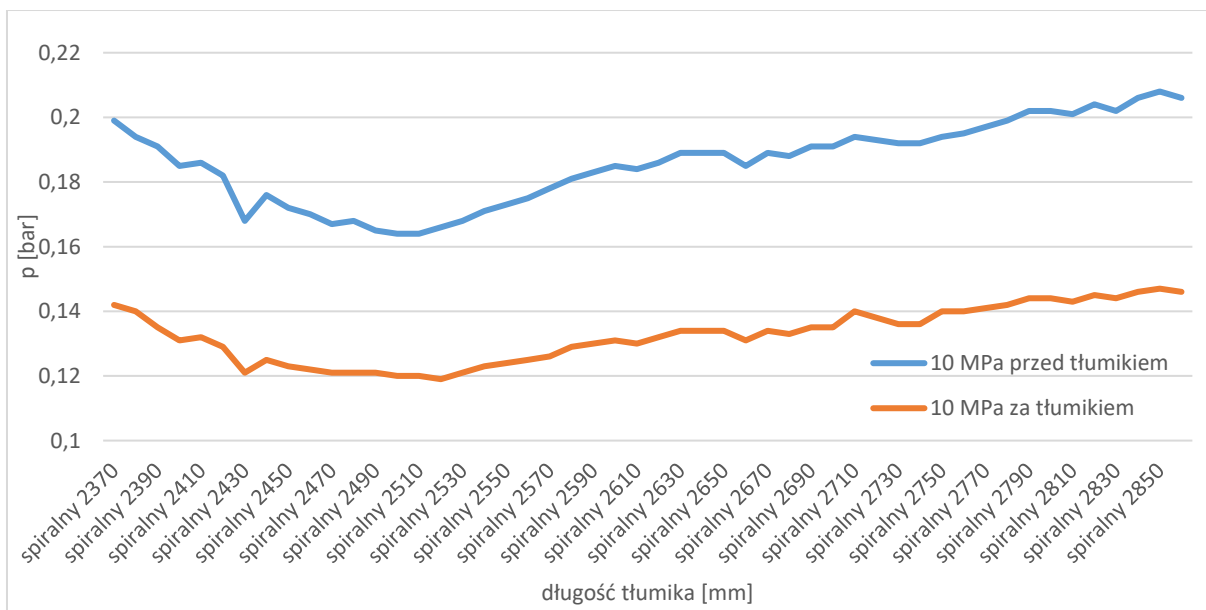


Rys. 133. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

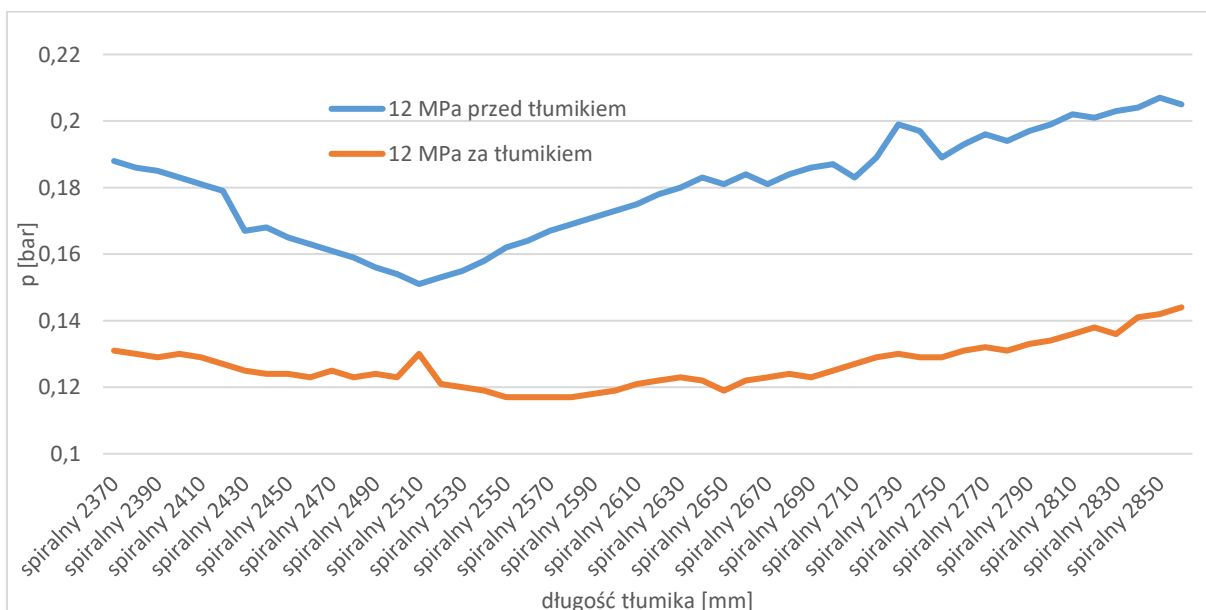
Analizując powyższe pomiary można stwierdzić, że pulsacja ciśnienia przy wykorzystaniu tłumika odgałęźnego jest znacząco niższa niż w przypadku układu bez tłumika. Dla przejrzystości uzyskanych pomiarów w dalszej części przedstawiono zbiorcze wyniki pomiarów w postaci wykresu liniowego jedynie dla tłumika spiralnego dla trzech wybranych temperatur cieczy roboczej, tj. 30, 40 i 50 stopni Celsjusza, przy stałej prędkości obrotowej pompy wyporowej. Dla każdej temperatury wykonano również pomiary dla trzech średnich ciśnień roboczych: 5, 10 i 12 [MPa].



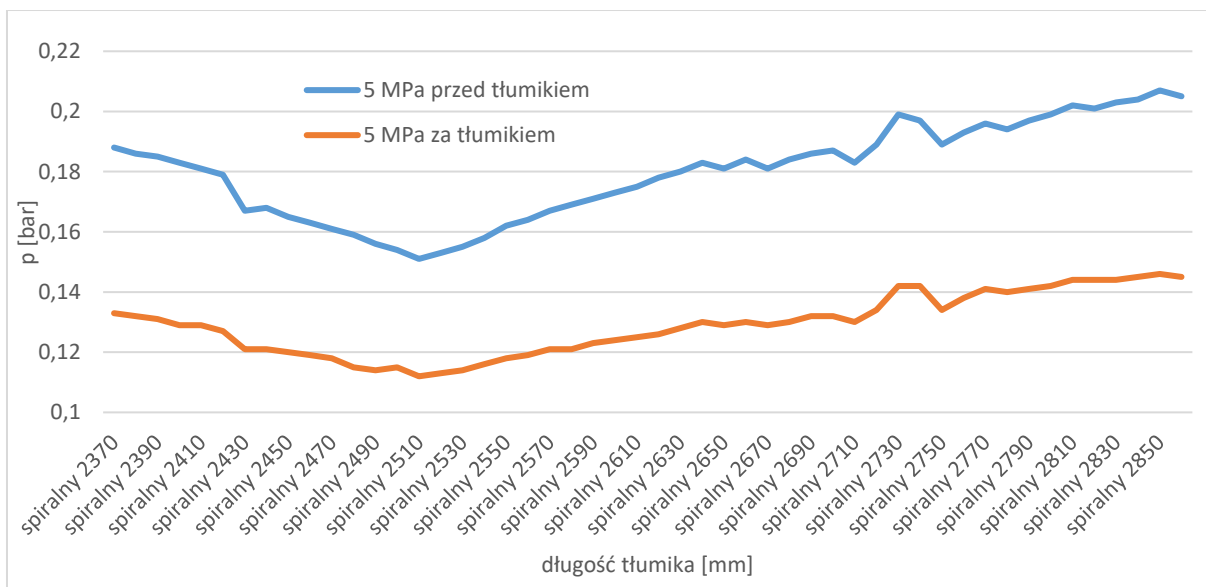
Rys. 134. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



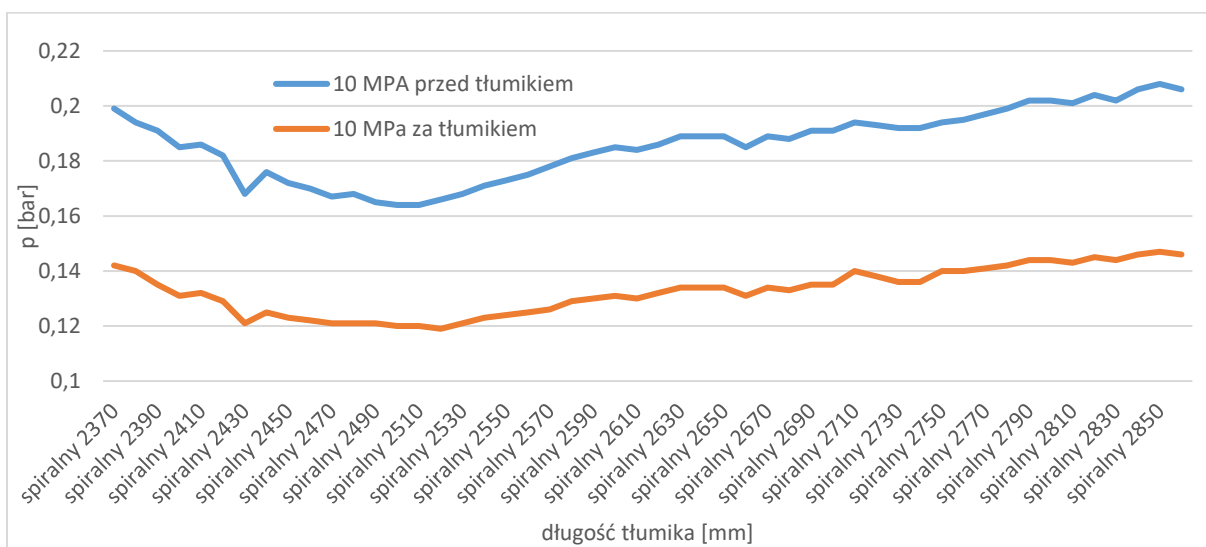
Rys. 135. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



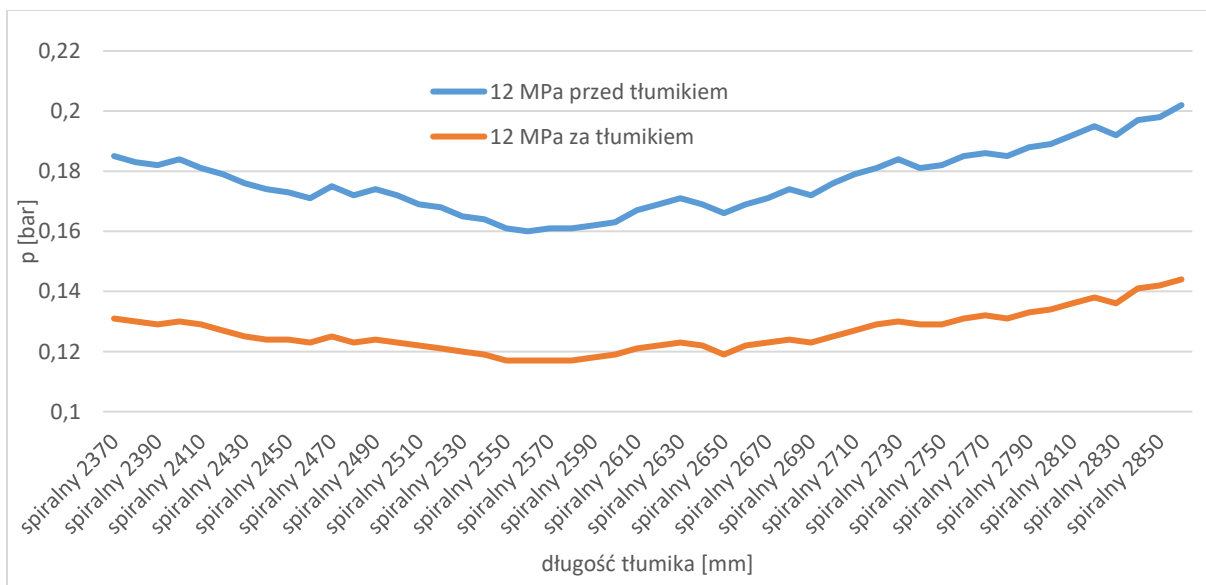
Rys. 136. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



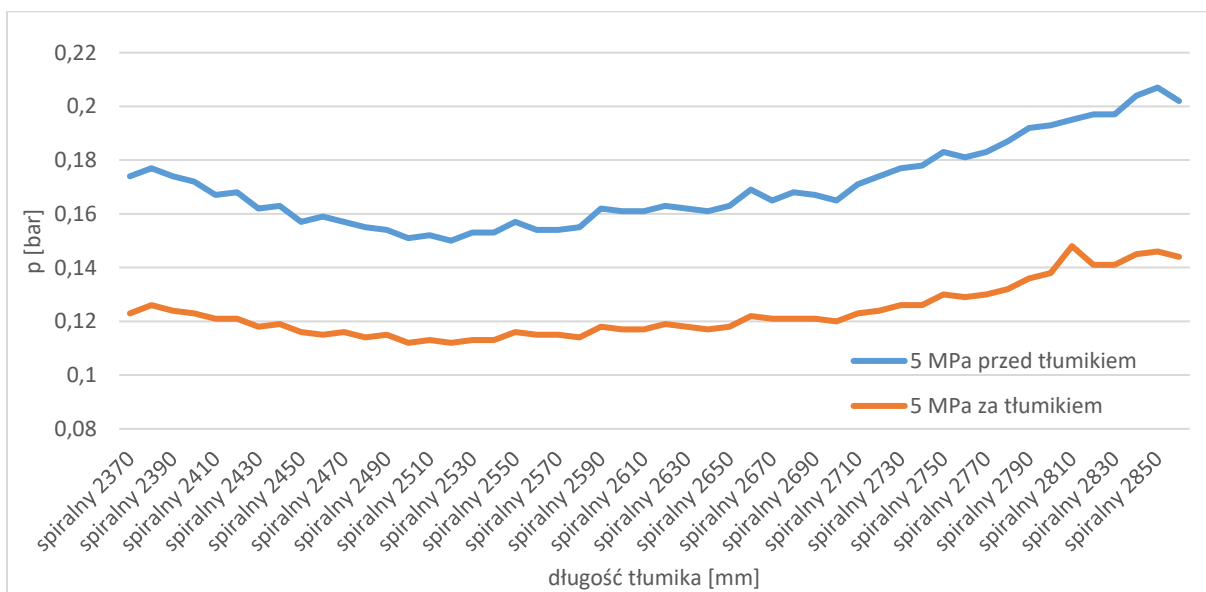
Rys. 137. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura ciecży – 40 [°C]



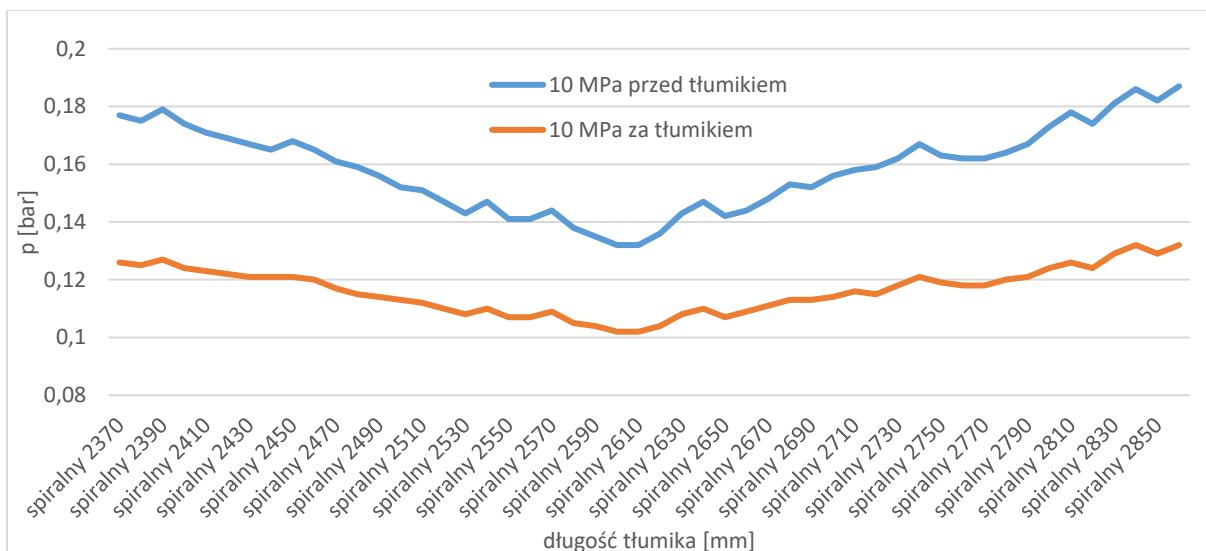
Rys. 138. Pomiary pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura ciecży – 40 [°C]



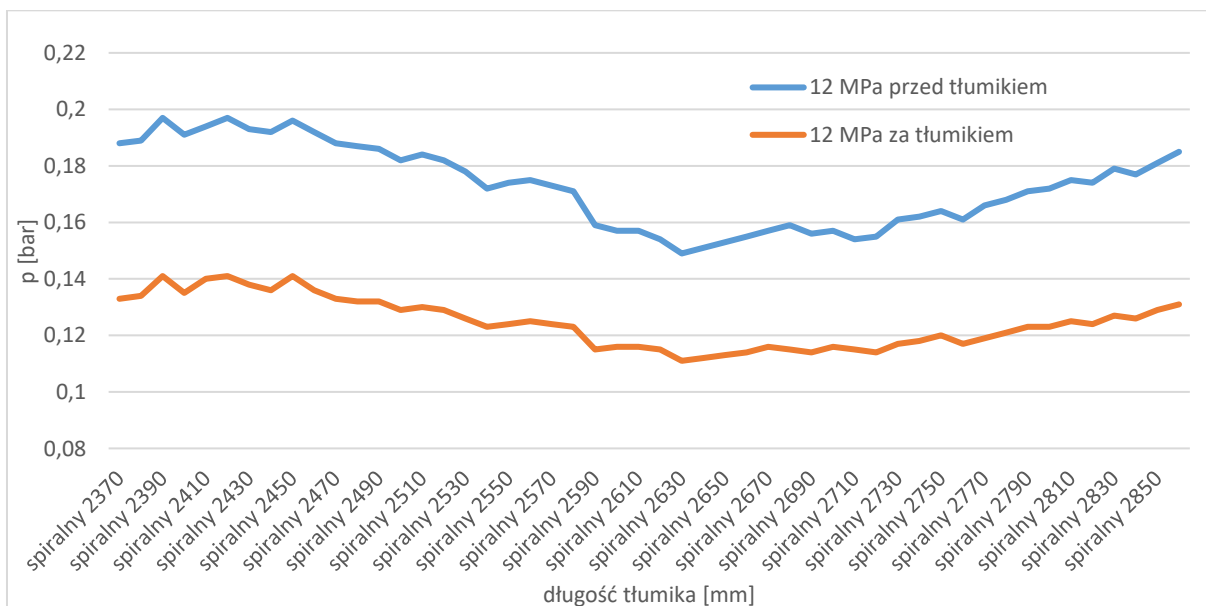
Rys. 139. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



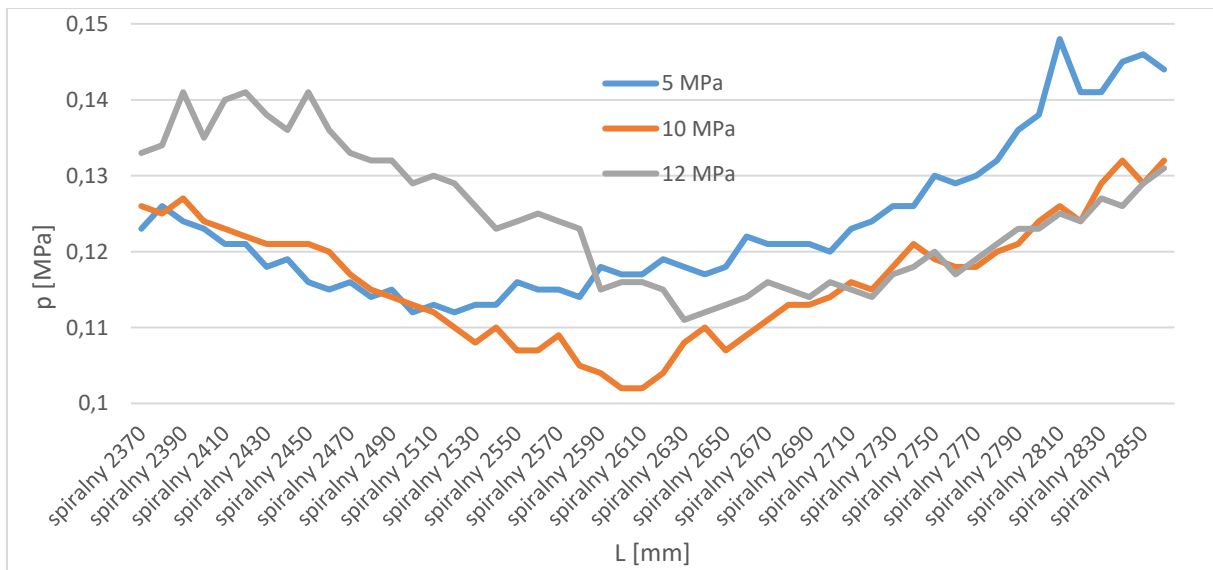
Rys. 140. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]



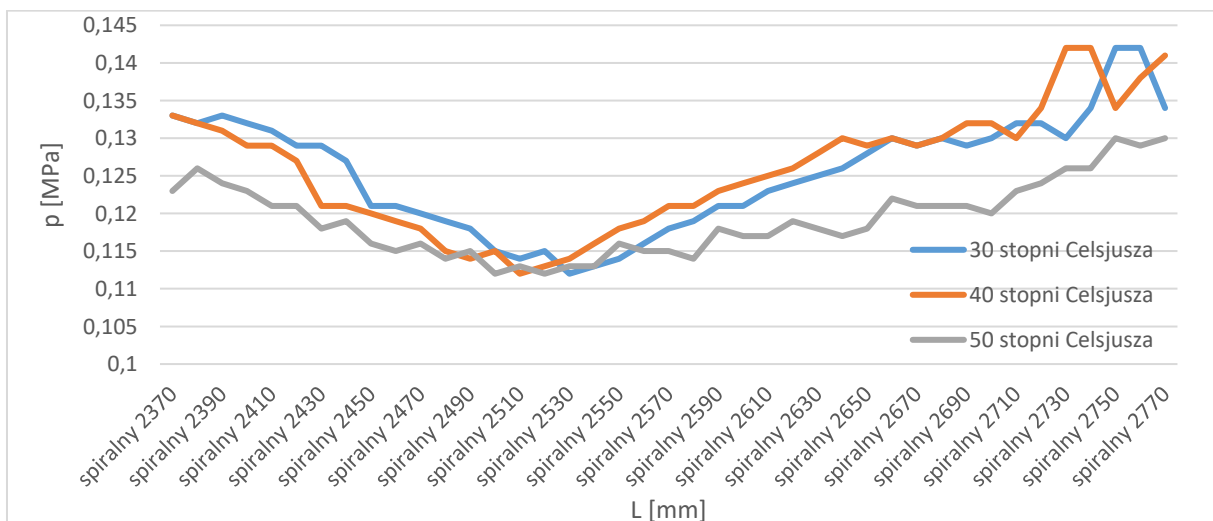
Rys. 141. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]



Rys. 142. Pomiar pulsacji ciśnienia dla prędkości obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

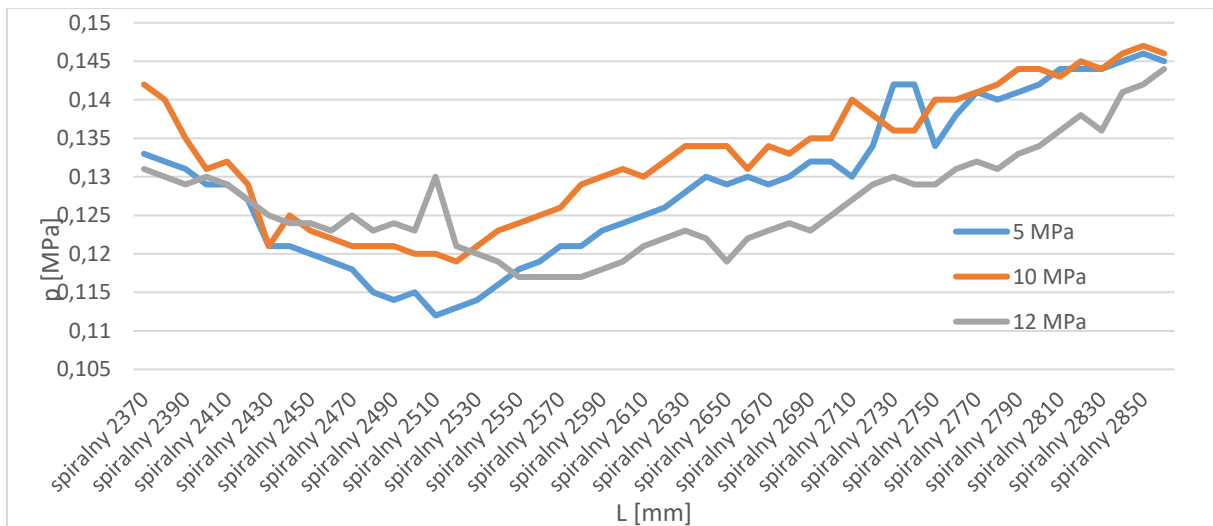


Rys. 143. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 50 [°C]

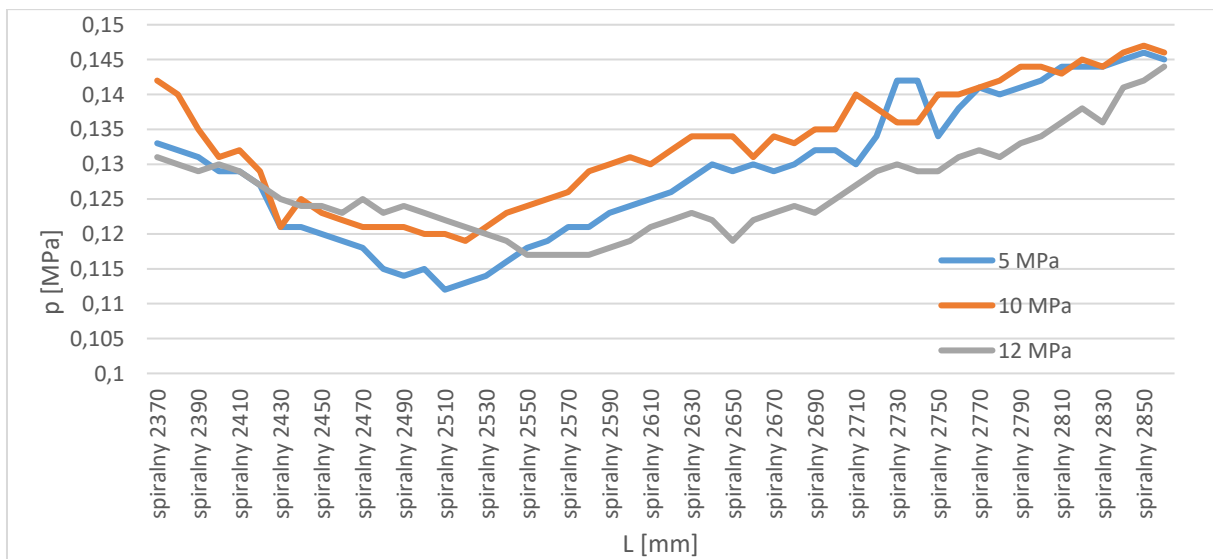


Rys. 144. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 5 [MPa].

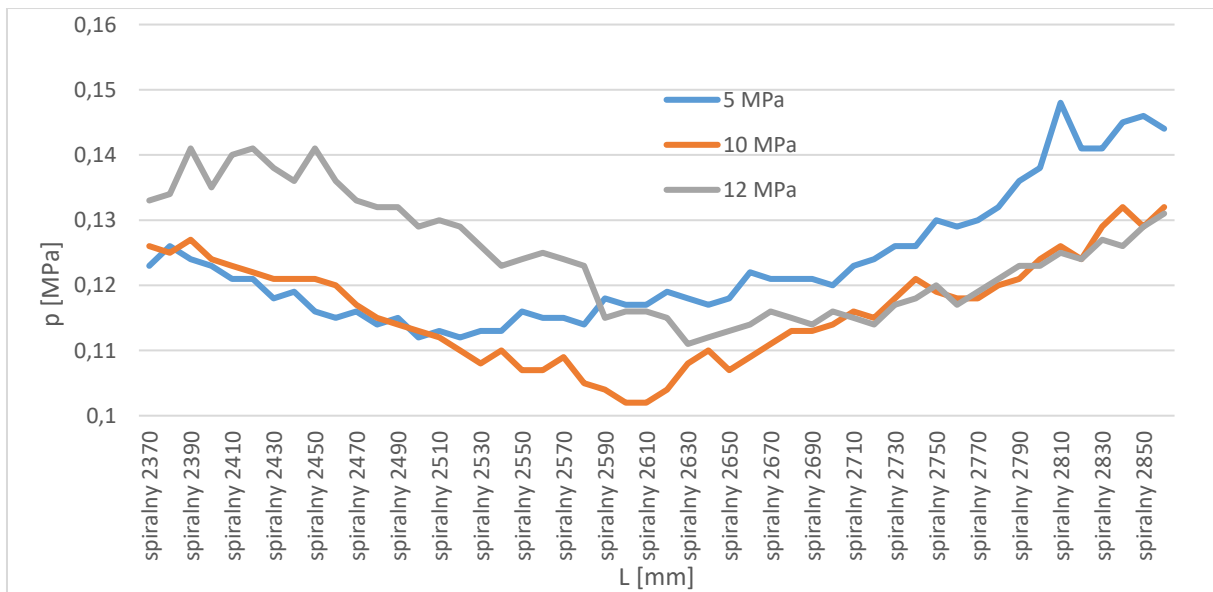
Wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 800 [obr/min] przy stałej temperaturze pracy przy zmiennym ciśnieniu pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 2370 [mm] do 2850 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 145. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 30 [°C]

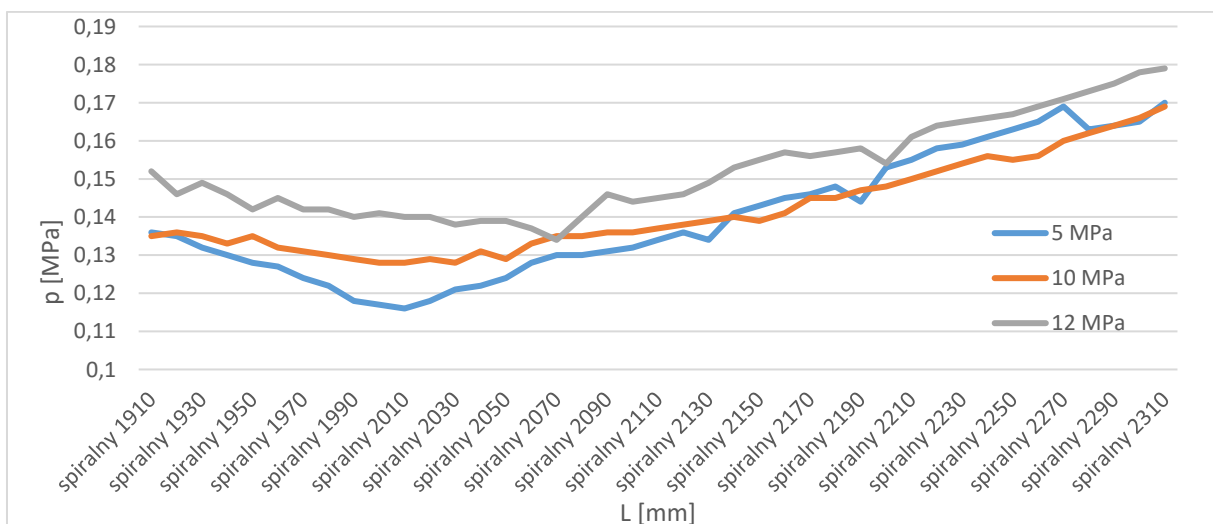


Rys. 146. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 40 [°C]

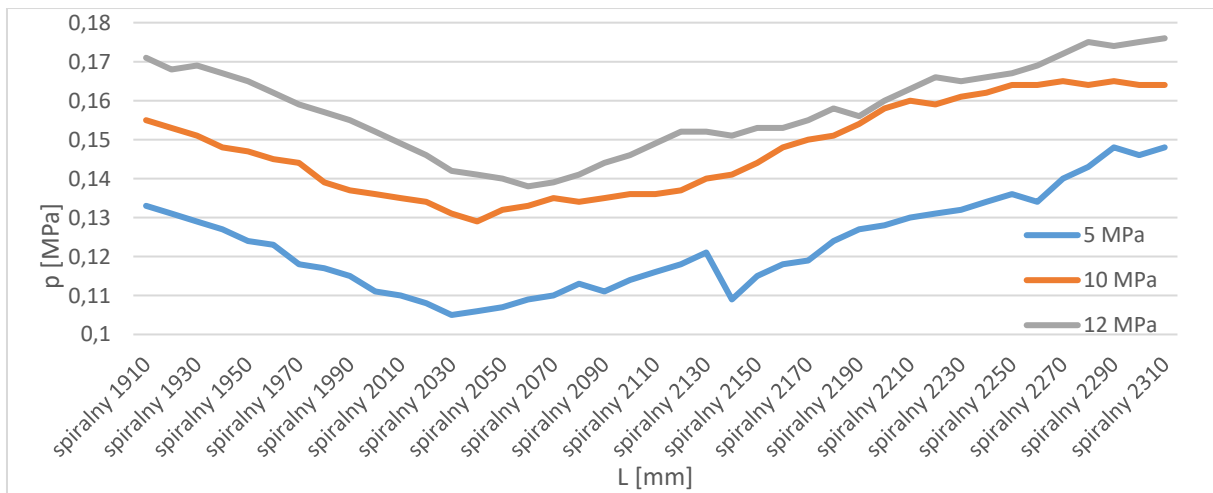


Rys. 147. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 50 [°C]

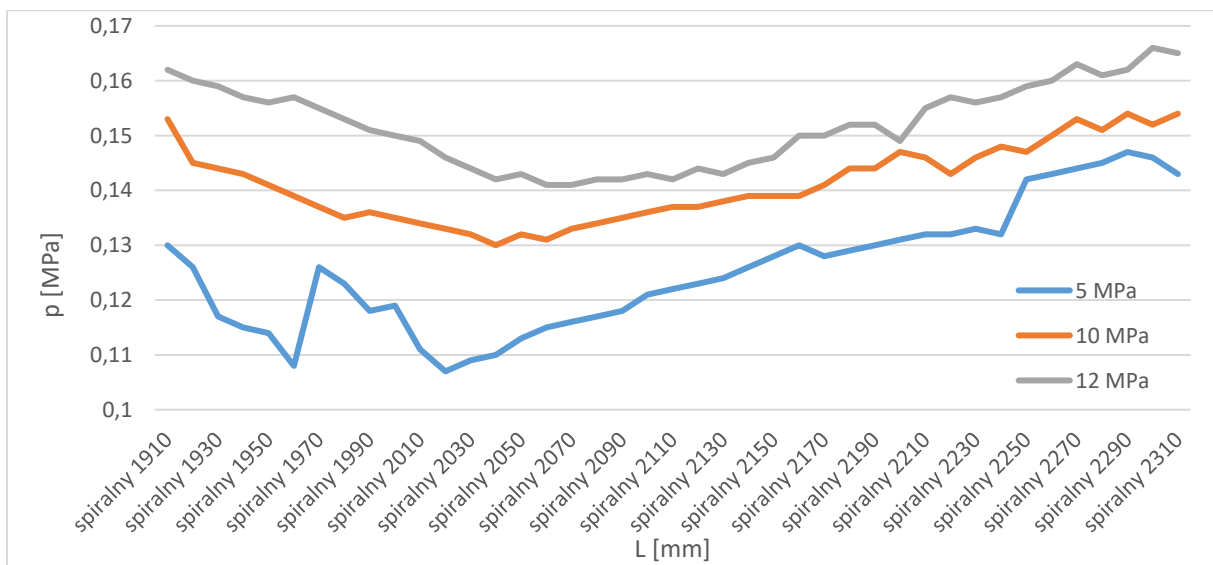
Wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 1000 [obr/min] przy stałej temperaturze pracy przy średnim ciśnieniu pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 1910 [mm] do 2310 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 148. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za pompą, temperatura cieczy – 30 [°C]



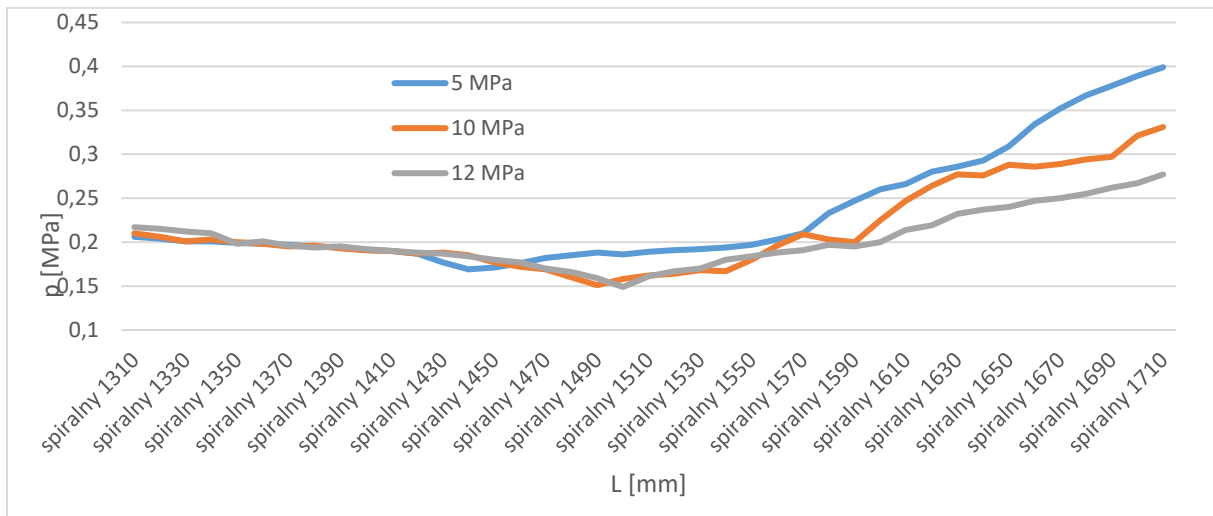
Rys. 149. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za pompą, temperatura cieczy – 40 [°C]



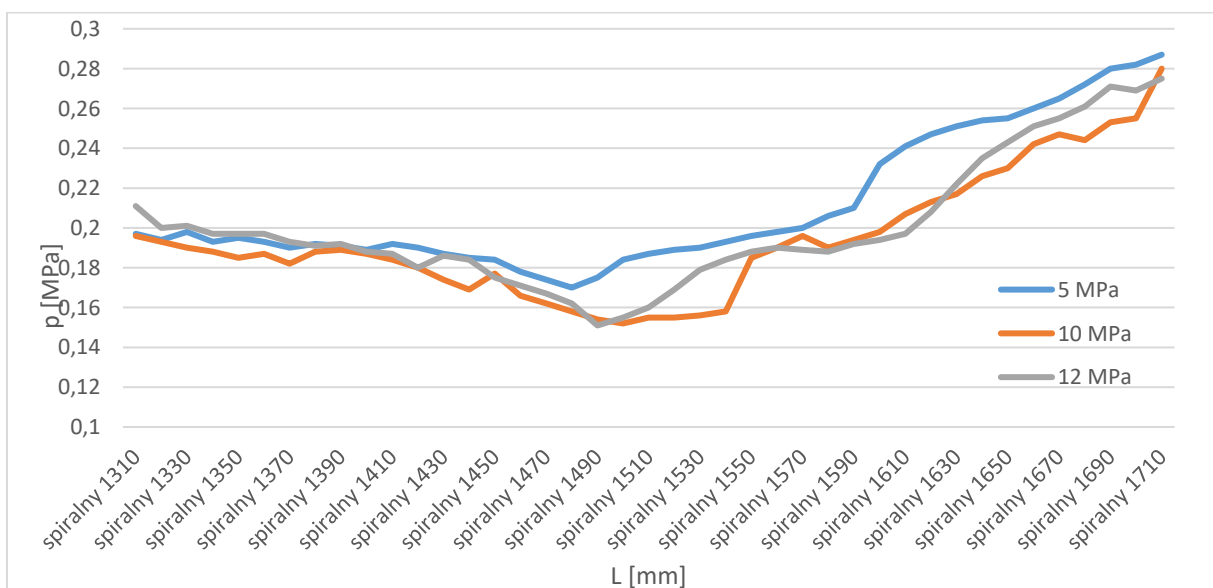
Rys. 150. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za pompą, temperatura cieczy – 50 [°C]

Z wykresów 148-150 widać, że minimalna wartość amplitudy pulsacji ciśnienia za tłumikiem zależy od wartości ciśnienia średniego. Wraz ze wzrostem ciśnienia średniego rośnie wartość amplitudy pulsacji ciśnienia za tłumikiem. Następnie wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 1400 [obr/min] przy stałej temperaturze pracy przy średnim ciśnieniu pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia

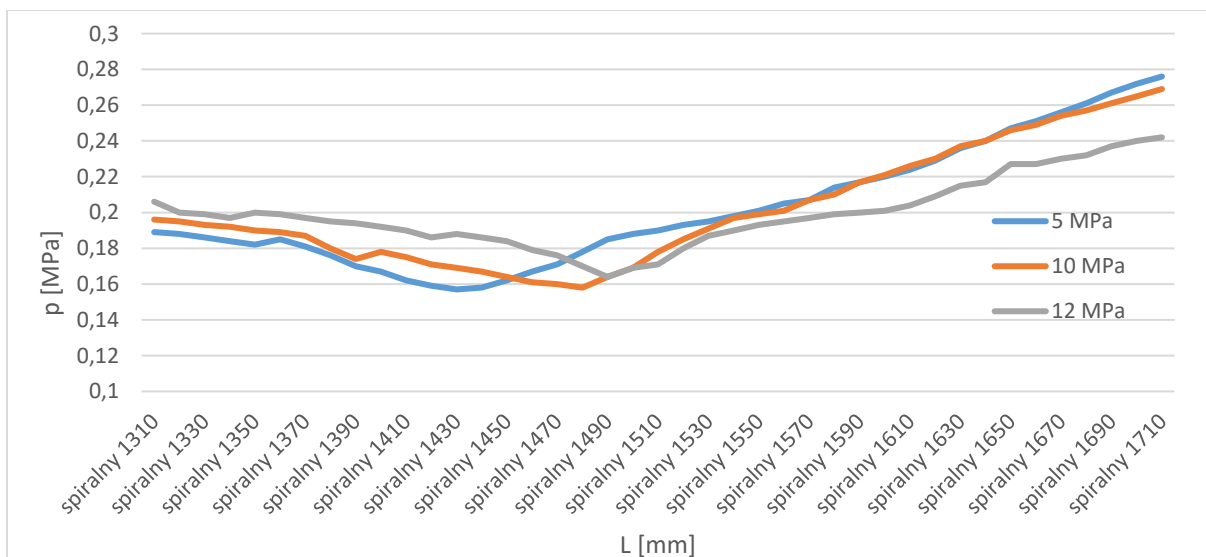
pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 1310 [mm] do 1710 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 151. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 30 [°C]

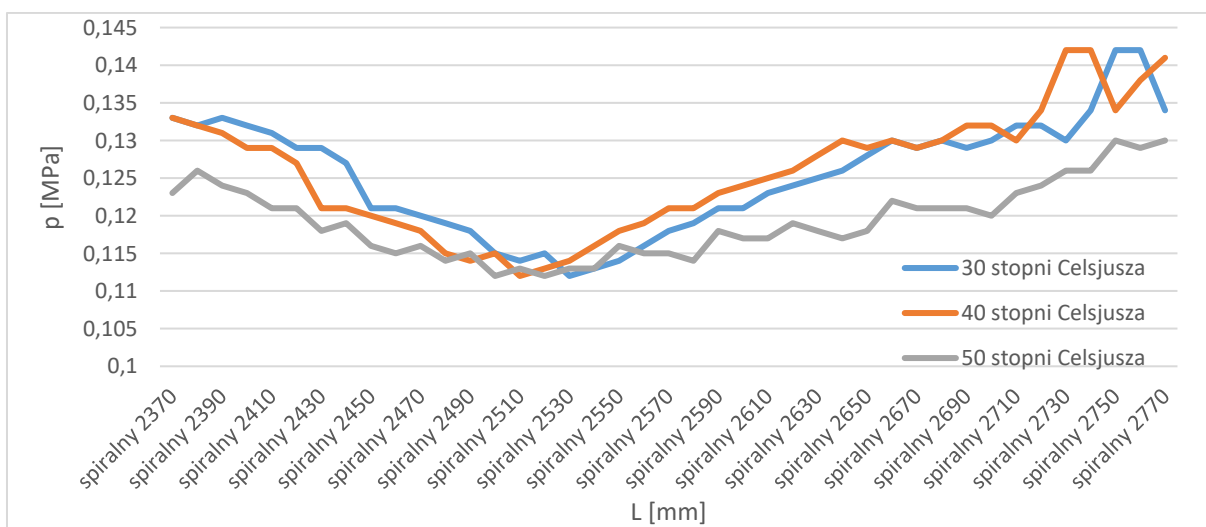


Rys. 152. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 40 [°C]

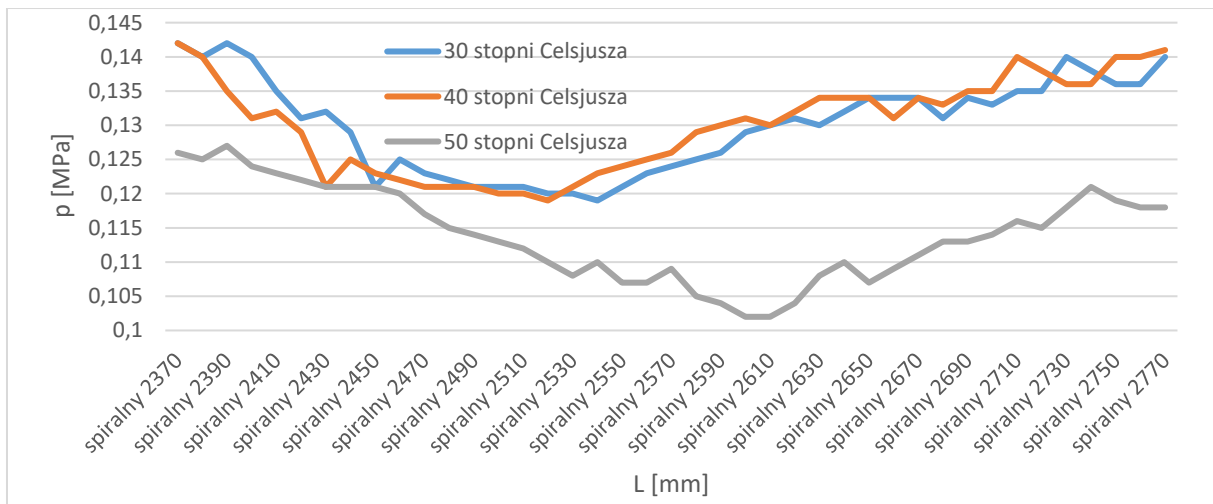


Rys. 153. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, temperatura cieczy – 50 [°C]

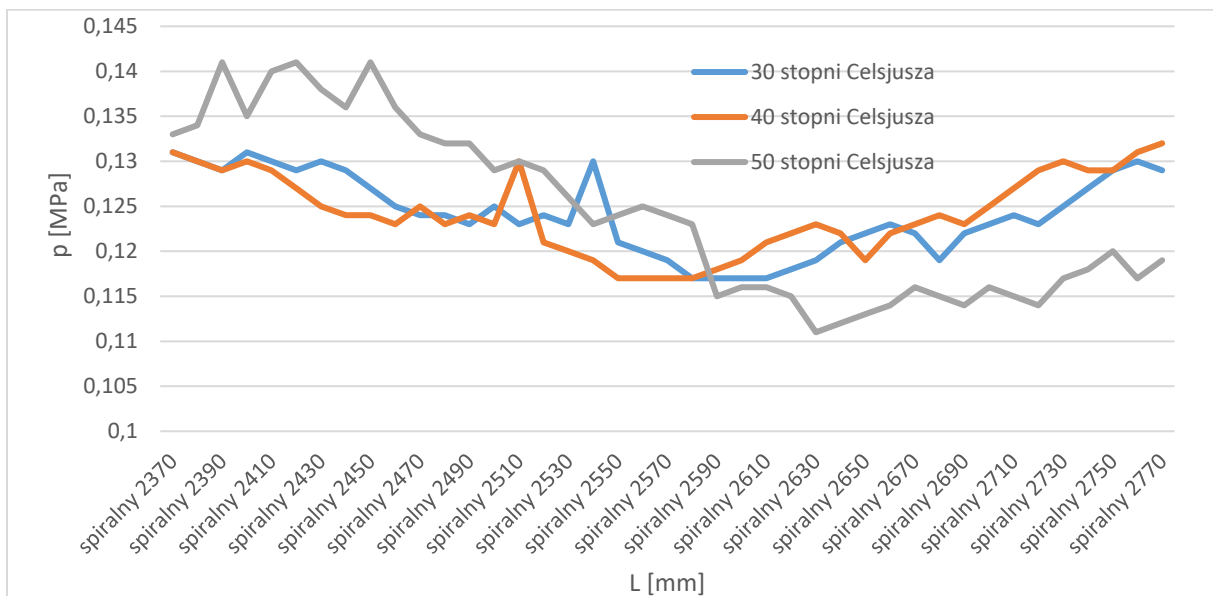
Wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 800 [obr/min] dla stałego ciśnienia pracy przy zmiennej temperaturze pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 2370 [mm] do 2770 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 154. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 5 [MPa].

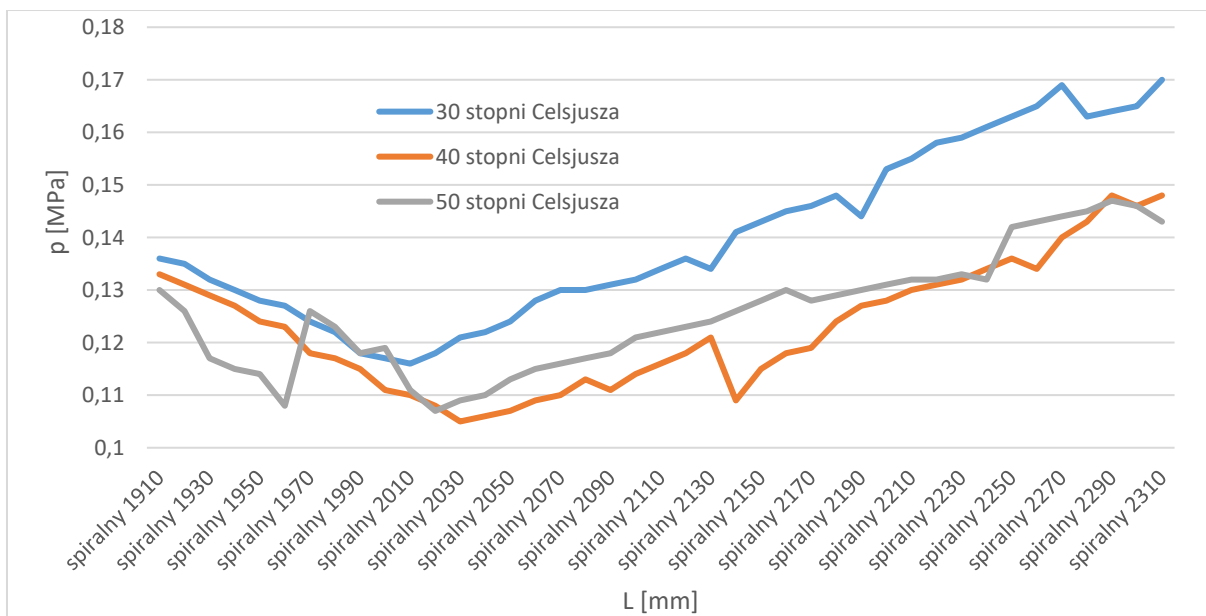


Rys. 155. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 10 [MPa].

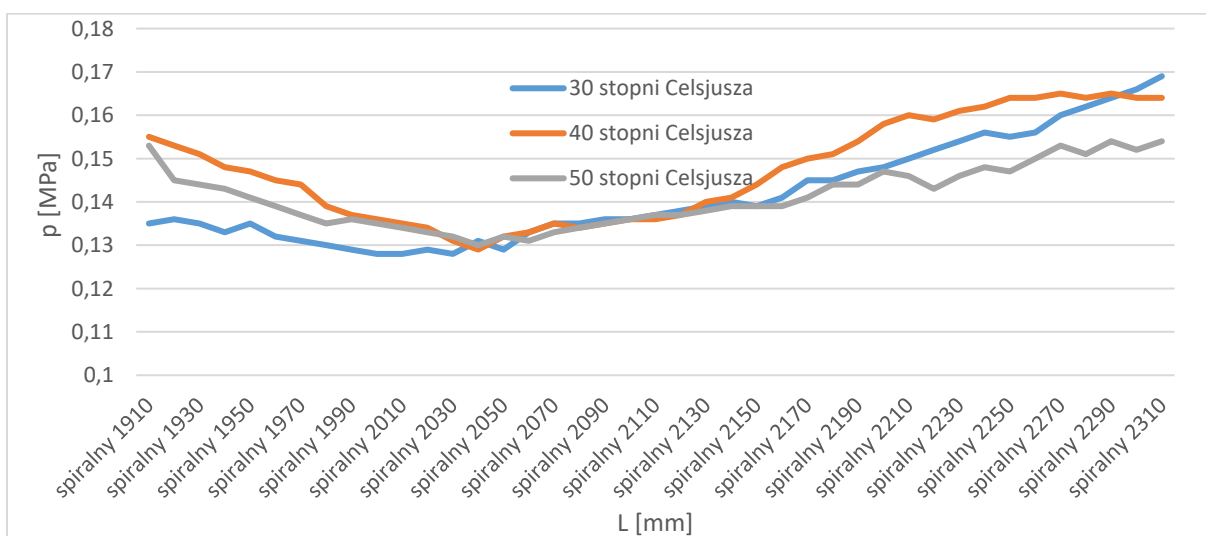


Rys. 156. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 12 [MPa].

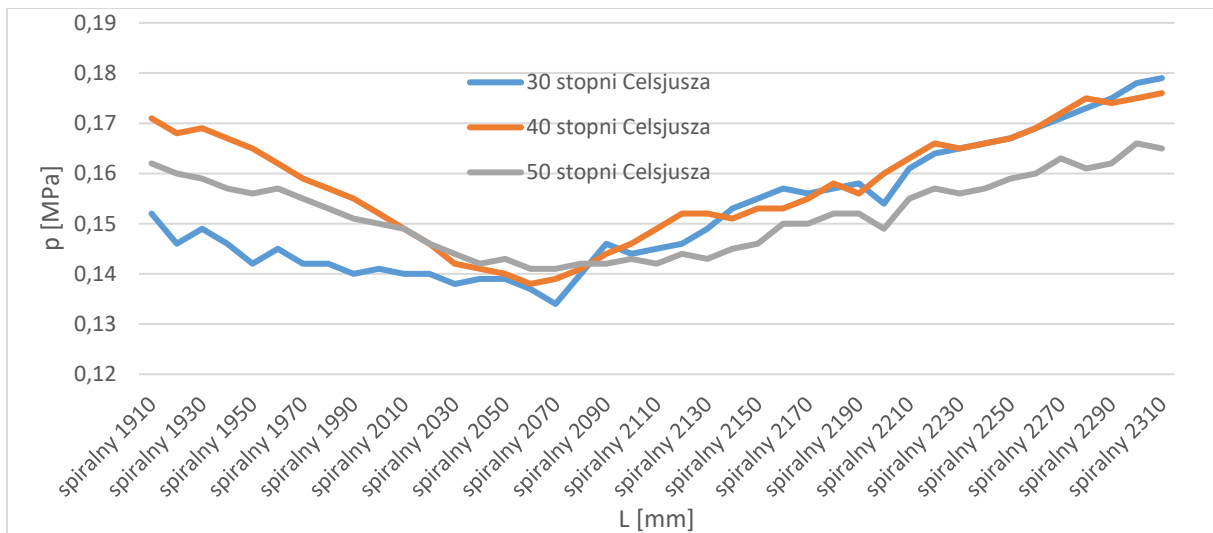
Wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 1000 [obr/min] dla stałego ciśnienia pracy przy zmiennej temperaturze pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 1910 [mm] do 2310 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 157. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 5 [MPa].

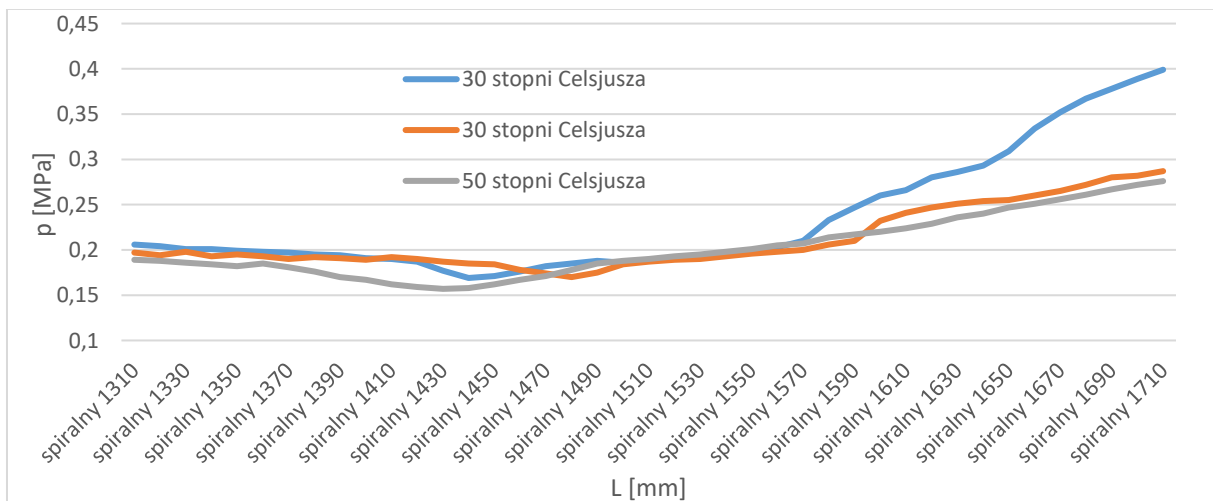


Rys. 158. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 10 [MPa].

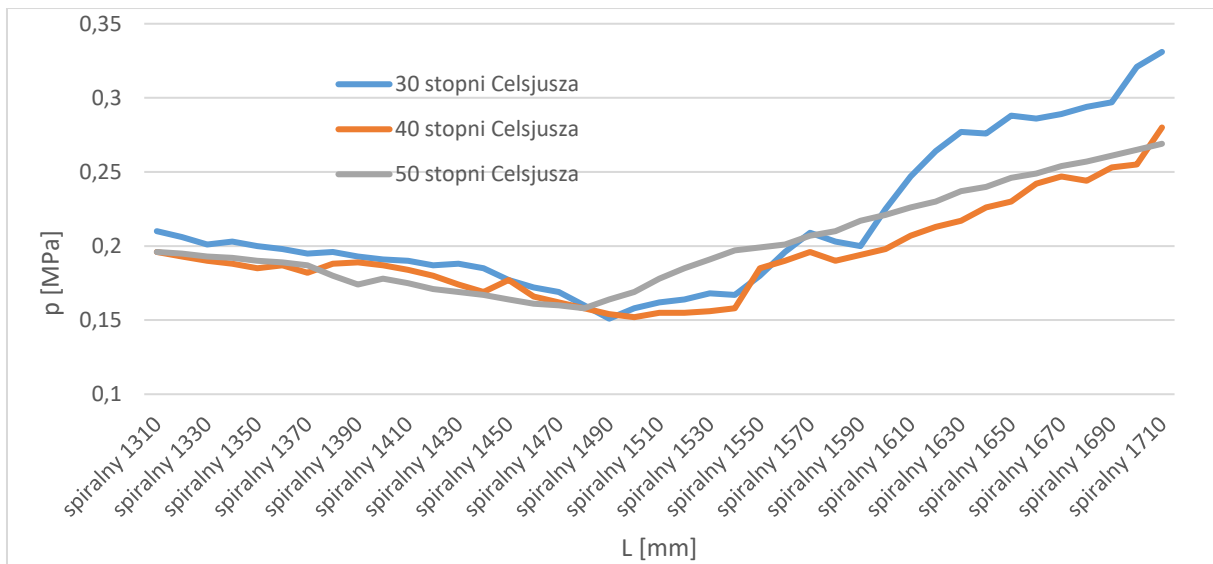


Rys. 159. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 12 [MPa].

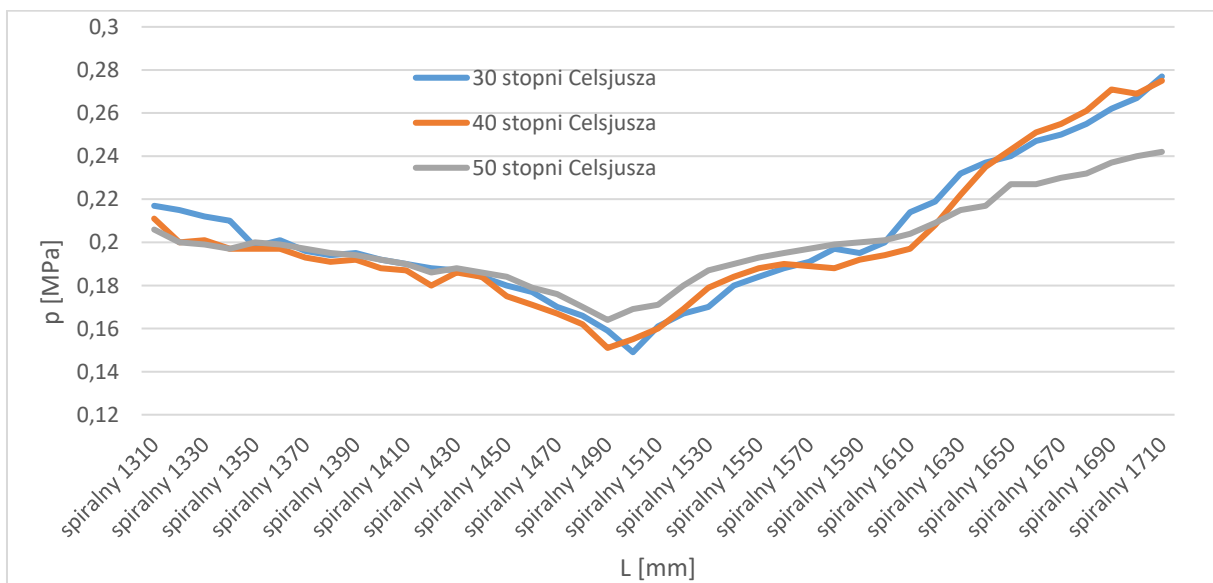
Wykonano wykresy podsumowujące dla prędkości obrotowej pompy 1400 [obr/min] dla stałego ciśnienia pracy zmiennej temperaturze pracy dla czujnika za tłumikiem, który jest istotny z punktu widzenia pracy układu hydraulicznego. Długość tłumika spiralnego zmieniana była w zakresie od 1310 [mm] do 1710 [mm] z krokiem co 10 [mm].



Rys. 160. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 5 [MPa].



Rys. 161. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 10 [MPa].



Rys. 162. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia tłumika spiralnego dla różnych długości. Prędkość obrotowej pompy – 1400 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 210 [Hz], wartości odczytane na czujnika p2 za tłumikiem, ciśnienie średnie 12 [MPa].

Z wykresów 150-153 można wywnioskować, że minimalna wartość amplitudy pulsacji ciśnieni zależy od wartości ciśnienia średniego. Im wyższe ciśnienie tym długość przewodu tłumika osiąga większą wartość dla minimalnej amplitudy pulsacji ciśnienia. W dalszej części porównano wartość minimalnej pulsacji ciśnienia za tłumikiem w zależności od zmiany temperatury cieczy (Rys.154 – 162), która ma bezpośrednio wpływ na lepkość cieczy. Przy wyższych temperaturach cieczy, minimalną wartość pulsacji ciśnienia uzyskuje się przy

większych długościach przewodu tłumika. Przy najniższej częstotliwości wymuszenia pochodzącej od pompy, zmiana długości jest znacząca, a przy wyższych obserwuje się mniejszy wpływ zmiany temperatury cieczy.

6.4 Efektywność badanych tłumików typu odgałęźnego

Ocenę skuteczności tłumika można dokonać również stosując pojęcie efektywności tłumika.

Efektywności tłumika ocenić można stosując zależność:

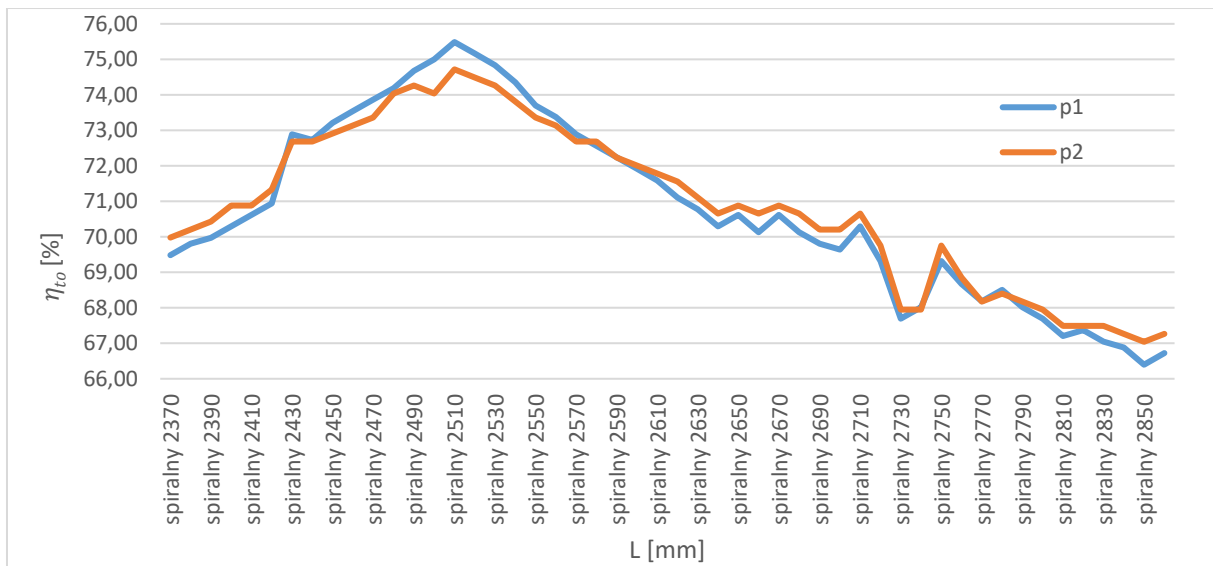
$$\eta_{to} = \frac{p_{nt} - p_t}{p_{nt}} \cdot 100 [\%] \quad (6.1)$$

gdzie:

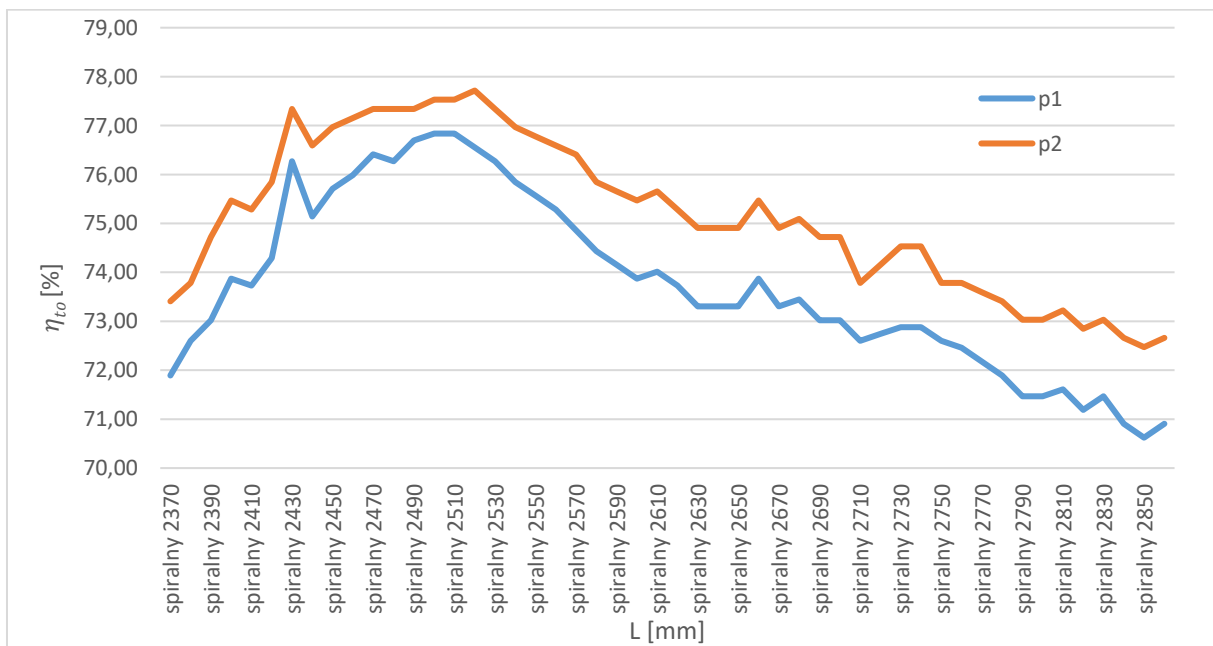
p_{nt} – wartość pulsacji ciśnienia nietłumionej, [MPa],

p_t – wartość pulsacji ciśnienia tłumionej, [MPa].

Porównanie efektywności tłumika wykonano dla trzech prędkości obrotowych pompy wyporowej tj. 800, 1000 i 1400 [obr/min]. Dla trzech wybranych temperatur cieczy roboczej, tj. 30, 40 i 50 stopni Celsjusza. Dla każdej temperatury wykonano również pomiary dla trzech średnich ciśnień roboczych: 5, 10 i 12 [MPa]. Ze względu na ilość pomiarów, przedstawiono efektywność jedynie dla prędkości 800 [obr/min] przy zmiennych pozostałych parametrach pomiarów. Wartości p_1 i p_2 to wartości pulsacji ciśnienia zmierzone odpowiednio przed i za miejscem podłączenia tłumika zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 121.



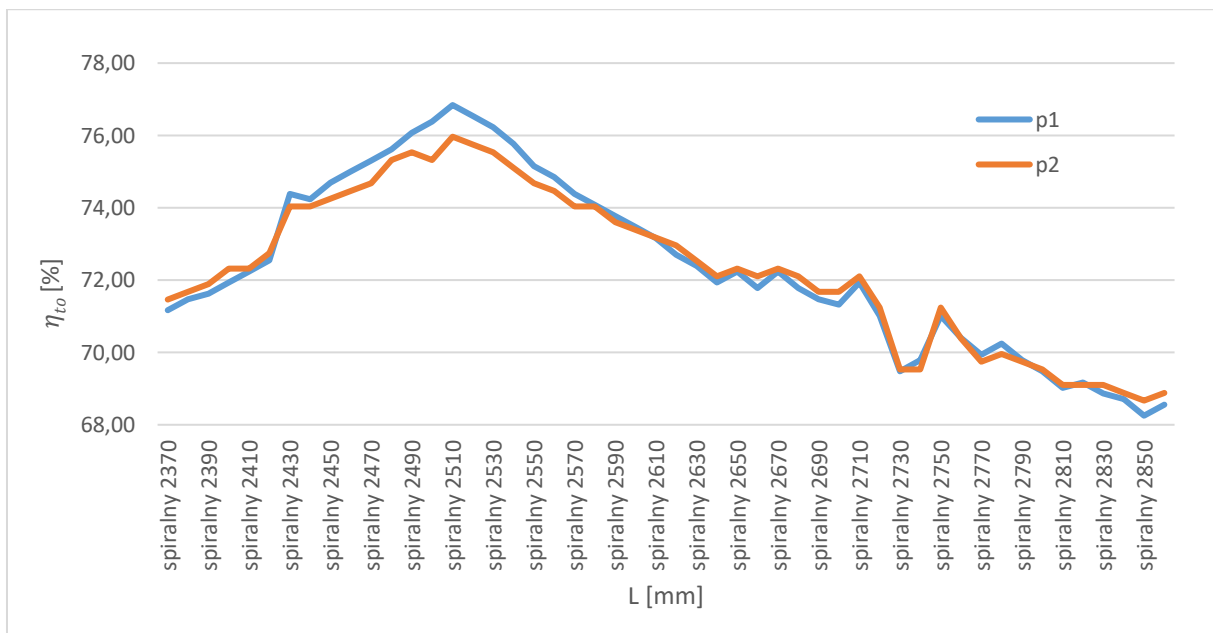
Rys. 161. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura ciecży – 30 [°C]



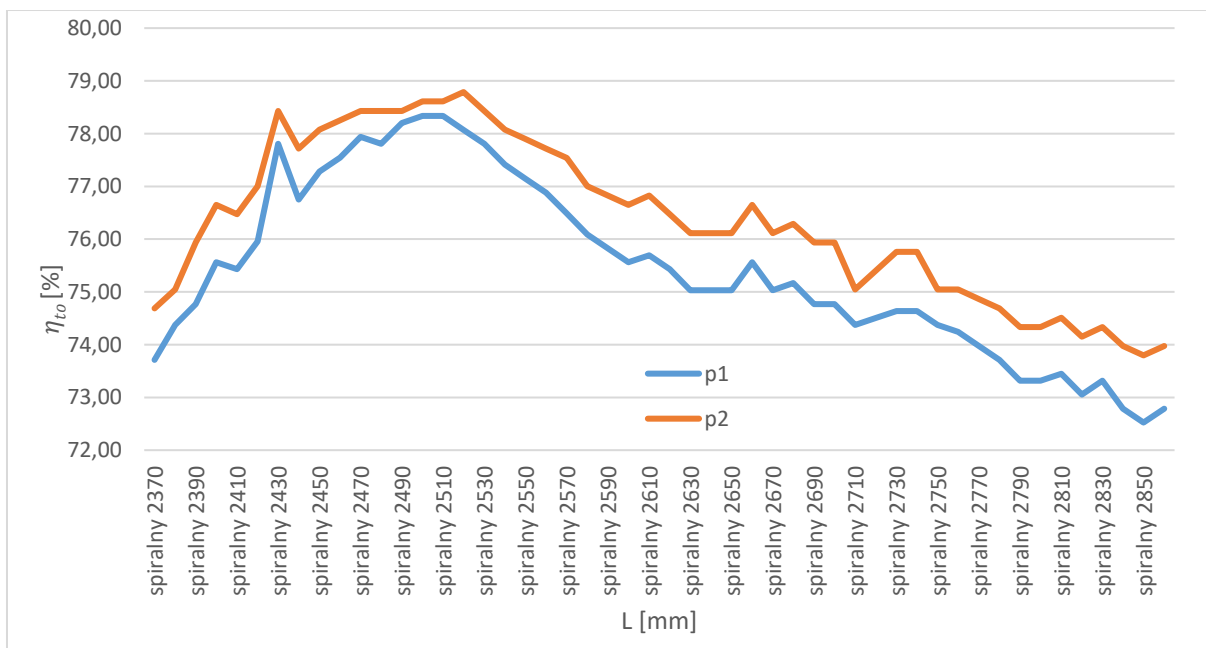
Rys. 162. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura ciecży – 30 [°C]



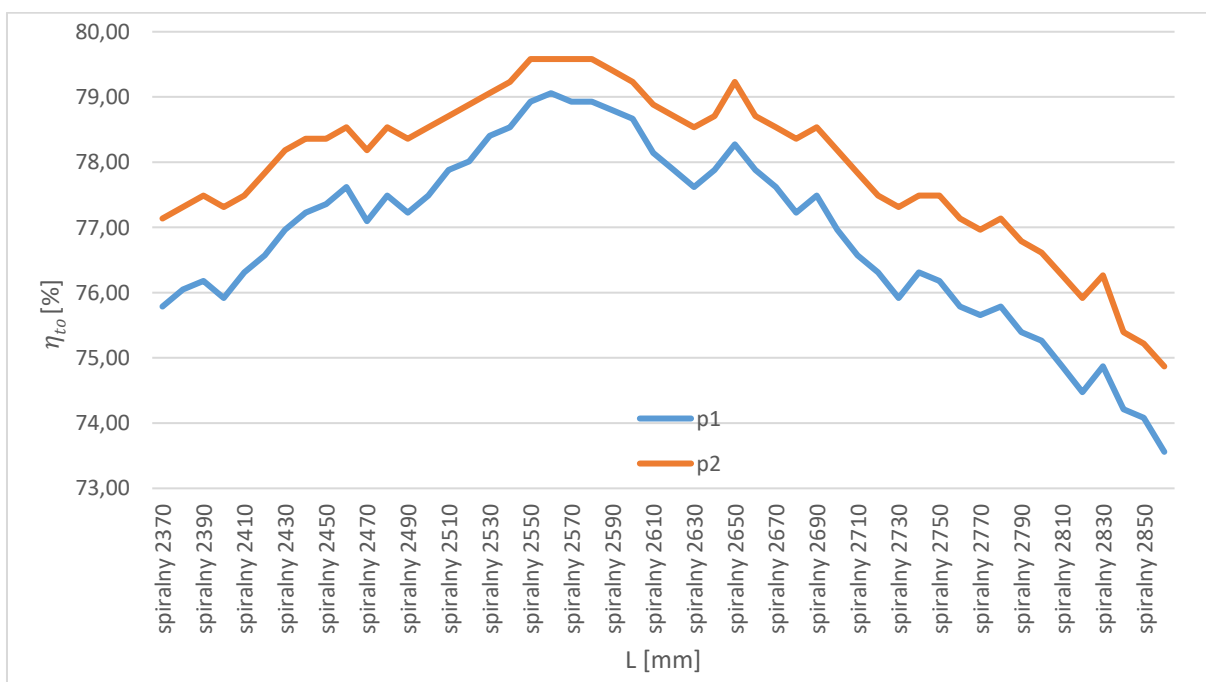
Rys. 163. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 30 [°C]



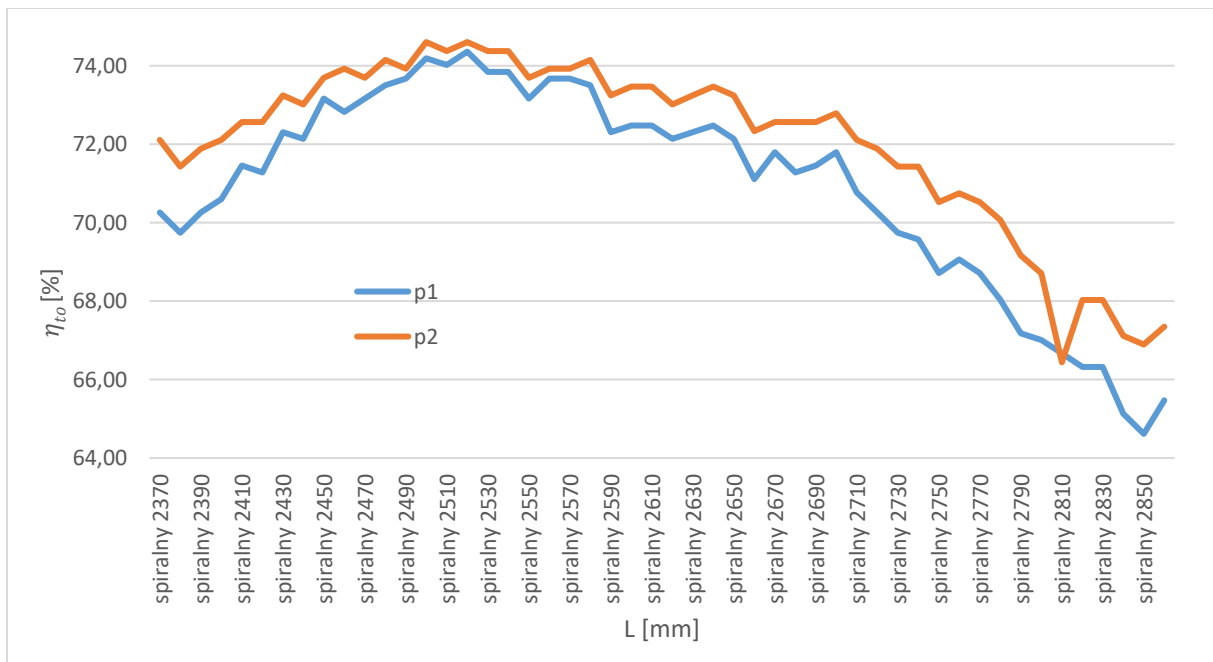
Rys. 164. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



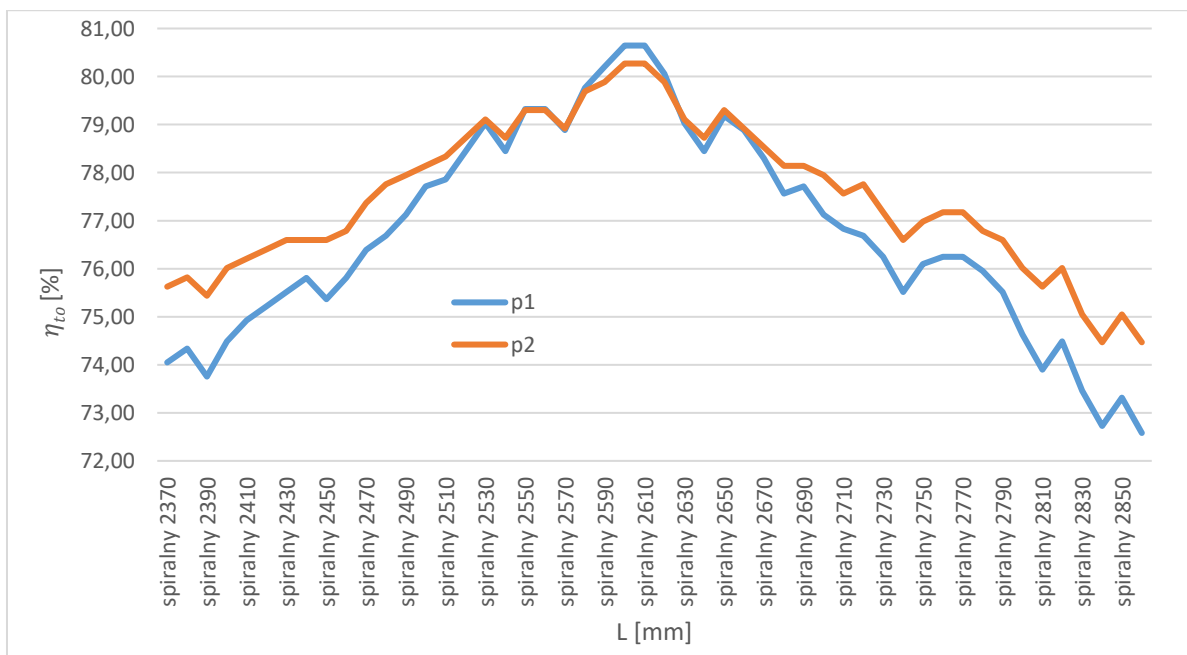
Rys. 165. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



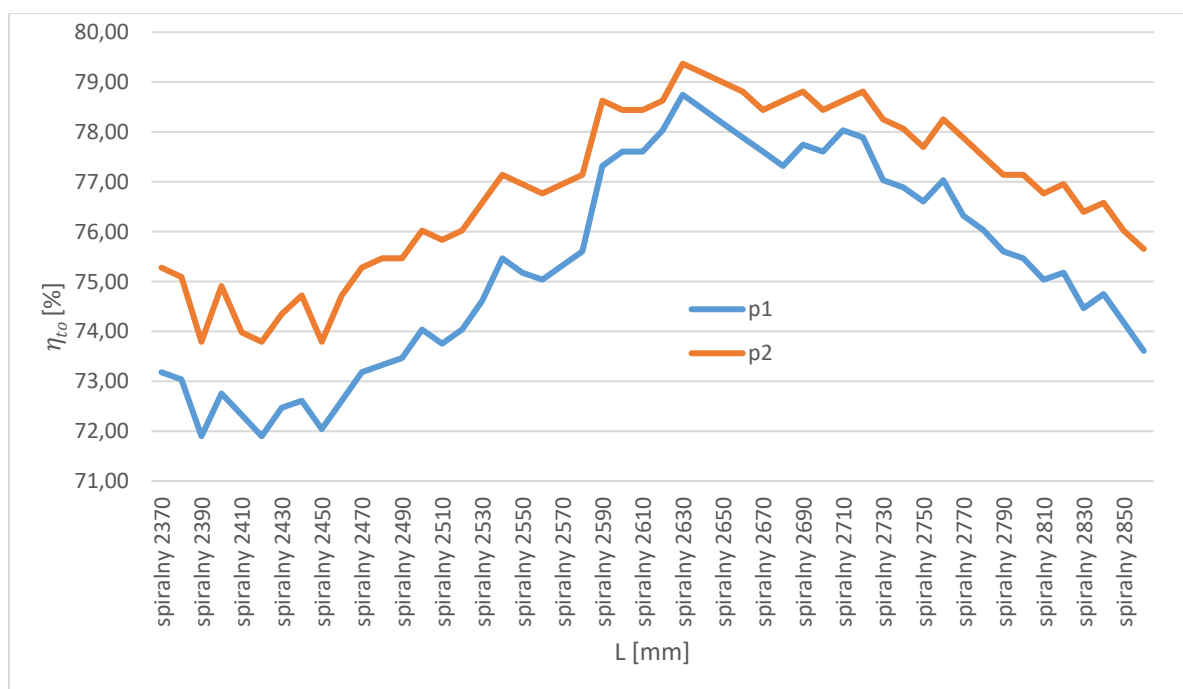
Rys. 166. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 40 [°C]



Rys. 167. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura ciecży – 50 [°C]



Rys. 168. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 10 [MPa], temperatura ciecży – 50 [°C]



Rys. 169. Porównanie efektywności tłumika spiralnego o różnej długości. Prędkość obrotowej pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 12 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

Obserwując efektywność tłumika spiralnego na podstawie Rys. 161-163 można bezkonkurencyjnie wyróżnić długość tłumika dla której uzyskuje się największą efektywność. Im wyższe ciśnienie średnie, tym należy stosować większą długość tłumika. To samo można zaobserwować gdy analizuje się wykresy (rys. 164 – rys. 166) dla temperatury 40 stopni Celsjusza oraz dla temperatury 50 stopni Celsjusza (rys. 167-rys.169). Gdy porówna się zmiany temperatury przy stałym ciśnieniu o wartości 5 MPa (rys. 161, rys, 164 i rys. 167) można stwierdzić, że temperatura cieczy nie wpływa znacząco na efektywność tłumika, a więc nie ma potrzeby zmiany jego długości. Zbliżone wnioski można wysunąć dla zmiany temperatury cieczy przy ciśnieniu średnim 10 MPa (rys. 162, rys. 165 i rys. 168) oraz 12 MPa (rys. 163, rys. 166 i rys. 169).

6.5 Porównanie badań eksperymentalnych z badaniami symulacyjnymi

W dalszym kroku, ze względu na ustalenie największej efektywności tłumika w zależności od jego długości, odczytywać największe wartości pulsacji ciśnienia dla układu. Największa pulsacja ciśnienia wynika z kinematyki pracy elementów waporowych pompy. Zatem odczytywano pierwszą harmoniczną częstotliwość pulsacji pompy przed i za podłączonym równolegle tłumikiem. Poniżej przedstawiono zestawienie odczytanych wartości dla układu z tłumikiem spiralnym o długości wyznaczonej na podstawie wzoru 5.8

oraz z tłumikiem spiralnym o długości wyznaczonej na podstawie wzoru 5.41. Pomiary prowadzono dla trzech wybranych temperatur cieczy roboczej, tj. 30, 40 i 50 stopni Celsjusza. Dla każdej temperatury wykonano również pomiary dla trzech średnich ciśnień roboczych: 5, 10 i 12 [MPa].

Tabela 1. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za pompą dla prędkości obrotowej pompy 800 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 120 [Hz].

Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	2,51	2,51	2,55	2,51	2,51	2,55	2,51	2,51	2,55
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
Efektywność tłumika spiralnego [%]	76	78	78	77	79	79	74	80	79
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	71	73	77	72	75	78	72	78	78

Tabela 2. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za tłumikiem dla prędkości obrotowej pompy 800 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 120 [Hz].

Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	2,51	2,51	2,55	2,51	2,51	2,55	2,51	2,51	2,55
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
Efektywność tłumika spiralnego [%]	75	77	79	76	78	79	74	80	79
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	71	74	79	72	76	79	73	79	79

Tabela 3. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za pompą dla prędkości obrotowej pompy 1000 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 150 [Hz].

Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	2,02	2,04	2,07	2,02	2,04	2,07	2,02	2,04	2,07
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
Efektywność tłumika spiralnego [%]	58	61	59	75	73	74	74	70	70
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	53	59	58	73	72	71	71	68	69

Tabela 4. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za tłumikiem dla prędkości obrotowej pompy 1000 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 150 [Hz].

Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	2,02	2,04	2,07	2,02	2,04	2,07	2,02	2,04	2,07
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
Efektywność tłumika spiralnego [%]	63	67	65	77	75	75	77	73	73
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	56	65	63	75	74	73	74	72	72

Tabela 5. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za pompą dla prędkości obrotowej pompy 1400 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 210 [Hz].

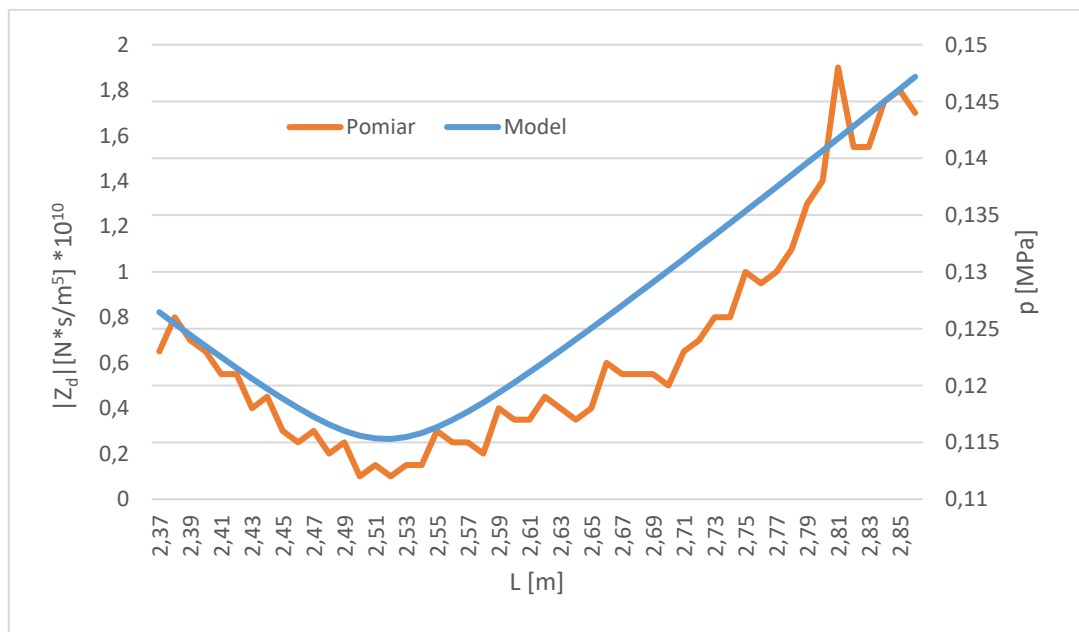
Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	1,44	1,49	1,5	1,44	1,49	1,5	1,44	1,49	1,5
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Efektywność tłumika spiralnego [%]	60	68	69	60	68	68	58	60	58
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	58	67	69	58	68	67	53	59	58

Tabela 6. Porównanie długości oraz efektywności tłumika liniowego oraz spiralnego dla wartości odczytywanych z czujnika zamontowanego za tłumikiem dla prędkości obrotowej pompy 1400 [obr/min] – pierwsza harmoniczna pompy 210 [Hz].

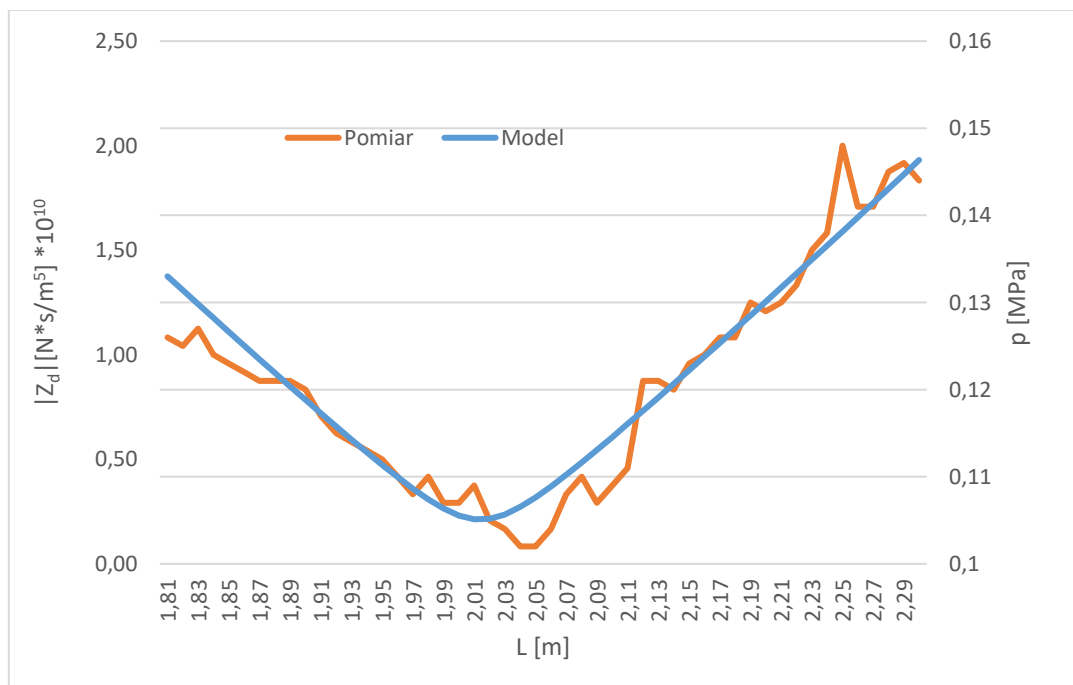
Temperatura cieczy [°C]	30			40			50		
Ciśnienie średnie [MPa]	5	10	12	5	10	12	5	10	12
Długość tłumika Spiralnego [m]	1,44	1,49	1,5	1,44	1,49	1,5	1,44	1,49	1,5
Długość tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [m]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Efektywność tłumika spiralnego [%]	63	73	73	63	73	73	63	67	64
Efektywność tłumika spiralnego o długości tłumika liniowego [%]	59	72	73	60	73	72	57	65	64

Powyższe wyniki w tabeli wskazują, że im niższa częstotliwość pracy pompy, tym zmiana długości tłumika jest znacząca na efektywność tłumika spiralnego. Obniżenie temperatury cieczy roboczej oraz ciśnienia również wymusza zmianę długości tłumika względem dotychczas znanego wzoru określającego długość tłumika odgałęźnego. Poniżej przedstawiono

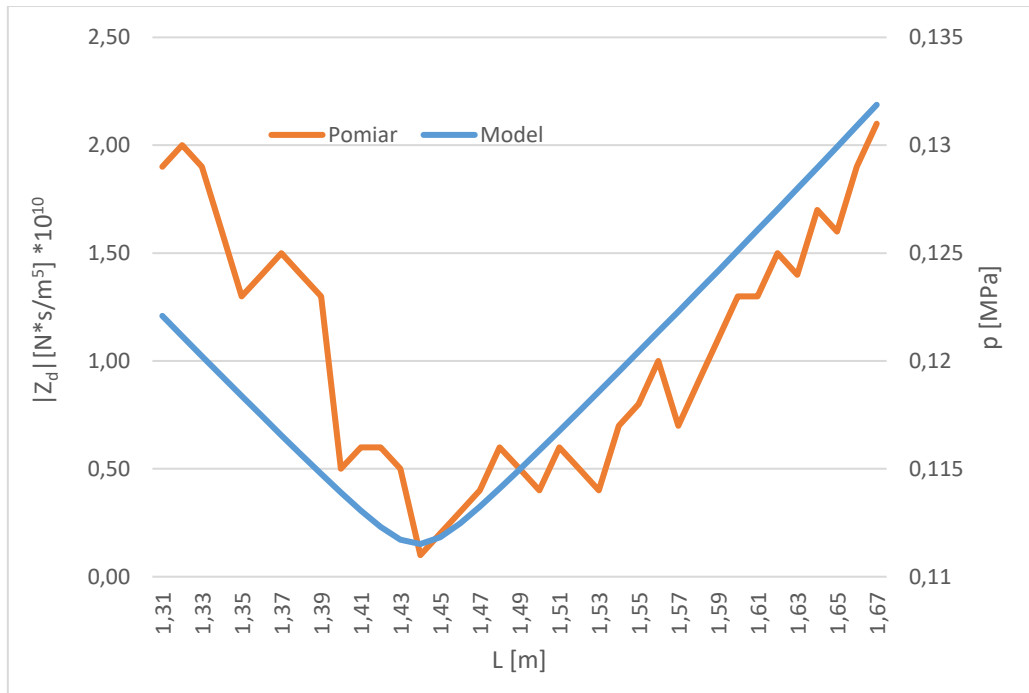
wykres porównujący model impedancji tłumika spiralnego oraz wyniki pomiarów pulsacji ciśnienia dla tłumika w zależności od jego długości.



Rys. 170. Porównanie impedancji tłumika spiralnego oraz pulsacji ciśnienia dla tłumika spiralnego w zależności od jego długości. Prędkość obrotowa pompy – 800 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 120 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa] temperatura cieczy – 50 [°C]



Rys. 171. Porównanie impedancji tłumika spiralnego oraz pulsacji ciśnienia dla tłumika spiralnego w zależności od jego długości. Prędkość obrotowa pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]



Rys. 172. Porównanie impedancji tłumika spiralnego oraz pulsacji ciśnienia dla tłumika spiralnego w zależności od jego długości. Prędkość obrotowa pompy – 1000 [obr/min], pierwsza harmoniczna częstotliwość pulsacji pompy – 150 [Hz], ciśnienie średnie 5 [MPa], temperatura cieczy – 50 [°C]

Powyższe wykresy wskazują że, wzór (5.41) określający lokalne minimum impedancji tłumika spiralnego wskazuje na jego największą skuteczność w zależności od długości. Dotyczy to różnych prędkości obrotowych pompy wyporowej. Badania eksperymentalne potwierdzają opracowania modelowe.

7. Podsumowanie i wnioski końcowe

Praca doktorska została poświęcona tematyce redukcji pulsacji ciśnienia w wybranych układach hydraulicznych, opartych na podstawowych elementach hydraulicznych. Przedstawiono przyczyny występowania nierównomierności wydajności pomp wyporowych oraz źródła drgań mechanicznych działających na zawory układu hydraulicznego. Zaproponowano autorskie rozwiązania dotyczące kompensacji promieniowej dla pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym, które otrzymały ochronę patentową nr PL 241281 oraz PL 239914. Jedno z rozwiązań zostało przedstawione na rysunku 1. Opracowano konstrukcję mikrozaworu wzniosowego przedstawioną na rys. 13 oraz przygotowano stanowisko pomiarowe przedstawione na rys. 11 w celu identyfikacji oddziaływania drgań na mikrozawór. Opracowano uchwyt do redukcji drgań działających na korpus zaworu mikrowzniosowego przedstawiony na rys. 96 podrozdziału 4.2.1. Dodatkowo zaproponowano współautorskie rozwiązanie konstrukcji zaworu wzniosowego z tłumieniem działających zewnętrznych drgań mechanicznych na elemencie sterującym zaworu przedstawione w zgłoszeniu patentowym P. 443296 oraz P. 443296. W celu redukcji niekorzystnego oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych na suwak rozdzielacza hydraulicznego zaproponowano sterowanie suwakiem poprzez napęd śrubowy przedstawione na rysunkach 103 i 104 oraz w zgłoszeniach patentowych nr.: P. 443298; P.443299 oraz P.443300. Dodatkowo zaproponowano zmiany konstrukcyjne rozdzielacza hydraulicznego pozwalające na redukcję oddziaływania zewnętrznych drgań mechanicznych poprzez tłumienie wiskotyczne przedstawione na rysunkach od 100 do 102. Opracowano model matematyczny pozwalający na określenie długości tłumika odgałęźnego o kształcie spiralnym, uwzględniający opory liniowe oraz miejscowe związane z zakrzywieniem przewodu - (5.41), rozdział 5. Zakrzywienie przewodu tłumika pozwala na zmniejszenie jego gabarytów w stosunku do tłumika prostoliniowego oraz dopasowanie do wolnej przestrzeni wokół pompy wyporowej poprzez zmianę promienia zakrzywienia przewodu. Wyznaczenie długości tłumika spiralnego opiera się na znajomości modułu sprężystości cieczy i przewodu oraz prędkości propagacji fali ciśnienia. Dla wyznaczenia modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu należy korzystać ze zbudowanego stanowiska pomiarowego przedstawionego na rysunku 111 według schematu hydraulicznego zawartego na rysunku 110. Prędkość propagacji fali określa się na podstawie wzoru (5.4) wykorzystując zbudowane stanowisko pomiarowe na rys. 113. Badania weryfikacyjne zastosowania tłumika spiralnego wykonano posługując się zbudowanym stanowiskiem pomiarowym przedstawionym na rysunku 122 wraz

ze wskazaniem punktów pomiarowych według rysunku 123 na podstawie schematu hydraulicznego zawartego na rysunku 121. Pomiary przeprowadzono, wykorzystując przewód stalowy o średnicy wewnętrznej 4 mm, promieniu zagięcia 27 mm. Stanowisko pomiarowe zostało zalane olejem HLP22, gęstość oleju $\rho = 865$ [kg/m³]. Pomiary wykonano dla trzech wartości temperatury oleju hydraulicznego t.j. 30, 40 i 50 stopni Celsjusza przy trzech ciśnieniach średnich t.j. 5, 10 i 12 MPa. Wybrano trzy prędkości obrotowe wałka napędowego pompy: 800, 1000, oraz 1400 [obr/min] odpowiadające częstotliwościom wymuszenia 120, 150 i 210 [Hz]. Dla prędkości obrotowej pompy 800 [obr/min] wykonano pomiary dla zmiennej długości tłumika spiralnego w zakresie od 2370 [mm] do 2860 [mm] z krokiem co 10 [mm]. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach od 134 do 147. Dla prędkości obrotowej wałka napędowego pompy wynoszącej 1000 [obr/min] zmiana długości tłumika mieściła się w zakresie od 1910 [mm] do 2310 [mm], wyniki przedstawiono dla stałej temperatury cieczy na rysunkach od 148 do 150 oraz dla stałych ciśnień na rysunkach od 157 do 159. Dla prędkości wałka napędowego pompy 1400 [obr/min] zmiana długości tłumika mieściła się w zakresie od 1310 [mm] do 1710 [mm], wyniki przedstawiono dla stałej temperatury cieczy na rysunkach od 151 do 153 oraz dla stałych ciśnień na rysunkach od 160 do 162. Dla przejrzystości otrzymanych wyników wprowadzono pojęcie efektywności tłumika opisane w podrozdziale 6.4. Rysunki od 161 do 169 pozwalają na wyznaczenie długości tłumika, dla której uzyskuje się największą efektywność tłumienia. W podrozdziale 6.5 na rysunkach od 170 do 172 przedstawiono porównanie pomiarów eksperymentalnych oraz modelowania analitycznego, potwierdzające poprawność opracowanego modelu wyznaczania modułu impedancji początkowej tłumika spiralnego. Zrealizowane w pracy badania teoretyczne, symulacyjne oraz przeprowadzone pomiary eksperymentalne pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Studia literaturowe oraz własne pomiary eksperymentalne pozwalają potwierdzić, że głównym źródłem pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest pompa wyporowa. Zostało to potwierdzone poprzez wykonanie charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej przedstawionej rysunku 124, rozdział 6. Parametrem określającym wielkość generowanej pulsacji przez pompę jest współczynnik nierównomierności wydajności (3.1) rozdział 3., który zależny jest od rodzaju pompy - rysunek 6, rozdział 3. Współczynnik ten jednak nie niesie informacji o częstotliwości pulsacji dlatego korzystniej jest w rozważaniach stosować widmo amplitudowo-częstotliwościowe.

2. Dodatkowym źródłem pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest działanie zewnętrznych drgań mechanicznych na elementy sterujące zaworów poprzez wzbudzenie się drgań ich elementów sterujących. Potwierdzają to wykonane pomiary dla wybranych parametrów przedstawione na rysunkach od 14 do 41 w rozdz. 3.
3. Na podstawie wykonanych pomiarów eksperymentalnych zamieszczonych w podrozdziale 3.2 można wnioskować, że sztywność sprężyny podpierającej element sterujący zaworu maksymalnego ma wpływ na częstotliwość występującej pulsacji ciśnienia w wyniku wzbudzania się elementu zamykającego. Do pomiarów wykorzystano sprężyny o trzech różnych sztywnościach t.j. 7,49; 3,44 oraz 0,76 [N/mm]. Zbiorne wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach od 42 do 69 dla trzech wartości natężenia przepływu t.j. 0,6; 0,8 oraz 1 [dm³/min] oraz trzech ciśnień średnich t.j. 5, 8 i 10 [MPa] dla każdego przepływu. Kierunek działania zewnętrznych drgań mechanicznych odpowiadał osi obrotu elementu sterującego zgodnie z rysunkiem 13. Częstotliwość działania zewnętrznych drgań mechanicznych przeprowadzono została w zakresie od 100 do 900 [Hz] z krokiem co 10 [Hz].
4. Zewnętrzne drgania mechaniczne powodują również niekorzystne działanie elementów sterujących rozdzielaczy hydraulicznych, co zostało przedstawione na rysunkach od 75 do 77. Znaczący wpływ można zaobserwować, gdy kierunek działania zewnętrznych drgań mechanicznych pokrywa się z osią suwaka rozdzielacza hydraulicznego.
5. Obniżenie pulsacji ciśnienia będącej skutkiem kinematyki pracy pompy wyporowej można uzyskać poprzez zastosowanie w układzie hydraulicznym akumulatora hydraulicznego oraz tłumików przedstawione w podrozdziale 4.2. Aby akumulator spełniał przedstawioną funkcję należy napełnić go sprężonym azotem posługując się wzorem (4.2). Od lat prowadzone są prace nad budową efektywnego tłumika hydraulicznego. Główne odmiany konstrukcyjne wraz z wymiarami charakterystycznymi tłumików przedstawiono na rys. 89. Ze względu na swoje gabaryty nie są stosowane na masową skalę.
6. Wykonane pomiary porównawcze dla układu hydraulicznego bez zamontowanego tłumika, z zamontowanym tłumikiem prostoliniowym oraz spiralnym przedstawione na rysunkach od 125 do 133 jednoznacznie wskazują na zasadność stosowania tłumików w celu obniżenia pulsacji ciśnienia. Wartości pulsacji ciśnienia dla tłumika

prostoliniowego oraz tłumika spiralnego o tej samej długości nie pokrywają się, co zostało również potwierdzone w sposób modelowy na rysunku 117.

7. Zasadne jest wprowadzenie zmodyfikowanego modelu opisującego impedancję tłumika spiralnego (5.41), gdyż wykazuje większą dokładność niż modele dla tłumika prostoosiowego t.j. model bezstratny (5.8) oraz model uwzględniający tarcie quasi-stacjonarne (5.10). Uzyskuje się zwiększenie efektywności tłumika stosując opracowany model (5.41) oraz redukuje wymiary gabarytowe i masę tłumika. Zwiększenie uzyskanej efektywności przedstawiono w podrozdziale 6.5 w tabelach od 1 do 6. Głównym parametrem wpływającym na długość tłumika spiralnego jest częstotliwość wymuszenia zależna od liczby elementów wyporowych pompy oraz jej prędkości obrotowej. Potwierdzają to rozważania modelowe przedstawione na rysunku 120 oraz wyniki pomiarów eksperymentalnych przedstawione na rysunkach 143-153.
8. Przeprowadzono badania eksperymentalne z zastosowaniem tłumika spiralnego dla trzech ciśnień średnich oraz trzech temperatur cieczy wskazują, że minimalna wartość amplitudy pulsacji ciśnienia za tłumikiem zależna jest od wartości ciśnienia średniego. Wraz ze wzrostem ciśnienia średniego rośnie długość przewodu tłumika spiralnego dla którego moduł impedancji początkowej tłumika osiąga wartość minimalną. Potwierdzają to pomiary eksperymentalne przedstawione na rysunkach od 145 do 153 oraz rozważania modelowe przedstawione na rysunku 118. Wartość ciśnienia średniego ma bezpośredni wpływ na wartość modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu zawartej w modelu (5.41), potwierdzają to również wyniki pomiarów zmiany zastępczego modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu w zależności od ciśnienia przedstawione na rysunku 112. Zmiana temperatury cieczy roboczej powoduje zmianę lepkości cieczy, która jest istotna przy modelowaniu modułu impedancji początkowej tłumika (5.41). Znaczna różnica lepkości cieczy powoduje zmiany długości przewodu tłumika spiralnego, potwierdza to rysunek 115. Zmniejszenie lepkości cieczy zmniejsza opory przepływu, a więc należy zwiększyć długość tłumika, aby fala odbita w tym samym czasie wróciła w kierunku przeciwnym. Przy stosowaniu klasycznego oleju mineralnego, zmiana temperatury nie powoduje tak znacznych zmian lepkości jak przedstawione na rysunku 115. Przedstawia to autorskie opracowanie przedstawione na rysunku 119 oraz pomiary eksperymentalne przedstawione m.in. na rysunkach 144, 154, 157, 159 – 162. Należy również pamiętać,

że pod wpływem temperatury użyty podczas pomiarów przewód spiralny ulega wydłużeniu 0,3 [mm] na 1000 [mm] przy wzroście temperatury o 10 stopni Celsjusza.

Przedstawione rozważania teoretyczne oraz eksperymentalne mogą zostać wykorzystane do projektowania napędów hydraulicznych maszyn i urządzeń w celu redukcji pulsacji ciśnienia, ze szczególnym uwzględnieniem układów mikrohydraulicznych. Obniżenie pulsacji ciśnienia powoduje korzystne skutki w pracy układu hydraulicznego: poprawę precyzji parametrów pracy odbiorników, stabilizację elementów sterujących zaworów, zmniejszenie poziomu drgań elementów, mniejsze ryzyko luzowania połączeń śrubowych oraz redukcja emitowanego hałasu.

Opracowany w niniejszej pracy model tłumika spiralnego wraz z badaniami doświadczalnymi pozwolą na opracowanie w przyszłości tłumika o zmiennej długości zależnej od prędkości obrotowej wałka napędowego pompy. Ważne, przyszłościowe prace nad rozwojem stosowania tłumików spiralnych to:

- określenie prędkości propagacji fali w zależności od modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu tłumika,
- określenie modułu sprężystości cieczy i przewodu tłumika w zależności od materiału tłumika (w tym zastosowanie materiałów kompozytowych w celu redukcji masy tłumika), wymiarów charakterystycznych oraz promienia zagięcia i sposobu mocowania.
- zastosowanie kształtu spiralnego tłumika do układu podwójnego tłumików odgałęźnych oraz typu „by pass”,
- prace rozwojowe nad konstrukcjami aktywnych tłumików o kształcie spiralnym o zmiennej długości,
- wpływ pojemności tłumika na jego efektywność.

Literatura:

1. Adamkowski A., Analysis of Transient Flow in Pipes with Expanding or Contracting Sections. ASME Journal of Engineering 2003, July, s. 716-722.
2. Addison A., Vacca A., Cristofori D., Active vibration damping in hydraulic construction machinery, Procedia Engineering 176(2017) 514-528.
3. Antoniak P., Stosiak M., Towarnicki K., Preliminary testing of the internal gear pump with modifications of the sickle insert. Acta Innovations. 2019, nr 32, s. 84-90.
4. Antoniak P., Stosiak M., Towarnicki K., Preliminary testing of the gear pump with internal gearing with modification of the sickle insert. W: Engineering Mechanics 2019 : 25th international conference : book of full text, May 13-16, 2019, Svatka, Czech Republic / eds. Igor Zolotarev, Vojtěch Radolf. Prague : Institute of Thermomechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2019. s. 33-36.
5. Balyaba Maxim V., Ernilov Mikhail A., Kryuchov Alexander N., Development methodology for a pulsation damper of gas control valves, Procedia Engineering 176(2017) 586-594.
6. Banaszek A., Multiprzewody stosowane w budowie okrętowych hydraulicznych układów sterowania, Hydraulika i Pneumatyka 3/2005.
7. Barcik J., Okularczyk W., Rawicki N., Hydrauliczne złącze obrotowe do pracy w warunkach morskich, Hydraulika i Pneumatyka 1/2007.
8. Baszta T.M., Hydraulika w budowie maszyn, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1966.
9. Bednarczyk S., Stryczek J., Zienowicz Z., Gerotor pumps with plastic gears, Hydraulika I Pneumatyka, nr 5 , Wrzesień, Październik 2006.
10. Bednarski S., Cink J., Kosucki A., Zerwanie przewodu w napędzie hydrostatycznym, Hydraulika i Pneumatyka 2/2011.
11. Błażejowski W., Lubecki M., Mayer P., Stosiak M., Towarnicki K., Zastosowanie nowych materiałów w elementach i układach hydraulicznych. Hydraulika i Pneumatyka. 2017, R. 37, nr 1-6, s. 13-18.
12. Błażejowski W., Lubecki M., Mayer P., Stosiak M., Towarnicki K. *Zastosowanie nowych materiałów w elementach i układach hydraulicznych*. W: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2018 : stan, potrzeby, oczekiwania i możliwości. Maszyny robocze, górnicze, budowlane i technologiczne, Zamek Kliczków, 7-9 listopada 2018, Wrocław, Polska (2017).
13. Borghi, M.; Zardin, B. Axial Balance of External Gear Pumps and Motors: Modelling and Discussing the Influence of Elastohydrodynamic Lubrication in the Axial Gap. In Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, TX, USA, 13–19 November 2015.

14. Bortkiewicz W., Technika sterowania proporcjonalnego w napędach hydraulicznych żurawi samojezdnych, *hydraulika i pneumatyka* 4/2004.
15. Bortkiewicz A., Norman Cz. Pozasłuchowe skutki działania hałasu ze szczególnym uwzględnieniem chorób układu krążenia, *Forum Medycyny rodzinnej* 2018, tom 12, nr 2, 41-49.
16. Brach I., Tyro G., *Maszyny ciągnikowe do robót ziemnych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1986.
17. Bury, P., Osiński, P., Rutański, J., Zakrzewski, I. B. (2016). Badania porównawcze właściwości akustycznych i hydraulicznych niskopulsacyjnych pomp zębatach serii 2PW-SES. In *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2016: międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna*. Katowice.
18. CarpinLioglu M.O., Gundogu M. Y., 2001, A critical review on pulsatile pipe flow studies directing towards future research topics, *Flow Measurement and Instrumentation*, 12, 163-174.
19. Casoli P., Vescovini C.M., Massimo R., One-Dimensional fluid Dynamic Modeling of a Gas Bladder Hydraulic Damper for Pump Flow Pulsation, *Energies* 2023, 16, 3368.
20. Cebula D., Kalita M., Pneumatyczny silnik łopatkowy z elementami z tworzyw sztucznych – badania, *Hydraulika I Pneumatyka* 3/2014.
21. Cempel C., *Drgania mechaniczne – wprowadzenie*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1984.
22. Cempel C., *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
23. Cempel Z., *Wibroakustyka stosowana*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
24. Chalamoński M., *Diagnozowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych*, Wydawnictwa Uczelniane Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy, Bydgoszcz 2000.
25. Chaundry M.H. *Applied Hydraulic Transient*. Second Edition, Van Nostrand Reinhold Company Inc. New York, 1987.
26. Choroszy B. *Technologia maszyn*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000
27. Corvaglia, A.; Ferrari, A.; Rundo, M.; Vento, O. Three-dimensional model of an external gear pump with an experimental evaluation of the flow ripple. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* **2021**, 235, 1097–1105.
28. Corvaglia, A.; Rundo, M.; Casoli, P.; Lettini, A. Evaluation of tooth space pressure and incomplete filling in external gear pumps by means of three-dimensional CFD simulations. *Energies* **2021**, 14, 342.
29. Coulson C.A., Jeffrey A., Fale, *modele matematyczne*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1982.
30. Czetwertyński E., *Hydraulika i hydromechanika*. PWN, Warszawa, 1958,

31. Czubaszek J., Szweda S., Parametry modalne zaworu zwrotnego sterowanego stosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej, Cylinder 2013, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice 2013.
32. Dalpiaz G., Mucchi E., Fernandez A., Rivola A., Experimental validation of a model for the dynamic analysis of gear pumps, Conference: NOVEM 2005 – noise and Vibration: Engineering Methods, 18-21 April 2005, Saint-Raphael, France.
33. De Camp L S (1970) Wielcy i mali twórcy cywilizacji: od Imhotepa do Leonarda da Vinci, Wiedza Powszechna Warszawa.
34. Deptuła A., Augustynowicz A., Stosiak M., Towarnicki K., Karpenko M., The concept of using an expert system multi-valued logic trees to assess the Energy consumption of an electric car in selected driving cycles, Energies, 2022, vol.15 nr 13 art. 4632, s. 1-24.
35. Dietrich M. Podstawy konstrukcji maszyn, tom 3. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne , Warszawa 1995,1999.
36. Dindorf R., Wybrane zagadnienia modelowanie dynamiki układów hydraulicznych, Monografia, Politechnika Krakowska, Kraków 1995.
37. Dindorf R., Akumulator membranowy jako tłumik pulsacji ciśnienia o liniowej charakterystyce sprężystości, Hydraulika i pneumatyka 2/1998.
38. Dindorf R., Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2004.
39. Dindorf R., Woś P., Development of hydraulic power systems, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2016.
40. Domagała M., Metodyka modelowania zaworów maksymalnych bezpośredniego działania, Politechnika Krakowska, Kraków 2007
41. Drexler P., i inni, Vademecum hydrauliki. T 3. Mannesman Rexroth, Lohr, 1992.
42. Dudczak A., Koparki, Teoria i projektowanie, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.
43. Dudek R., Władzielczyk K., Nowe gniazda stożkowe zaworów stosowanych w hydraulice górniczej, Hydraulika i pneumatyka 3/2011.
44. Dziama A, Przekładnie zębate, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1995.
45. Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
46. Engel Z., Zawieska M.: Hałas i drgania w procesach pracy: źródła, ocena, zagrożenia. CIOP-PIB, Warszawa 2010.
47. Feld M. Podstawy projektowania procesów technologicznych typowych części maszyn, Wydawnictwa anukowo Techniczne, Warszawa 2009.
48. Fiebig W, Kudźma Z, Rozruch przekładni hydrostatycznej z udziałem maksymalnego zaworu, Sterowanie i napęd hydrauliczny, 6/1990, s.3-8

49. Fiebig W., Gerauscminderung in hydraulischen systemen, VDI Verlag GmbH, Dusseldorf 2008.
50. Fiebig W., Splawski M., Wpływ struktury oraz ciśnienia statycznego na przenoszenie drgań w elastycznych przewodach hydraulicznych, Napędy hydrauliczne w maszynach i pojazdach. Politechnika Wroclawska, Wroclaw 2012.
51. Figiel A., Kudźma Z., Mackiewicz O., Pośredni sposób określania prędkości propagacji fali ciśnienia w przewodach hydraulicznych. *Hydraulika i Pneumatyka* 5/2015.
52. GAO P., YU T., ZHANG Y., WANG J., ZHAI J., Vibration analysis and control technologies of hydraulic pipeline system in aircraft: A review. *Chinesi Journal of Aeroanotics*, (2021), 34(4), 83-114.
53. Garbacik A., Studium projektowania układów hydraulicznych, Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Kraków 1997.
54. Giergiel J., Tłumienie drgań mechanicznych, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990.
55. Goliński J.A., Bulzak-Mrozowska L., Wibroizolacja, Wydawnictwo Politechniki Wroclawskiej, Wroclaw 1976.
56. Goliński J., Wibroizolacja maszyn i urządzeń, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
57. Goodson R.E., Leonard R.G.: A Survey of Modeling Techniques for Fluid Line Transients, *Journal of Basic Eng.*, Trans. ASME, June 1972
58. Goto M.: Pressure Pulsation in a Centrifugal Pump-Piping System. *JSME International Journal*, Series II, 33, No 1, 1990, 106-113.
59. Górski E, *Poradnik Frezera*, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne Warszawa 1987
60. GRAJNERT J.: *Izolacja drgań w maszynach i pojazdach*. Oficyna Wydawnicza PWr, Wroclaw 1997.
61. Haarhaus M., Minderung von Druckschwinungein Flussigkeitsrohrleitungen. *Olhydraulik ung Pneumatik* 25/1981, 802-806.
62. Harrison, A.M.; Edge, K. Reduction of axial piston pump pressure ripple. *Proc. Inst. Mech. Eng.* **2000**, 214, 53–64.
63. Holmboe E.L., W.T. Rouleau, The effect of viscous shear on transients in liquid lines. *Journal of Basic Engineering* 89 (1967) 174-180.
64. Ickiewicz J., Analiza częstotliwościowa drgań hydraulicznych i mechanicznych w pompie zębatej, Praca zbiorowa, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i Eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice 2008. Wydawca Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG.
65. Ickiewicz J., Analiza drgań pomp zębatej, *Hydraulika i Pneumatyka* 2/2009.
66. Ijas M., Damping of low freuquency pressure oscillation. Tampere University of Technology Publikation 656. Tampere 2007.

67. Jakubowski D., Niespawane wysokociśnieniowe przewody rurowe, *Hydraulika i Pneumatyka* 2/2013.
68. Jaśkiweicz Z, Wąsiewski A, Przekładnie walcowe, projektowanie, Wydawnictwo Komunikacji I łączności. Warszawa 1992.
69. Jaśkiweicz Z, Wąsiewski A, Przekładnie walcowe, geometria – wytrzymałość – dokładność wykonania, Wydawnictwo Komunikacji I łączności. Warszawa 1992.
70. Jaworska B., Szuster A., Utrysko B., *Hydraulika i hydrologia*, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 2008.
71. Jehle G., Fidlin A., Hydrodynamic optimized vibration damper, *Journal of Sound and Vibration* 448(2019) 160-177.
72. Johansson, A.; Olvander, J.; Palmberg, J.-O. Experimental verification of cross-angle for noise reduction in hydraulic piston pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control. Eng.* **2007**, 221, 321.
73. Joukowsky N., Uber den hydraulischen Stoss in Wasserleitungsröhren (On the hydraulic hammer in water supply pipes). *Memoires de l'Academie des Sciences de St.-Petersbourg* 1900, seria 8, nr 5(9). English translation, partly, by O.Simin, 1904.
74. Junik K., Snowacki K., Duda S.J., Towarnicki K., Correia J.A.F.O., Impact of hardness on the fracture and tear characterization of rigid pur materials used in suspension systems of vehicles. *Engineering Failure Analysis*, 2021, vol. 127, art. 105510, s. 1-14.
75. Kaczanowski S., Olszewski M., Wański Z., *Płynowe elementy i układy logiczne*, Wydawnictwa Komunikacji i łączności, Warszawa 1971.
76. Kaliski S., *Mechanika Techniczna, Drgania i fale*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1986.
77. Karney, B.W., and McInnis, D.A. 1992. "Efficient calculation of transient flow in simple pipe networks." *J. Hydr. Engrg., ASCE*, 118(7), 1014-1030.
78. Karniadakis G., Beskok A., Aluru N., *Microflows and Nanoflows, Fundamentals and Simulation, Interdisciplinary Applied Mathematics, Volume 29* (Springer Science+Business Media, 2005).
79. Kasińska M., Towarnicki K., Piwowarczyk T., Ambroziak A., Badania złączy spawanych se stali P265GH wykonanych z zastosowaniem różnych mieszanek gazowych oraz gatunków drutów spawalniczych = Testing of welded joints made of steel P265GH using various gas mixtured and species welding wires. *Przegląd Spawalnictwa=Welding Technology Review*, 2016, vol. 88, nr 8, s. 37-42.
80. Klarecki K., Rabsztyn D., Hetmanczyk M. P., Analysis of pulsation of the sliding-vane pump for selected settings of hydrostatic system, analiza pulsacji ciśnienia pompy łopatkowej dla wybranych nastaw parametrów układu hydrostatycznego, *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability* Vol. 17, No.3,2015

81. Kollek W., Wpływ przesterowania tłokowej pompy osiowej na hałaśliwość jej pracy, Napęd hydrauliczny, Redakcja Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1971.
82. Kollek W., Kudźma Z, Tłumiki pulsacji ciśnienia jako filtry akustyczne w układach hydraulicznych. Sterowanie i Napęd hydrauliczny 6/1991, 8-11.
83. Kollek W., Problems of Reduction of vibrations and noise in heavy duty hydraulic machinery, V Conference Development of fundamentals of design, research and exploitation of earth moving and handling Machines, Zakopane, 21-25 January 1992, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1992.
84. Kollek W., Pompy zębate, konstrukcja I Eksploatacja. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.
85. Kollek W, Osiński P. Modelling and design of gear pumps, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
86. Kollek W., Kudźma S., Kudźma S., Stosiak M., Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na hałas podczas rozruchu hydrostatycznego układu napędowego, Hydraulika i Pneumatyka, nr 1, 2010, s. 17 – 20.
87. Kollek W., Microhydraulic Components and Systems. Fundamentals of Design, Modelling and Operation, Wroclaw University of Technology Publishing House, Wrocław, 2011.
88. Kollek W., Osiński P., Stosiak M. i in. (2014) Problems relating to high-pressure gear micropumps, Archives of Civil and Mechanical Engineering (14) 2014: 88-95.
89. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M. Acoustic problems relating to microhydraulic components and systems. The Archive of Mechanical Engineering, Vol LVII, No 3, 2020, 293-307.
90. Kollek W., Osiński P., Stosiak M., Leszczyński K., Drgania i hałas niskoczęstotliwościowy maszyn i urządzeń z napędem hydrostatycznym, Projektowanie i eksploatacja maszyn roboczych Cz.II, Opole 2020,
91. Kotnis G., Budowa i Eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach, Wydawnictwo i Handel Książkami „KaBe”, Krosno 2011.
92. Kowal E., Kucińska-Landwójtowicz A., Misiołek A., Zarządzanie Środowiskowe, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 2013.
93. Krawczyk J., Stryczek J., Badania pompy gerotorowej z kołami zębatymi wykonanymi z PPS, Hydraulika I Pneumatyka 1/2014.
94. Kudźma S. Zarzycki Z.: Reprezentacje modeli matematycznych hydraulicznych linii długich. Cz. I. Równania ogólne hydraulicznych linii długich. HiP nr 2005 ?
95. Kudźma S., Kudźma Z., Wpływ rodzaju przewodów na stany nieustalone w układach hydraulicznych z linią długą. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2009, międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna Wrocław 7-9 październik 2009. Wrocław, ośrodek doskonalenia kadr simp 2009, 90-99.

96. Kudźma S. Kudźma Z., Badania numeryczne i eksperymentalne stanów przejściowych w układach hydraulicznych, *Hydraulika i pneumatyka* 4/2009.
97. Kudźma S., Kudźma Z., Refined model of passive branch damper of pressure fluctuations, *Journal of theoretical and applied mechanics* 53, 3, pp. 557-567, Warsaw 2015.
98. Kudźma Z., Wpływ ukształtowania układu grzybek-gniazdo na własności statyczne i dynamiczne zaworów maksymalnych, Praca doktorska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport serii preprinty nr 059(659)80.
99. Kudźma Z. Wpływ ukształtowania układu grzybek gniazdo na własności zaworu maksymalnego, *Maszyny i Ciągniki Rolnicze* 2-3/1990, 12-15.
100. Kudźma Z., Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu, *Hydraulika i Pneumatyka* 6/2001.
101. Kudźma Z., Tłumik pulsacji ciśnienia o przestrajalnej częstotliwości własnej. Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Wrocław-Szklarska Poręba, 3-6.X.2001. Wydawnictwo Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001, 191-198.
102. Kudźma Z. Kudźma S.: Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych technice proporcjonalnej, *HiP* 6/2002
103. Kudźma Z., Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych. *Hydraulika i Pneumatyka* 6/2005.
104. Kudźma Z., Łomotowski G., Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu, *Hydraulika i Pneumatyka*, 3/2009.
105. Kudźma Z., Palczak E., Rutański J., Stosiak M., Niektóre przyczyny i skutki drgań elementów maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym, Konferencja Cylinder 2009, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice 2009.
106. Kudźma Z., Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
107. Kudźma Z., Stosiak M., Wpływ metod sterowania dławieniowego na hałaśliwość przekładni hydrostatycznej, *Hydraulika i Pneumatyka* 1/2013.
108. Kudźma Z., Stosiak M., Praktyczne sposoby ograniczania hałaśliwości układów hydrostatycznych podczas rozruchu, *Hydraulika i Pneumatyka* 5/2013.
109. Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M., Wahania wydajności pomp wyporowych w układach z hydrauliczną linią długą, *Inżynieria maszyn* R.19, 2, 2014.
110. Kudźma Z., Stosiak M., Studies of flow and cavitation in hydraulic lift valve, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Volume 15, numer 4, September 2015.
111. Lambeck, Raymond, Marcel Dekker INC, *Hydraulic pumps and motors*, New York (1983).
112. Lato T., Mohany A., Passive damping of pressure pulsations in pipelines using Herschel-Quincke tubes, *Journal of Sound and Vibration* 448(2019) 160-177.

113. Lewis E.B., Cyndi H., World Pumps, Selecting internal gear pump for difficult duties, Volume **2005**, issue 462, s.26-27, (2005).
114. Lipski J., Napędy i sterowanie hydrauliczne, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1981.
115. Lipski J., Napędy i sterowania hydrauliczne, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1977.
116. Lubecki M., Stosiak M., Towarnicki K., Koncepcja oraz badania wstępne stanowiska badania odporności na drgania mikrozaworów hydraulicznych. Napędy i Sterowanie. 2017, R. 19, nr 10, s. 97-101.
117. Legutko S., Podstawy eksploatacji maszyn i urządzeń, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne Spółka Akcyjna, Warszawa 2004.
118. Ludwiniak M., Zmniejszenie hałasu zębatych pomp hydraulicznych, Hydraulika i Pneumatyka 1/2014.
119. Łazarkiewicz S., Troskoleński A., Pompy wirowe, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1968.
120. Łuczko J., Drgania regularne i chaotyczne w nieliniowych układach mechanicznych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008.
121. Manring, N. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump. J. Dyn. Syst. Meas. Control **2000**, 263–268.
122. Marciniak L., Stryczek J., Projekt koncepcyjny uniwersalnej pompy zębatej z wymiennymi podzespołami. Hydraulika i Pneumatyka nr 2, Wrocław 2014,
123. Marutow W.A., Pawłowski S.A., Cylindry hydrauliczne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa 1968.
124. Mavrigian M., Performance exhaust systems, How to Design, Fabricate & Install, Cartech, Forest Lake 2014.
125. Mednis W., Hydrauliczne napędy i ich sterowanie, Oficyna wydawnicza politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
126. Mielewska M., Towarnicki K., Historia pomp wykorzystywanych w wodociągach i kanalizacji. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 2 / [red. nauk. Jędrzej Nyckowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 119-125.
127. Misiołek A., Kowal E., Kucińska-Landwójtowicz A., Ekologia, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 2014.
128. Młynarczyk P., Cyklis P., the application of nozzles for the attenuation of volumetric compressor pressure pulsation, International journal of Refrigeration 90 (2018) 108-118.
129. Ned H. C. Hwang, Carlos E. HIta, Fundamentals of hydraulic engineering systems, Second Edition, Prentice-Hall, Inc Englewood Cliffs, New Jersey 1987.

130. Ning G., Fan W., Linxiang W., Design and analysis of an active-controlled hydraulic low-frequency vibration isolator, *The Journal of Engineering*, 2019, Vol.2019 Iss. 13, pp.98-101.
131. Nizioł J. , Podstawy drgań w maszynach, Skrypt dla studentów wyższych szkół technicznych do przedmiotu: Dynamika Maszyn, Wydawnictwo Zakład graficzny Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.
132. Ochęduszek K. Koła zębate, tom I, Konstrukcja, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2009.
133. Ochęduszek K. Koła zębate, tom II Wykonanie I montaż, Wydawnictwo Naukowo – techniczne, Warszawa 2009.
134. Oleson J.(1984), Greek and Roman Mechanical Water-Lifting Devices: The History of a Technology, Springer Toronto.
135. Ortwig H., Goebels K., Schwarz T., Hydroampfer zur Gerausschreduzierung in hydraulischen Anlagen. *Olhydraulik und Pneumatik* 9/1999, 652-656.
136. Osiecki A., Hydrostatyczny napęd maszyn, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998.
137. Osiński J., Drgania parametryczne tłumionych układów dyskretno-ciągłych, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1989.
138. Osiński P, Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
139. Osiński P., Bury P., Noworolnik W., Opracowanie metody wyznaczania charakterystyk sprawnościowych dla pomp wyporowych, *Napęd i sterowanie*, Luty 2016 r, nr 2.
140. Osiński P (2017) Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu, *OWPW Wrocław*, s. 23-25.
141. Osiński P., Leszczyński K., Wpływ materiału zastosowanego na wkładkę w sprzęgle podatnym na hałas generowany przez pompę zębatą, *Napęd i sterowanie*, nr 9, Wrzesień 2017 r.
142. Osiński P., Huss W., Bury P., Kiec K., Badania mocy cieplnej w pompie zębatej 3PZ4, *Napęd i Sterowanie*, nr 3 marzec 2018.
143. Osiński Piotr, Wysokosprawnościowe pompy zębate, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2019.
144. Osiński P., Bury P., Cieśllicki R., Rutański J., Durability tests of prototype gear pumps with reduced flow ripple. *Czasopismo Techniczne = Technical Transactions*. 2020, vol. 117, nr 1, s. 1-8.
145. Osiński P., Stosiak M., Bury P., Cieśllicki R., Towarnicki K., Antoniuk P., Kompensacje promieniowe w pompach o zazębieniu wewnętrznym. *Napędy i Sterowanie*. 2021, nr 10, s. 72-74.
146. Osiński P., Stosiak M., Bury P., Cieśllicki R., Towarnicki K., Antoniuk P., Development tendencies of clearance compensation methods in internal gear pumps. W: 34th Scientific

- conference: Problems of working machines development (PRMR 2021), Bydgoszcz, Poland, February 16, 2021 / eds. S. Borowski [i in.]. [Les Ulis] : EDP Sciences, 2021. art. 01021, s. 1-10.
147. Osiński P., Warzyńska U., FEM strength analysis of circumferential compensation with integrated lips in gear pumps. *Energies*. 2022, vol. 15, nr 7, art. 2691, s. 1-14.
 148. Ozimek E., *Podstawy teoretyczne analizy widmowej sygnałów*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Poznań 1985.
 149. Palczak E., *dynamika elementów i układów hydraulicznych*, Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1999.
 150. Palczak E., Pompowski J., *Dynamika układu hydraulicznego z akumulatorem*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 2, 2000, s. 10-12.
 151. Partyka M.A, Natorska M., *Dyskretna optymalizacja pompy zębatej z podcięta stopą zęba za pomocą nakładkowych drzew logicznych*, *Napęd i sterowanie* Lipiec Sierpień 2017.
 152. Pieczonka K., *Inżynieria maszyn roboczych, Część I Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
 153. Pizoń A., *Projektowanie hydraulicznych i elektrohydraulicznych układów automatycznego sterowania*, Zakład graficzny Politechniki Krakowskiej, Kraków 1983.
 154. Pizoń A., *Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki*, WNT Warszawa 1995.
 155. Pluta J., Stojek J., *Stanowisko diagnostyczne pomp tłokowych osiowych*, *Hydraulika I Pneumatyka*, nr 2/ 2011.
 156. Plutecki J., Rohatyński R., Wajda A., *Ćwiczenia Laboratoryjne z pomp*, Redakcja Wydawnictw Politechniki wrocławskiej, Wrocław 1974.
 157. Podsiadały B., *Modelowanie i badania zjawisk dynamicznych wysięgników teleskopowych i żurawi samojezdnych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
 158. Puzyrewski R., Sawicki J., *Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1987.
 159. Ren Y., Tang H., xiang J., *Experimental and numerical investigations of hydraulic resonance characteristics of a high-freuquency excitation system*, *mechanical Systems and Signal Processing* 131 (2019) 617-632.
 160. Reński A., *Budowa samochodów, Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenie*. Politechnika Warszawska, Warszawa 1997.
 161. Roberts J. M. (1990), *Od wieków średnich po wiek oświecenia*, WŁ Łódź.
 162. Rohatyński R., *Tłumienie tętnień ciśnienia w układach hydraulicznych z pompami wyporowymi*. *Zeszyty Naukowe Politechniki Wrocławskiej*, Nr 191, *Energetyka IX*, 1968.
 163. Rundo, Massimo, *Theoretical flow rate in crescent pumps*, *Simulation Modelling Practice and Theory*, Volume 71, s.1-14, (2017),

164. Russo L (2005) Zapomniana rewolucja: grecka myśl naukowa a nauka nowoczesna, Universitas Kraków.
165. Rutkowski A., Części maszyn, Wydawnictwo szkolne i pedagogiczne, Warszawa 1986.
166. Serwach A.: Własności dynamiczne hydraulicznej linii długiej, Archiwum Budowy Maszyn, t. XVI, z. 1, 1969
167. Shaogan Y., Junhui Z., Bing X., Liang H., Jiawei X., Hesheng T., A theoretical dynamic model to study the vibration response characteristics of an axial piston pump.
168. Siemieniako F., Dzierżek K., Gołdyn L., Układ hydrauliczny z siłownikiem, Hydraulika i Pneumatyka 2/2013.
169. Simpson A.R., Large Hydraulic hammer Pressures due to Column Separation in a Sloping Pipe, PhD Thesis ,University of Michigan, 1986.
170. Smith P.H., The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems. BentleyPublishers, Cambridge, October 1972.
171. Staniszewski R., Sterowanie zespołów napędowych, projektowanie, konstrukcja i eksploatacja, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.
172. Soboń K., Pompa tłokowa osiowa o zmiennej wydajności AIVO, Napędy i sterowanie, nr 4, Kwiecień 2015.
173. Sochacki W., Wpływ tłumienia zewnętrznego na drgania siłownika hydraulicznego. Hydraulika i pneumatyka 6/2011.
174. Stojek J., Wykrywanie zmian ciśnienia roboczego pompy wyporowej, Hydraulika i Pneumatyka, nr 5, 2007.
175. Stosiak M., Wpływ drgań mechanicznych podłoża na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym, Hydraulika i Pneumatyka 3/2006.
176. Stosiak M., Cichoń P. Symulator liniowego napędu hydrostatycznego w laboratorium hydraulicznym, Napędy i sterowanie, nr 11, Listopad 2011, s. 112-117.
177. Stosiak M.: Identyfikacja oddziaływania drgań i metody ich redukcji w wybranych zaworach hydraulicznych, Wrocław 2015.
178. Stosiak M., Towarnicki K., Lubecki M., Budowa stanowiska oraz wstępne badania wpływu drgań mechanicznych na mikrozawory hydrauliczne. Interdisciplinary Journal of Engineering Sciences. 2018, vol. 6, nr 1, s. 48-52.
179. Stosiak M., Zawiślak M., Nishta B., Studies of resistances of natural liquid flow in helical and curved pipes, Polish Maritime Research, 2018 vol 25 nr 3(99), s.123-130.
180. Stosiak M., Towarnicki K., Lubecki M., Preliminary tests of vibration resistance of hydraulic microvalves. W: Engineering Mechanics 2018 : 24th international conference : extended abstracts, May 14-17, 2018, Svratka, Czech Republic / eds. Cyril Fischer and Jiří Náprstek. Prague : Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2018. s. 817-820.

181. Stosiak M., Towarnicki K., Lubecki M., Preliminary tests of vibration resistance of hydraulic microvalves. W: Engineering Mechanics 2018 : 24th international conference : extended abstracts, May 14-17, 2018, Svratka, Czech Republic / eds. Cyril Fischer and Jiří Náprstek. Prague : Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2018. s. 817-820.
182. Stosiak M., Towarnicki K., Partyka M.A., Deptuła A., Analiza oddziaływania drgań na zawór mikrohydrauliczny z uwzględnieniem sieci neuronowych i drzew indukcyjnych. W: XXXIII Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych" : PRMR, Szklarska Poręba, 12-16 stycznia 2020 : streszczenia referatów. [Opole : Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Opolskiej, 2020]. s. 52-52.
183. Stosiak M., Towarnicki K., Partyka M. A., Deptuła A., Analiza oddziaływania drgań na zawór mikrohydrauliczny wykorzystująca sieci neuronowe i drzewa indukcyjne. W: Projektowanie i eksploatacja maszyn roboczych. Cz. II / red. Tadeusz Łagoda, Marta Kurek, Andrzej Kurek. Opole : Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, 2020. s. 17-37.
184. Stosiak M., Towarnicki K., Partyka M.A., Deptuła A., Analysis of the impact of vibrations on the microhydraulic pressure relief valve taking into account the interval classification of induction trees. W: Advances in hydraulic and pneumatic drives and control 2020 / eds. Jarosław Stryczek, Urszula Warzyńska. Cham : Springer, cop. 2021. s. 311-322.
185. Stosiak M., Towarnicki K., Partyka M.A., Deptuła A., Analysis of the impact of vibrations on a micro-hydraulic valve by sequence graph method. W: Structural integrity and fatigue failure analysis : experimental, theoretical and numerical approaches / ed. Grzegorz Lesiuk [i in.]. Cham : Springer, cop. 2022. s. 357-367.
186. Stosiak M., Towarnicki K., Possibilities of effective passive vibration isolation of hydraulic valves. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2022, vol. 60, nr 1, s. 113-127.
187. Stosiak M., Skačkauskas P., Towarnicki K., Deptuła A., Deptuła A., Prażnowski K., Grzywacz Ż., Karpenko M., Urbanowicz K., Łapka M. Analysis of the impact of vibrations on a micro-hydraulic valve using a modified induction algorithm. Machines. 2023, vol. 11, nr 2, art. 184, s. 1-28.
188. Stosiak M., Urbanowicz K., Towarnicki K., Bogdevičius M., Karpenko M.: Experimental approach to water hammer phenomenon / Michał Stosiak [i in.]. W: TRANSBALTICA XIII: Transportation Science and Technology : proceedings of the 13th International Conference TRANSBALTICA, September 15-16, 2022, Vilnius, Lithuania / eds. Olegas Prentkovskis [i in.]. Cham : Springer, cop. 2023. s. 189-199
189. Stecki J.S., Garbacik A., Design and Steady-state analysis of Hydraulic Control systems, Fluid Power Net Publications, Kraków 2002.
190. Stryczek J (2007) Koła zębate maszyn hydraulicznych, OWPW Wrocław, s. 8-19.

191. Stryczek J., et al., Archives of Civil and Mechanical Engineering, *Gerotor pump with POM gears: design, production technology, research*, vol. **14**, nr 3, s.391-397, (2014).
192. Stryczek J., et al., Procedia Engineering, *The fluid power elements and systems made made of plastics*, vol. **176**, s.600-609, (2017).
193. Stryczek S. Napęd hydrostatyczny, WNT, Warszawa 1992.
194. Stryczek S., Napęd hydrostatyczny, układy, tom II, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1984, 1992.
195. Stryczek S., Napęd hydrostatyczny, tom 1, elementy. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 1998.
196. Szablowski K, Pompy wyporowe. PWN, Warszawa Kraków 1997.
197. Szydelski Z., Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1980.
198. Szydelski Z., Olechowicz J., Elementy napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1986.
199. Szydelski Z, Olechowicz J., Elementy napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1986.
200. Szydelski Z. Pojazdy samochodowe, Napęd i sterowanie hydrauliczne, Wydawnictwa Komunikacji i łączności, Warszawa 1993.
201. Szydłowski H., Pracownia fizyczna wspomaganie komputerowo, PWN, 2012.
202. Świtalski P., Technika Pompowa, Cedos, Wrocław 2009.
203. Tomasiak E., Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
204. Tomasiak E., Sterowanie proporcjonalne w praktyce. *Hydraulika i Pneumatyka* 6/2002. 5-10.
205. Tomasiak E., Klarecki K., Barbachowski E., Zmodernizowany zawór przeleowy dla energetyki, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, monografia pokonferencyjna Cylinder 2002, 23-25.09.2002. Wydawnictwo Komdruk-Komag Sp. z o.o.
206. Tomasiak E., Barbachowski E., Miniaturowe zawory hydrauliczne specjalnego zastosowania, Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2012, Stan, potrzeby, oczekiwania i możliwości, 16-18 maja 2012. Wrocław 2012.
207. Tomczyk J., Modele dynamiczne elementów i układów napędowych hydrostatycznych. WNT Warszawa 1999.
208. Towarnicki K., Hydrauliczne układy napędowe w urządzeniach przemysłu spożywczego. W: *Badania i Rozwój Młodych Naukowców w Polsce 2017 : materiały konferencyjne - jesień*. Cz. 3, Wrocław / [red. nauk. Jędrzej Nyckowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2017. s. 77-77.

209. Towarnicki K., Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z podciętą stopą. W: Innowacje w nauce i społeczeństwie wczoraj i dziś : perspektywa interdyscyplinarna = Innovations in science and society yesterday and today : Interdisciplinary prospect. T. 1, Człowiek - społeczeństwo - wynalazek = Human - society - invention / pod red. Izabelli Moniki Stępkowskiej, Katarzyny Małgorzaty Stępkowskiej. Warszawa : ACAD, 2017. s. 157-173.
210. Towarnicki K., Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów. W: III edycja Konferencji "Innowacyjne pomysły młodych naukowców : Nauka-Startup-Przemysł", 23-24 maja 2017, Kraków / [red. nauk. Joanna Kulczycka]. Kraków : Wydawnictwo IGSMiE PAN, 2017. s. 128-129.
211. Towarnicki K., Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów. Napędy i Sterowanie. 2018, R. 20, nr 10, s. 95-99.
212. Towarnicki K., Hydrauliczne układy smarowania w dzielarkach do ciasta. W: Badania i Rozwój Młodych Naukowców w Polsce 2018 : materiały konferencyjne - jesień. Cz. 2, / [red. nauk. Jędrzej Nyckowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2018. s. 61-61.
213. Towarnicki K., Pompy do transportowania cieczy spożywczych. W: Ogólnopolska Konferencja Naukowa " Wiedza Kluczem do Sukcesu 2018" : materiały konferencyjne : książka abstraktów, Łódź, 20 stycznia 2018 / [red. Floreczuk-Kołomyja Patrycja. Łódź : Wydawnictwo Fundacji Promovendi, 2018]. s. 101-101.
214. Towarnicki K., Pompy wyporowe w hydraulicznych układach maszyn piekarniczych. W: IV edycja Konferencji "Innowacyjne pomysły młodych naukowców : Nauka-Startup-Przemysł", 5-6 czerwca 2018, Kraków / [red. nauk. Joanna Kulczycka]. Kraków : Wydawnictwo IGSMiE PAN, 2018. s. 127-127.
215. Towarnicki K., Hydrauliczne układy napędowe w miesiarkach do ciasta. W: Nauki techniczne i inżynierskie. Cz. 5 / [red. nauk. Jacek Leśny, Jędrzej Nyckowiak]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2018. s. 128-135.
216. Towarnicki K., Hydrauliczne układy napędowe w dzielarkach do bułek. W: Nauki techniczne i inżynierskie. Cz. 5 / [red. nauk. Jacek Leśny, Jędrzej Nyckowiak]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2018. s. 120-127.
217. Towarnicki K., Mimośrodowa pompa łopatkowa do transportowania zakwasu chlebowego. W: Wiedza Kluczem do Sukcesu 2018 : książka artykułów konferencji naukowej. Łódź : Wydawnictwo Fundacji Promovendi, 2018. s. 71-78.
218. Towarnicki K., Król K., Kotły elektrodowe produkowane w Polsce = Electrode boilers manufactured in Poland. W: Nauki techniczne i inżynierskie. Cz. 10 / [red.nauk. Jędrzej Nyckowiak, Jacek Leśny]. Poznań: Młodzi Naukowcy, 2018. S. 111-119.
219. Towarnicki K., Król K., Badania kotła elektrodowego, W: Nauki techniczne i inżynierskie. Cz. 10/ [red. Nauk. Jędrzej Nyckowiak, Jacek Leśny]. Poznań: Młodzi Naukowcy, 2018. S. 120-126.

220. Towarnicki K., Mimosrodowa pompa łopatkowa do transportowania cieczy spożywczych. Napędy i Sterowanie. 2019, R. 21, nr 10, s. 64-67.
221. Towarnicki K., Pompy wyporowe stosowane w przemyśle spożywczym. W: Nauka, badania i doniesienia naukowe 2019 : nauki techniczne i ścisłe, część I / [red. Tobiasz Wysoczański]. Świebodzice : Idea Knowledge Future, 2019. s. 290-301.
222. Towarnicki K., Hydrauliczne układy wspomagające w urządzeniach przemysłowych. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 2 / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 163-171.
223. Towarnicki K., Przegląd układów hydraulicznych w dzielarkach do bułek oraz krajalnicach do chleba. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 2 / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 172-180.
224. Towarnicki K., Hydrauliczne układy wspomagające w miesiarko-ubijarkach do ciasta. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 1 / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 103-111.
225. Towarnicki K., Hydrauliczne układy smarowania w dzielarkach do ciasta. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 1 / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 94-102.
226. Towarnicki K., Hydrauliczne układy wspomagające w urządzeniach przemysłowych. W: Badania i Rozwój Młodych Naukowców w Polsce 2019 : materiały konferencyjne - wiosna. Cz. 3, Wrocław / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 95-95.
227. Towarnicki K., Mielewska M., Historia zębatych pomp wyporowych. W: Nauki techniczne i inżynieryjne. Cz. 2 / [red. nauk. Jędrzej Nyćkowiak, Jacek Leśny]. Poznań : Młodzi Naukowcy, 2019. s. 111-118.
228. Towarnicki K., Antoniak P., Stosiak M., Badania pompy zębatej o zazębieniu wewnętrznym z modyfikacją wkładki sierpowej. W: V edycja konferencji „Innowacyjne pomysły młodych naukowców: Nauka – Startup – Przemysł”, 22-23 maja 2019 r., Kraków / [red. nauk. Joanna Kulczycka]. Kraków : Wydawnictwo IGSMiE PAN, 2019. s. 94-94.
229. Towarnicki K., Frezowanie fragmentu powierzchni wklęsłej na tokarce = Miling a fregment of a concave Surface on a lathe. W: Rozwiązania i optymalizacje techniczne jako przedmiot badań naukowych/red. Kamila Talarek, Kamil Maciąg. Lublin: Wydawnictwo Naukowe TYGIEL, 2020. S. 134-143.
230. Towarnicki K., Hydrauliczne układy smarowania w dzielarkach do chleba. W: XII Interdyscyplinarna Konferencja Naukowa TYGIEL 2020 : "Interdyscyplinarność kluczem do rozwoju", Lublin, 24-27 września 2020 : abstrakty / red. Izabela Mołdoch-Mendoń, Kamila Talarek, Alicja Danielewska. Lublin : Fundacja na rzecz promocji nauki i rozwoju TYGIEL, 2020. s. 252-252.

231. Towarnicki K., Hydrauliczne układy smarowania w dzielarkach do chleba. W: Rozwiązania i optymalizacje techniczne jako przedmiot badań naukowych / red. Kamila Talarek, Kamil Maciag. Lublin : Wydawnictwo Naukowe TYGIEL, 2020. s. 126-133.
232. Towarnicki K., Problemy w układach smarowania dzielarek do bułek. W: Nauka, badania i doniesienia naukowe 2020 : nauki techniczne i ścisłe, część I / [red. Tobiasz Wysoczański]. Świebodzice : Idea Knowledge Future, 2020. s. 200-211.
233. Towarnicki K., Układy hydrauliczne w maszynach piekarniczych. *Przemysł Spożywczy*. 2021, t. 75, nr 4, s. 33-36.
234. Towarnicki K., Stosiak M., Antoniak P., Leśniewski T., Urbanowicz K., Śliwiński P., Friction resistances in internal gear pump with modified sickle made of plastic. W: 20th International colloquium on mechanical fatigue of metals : abstracts / eds. Grzegorz Lesiuk, Wojciech Myszka. Wrocław : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2021. s. 165-166.
235. Towarnicki K., Stosiak M., Antoniak P., Leśniewski T., Urbanowicz K., Śliwiński P., Friction resistances in internal gear pump with modified sickle made of plastic. W: Fatigue and fracture of materials and structures : contributions from ICMFM XX and KKMP2021 / eds. Grzegorz Lesiuk [i in.]. Cham : Springer, cop. 2022. s. 147-153.
236. Towarnicki K., Stosiak M., Leśniewski T., Deptuła A., Urbanowicz K., Śliwiński P.: Friction resistances in a prototype internal gear pump with sickleinsert made of plastic / Krzysztof Towarnicki [i in.]. W: TRANSBALTICA XIII: Transportation Science and Technology : proceedings of the 13th International Conference TRANSBALTICA, September 15-16, 2022, Vilnius, Lithuania / eds. Olegas Prentkovskis [i in.]. ChamSpringer, cop. 2023. s. 268-276 (Structural Integrity, ISSN 2522-5618; vol. 24)
237. Ułanowicz L., Właściwości dynamiczne linii hydraulicznych lotniczych napędów hydraulicznych, *Zeszyty naukowe ITL*.
238. Urbanowicz K., Stosiak M., Towarnicki K., Bergant A., Theoretical and experimental investigations, of transient flow in oli-hydraulic small-diameter pipe system, *Engineering Failure Analysis*, 2021, vol. 128, art. 105607, s.1-26
239. Urbanowicz K., Stosiak M., Towarnicki K., Duan H-F., Bergant A., Simulation of transient flow in micro-hydraulic pipe system. W: Advances in hydraulic and pneumatic drives and control 2020/eds. Jarosław Stryczek, Urszula Warzyńska. Cham: Springer, cop. 2021. S.205-215.
240. Urbanowicz K., Bergant A., Stosiak M., Towarnicki K., Analytical solution of water hammer in metal pipes, Part II, Comparative study. W: 20th International colloquium on mechanical fatigue of metals: abstracts/eds. Grzegorz Lesiuk, Wojciech Myszka. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2021. S.162-162.
241. Urbanowicz K., Bergant A., Stosiak M., Towarnicki K., Analytical solution of water hammer in metal pipes, Part II, Comparative study. W: Fatigue and fracture of materials and structures:

- contributions from ICMFM XX and KKMP2021/eds. Grzegorz Lesiuk [i in.]. Cham: Springer, cop. 2022. S.69-83.
242. Vardy A.E., Brown J., 1996, On turbulent, unsteady, smooth-pipe friction, Proc. of 7th International Conference on Pressure Surges, Harrogate UK, 16-18, BHRA Fluid Eng., 289-311
243. Wacker K., Schalldämpfer auslagen zum Vermindern des Larmes von Hydraulikanlagen. Maschinenmarkt 1985.
244. Wallentowitz H. Aktive Federung zwischen Kundennutzen und technologischen Wettkampf, FISITA-Tagung, Londoin 2002.
245. Warchałowska-Kietlińska Z., Miernictwo na usługach inżynierii, Wydawnictwo Arkady, Warszawa 1973.
246. Witruwiusz (1999) O architekturze ksiąg dziesięć, przekł. K. Kumaniecki, Prószyński i S-ka Warszawa.
247. Wichowski R., Hydraulic transients analysis in pipe networks by the method of characteristics (MOC). Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics 53 (2006) 267-291.
248. Wolański R., Ratownicza hydraulika siłowa, Szkoła Aspirantów Państwowej Straży Pożarnej w Krakowie, Kraków 1999.
249. Wolski J (1971) Historia powszechna: starożytność, PWN Warszawa.
250. Wylie, E.B., Streeter, V.L. 1993. Fluid Transients in Systems. Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey
251. Yan R., Hesheng T., Jiawei X., Experimental and numerical investigations of hydraulic resonance characteristics of a high-frequency excitation system, Mechanical Systems and Signal Processing, 131 (2019) 617-632.
252. Ye S., Zhang J., Xu B., Hou L., xiang J., Tang H., A theoretical dynamic model to study the vibration response characteristics of an axial piston pump, Mechanical Systems and Signal Processing 150 (2021) 237-259.
253. Zarzycki Z.: Modelowanie własności dynamicznych hydraulicznych przewodów zamkniętych . Porównanie modeli o parametrach rozłożonych z modelami o parametrach skupionych. Mechanika Teoretyczna i Stosowana, t. 27, z. 4, 1989
254. Zarzycki Z.: Opory niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach zamkniętych. Prace naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 516, Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Nr 2 Szczecin 1994.
255. Zarzycki Z, Kudźma S., Simulation of transient flows in a hydraulic system with a long liquid line, Journal of theoretical and applied mechanics, 45, 4 , pp. 853-871, Warsaw 2007.
256. Zarzycki Z., Kudźma S., Kudźma Z., Stosiak M.: Simulation of transient flows in a hydraulic system with a long liquid line. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2007. vol. 45, nr 4, s. 853-871

257. Zastempowski B., Ocena właściwości dynamicznych elementów i układów hydraulicznych, *Hydraulika i Pneumatyka* 1/2011.
258. Zatopiński J., *Hydraulika siłowa*, Wydawnictwo ARKADY, Warszawa 1975.
259. Zhao, X.; Vacca, A. Numerical analysis of theoretical flow in external gear machines. *Mech. Mach. Theory* **2017**, 108, 41–56.
260. Zhao, X.; Vacca, A. Theoretical investigation into the ripple source of external gear pumps. *Energies* **2019**, 12, 535.
261. Zhou, J.; Vacca, A.; Casoli, P. A Novel Approach for Predicting the Operation of External Gear Pumps Under Cavitating Conditions. In *Simulation Modelling Practice and Theory*; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2014; Volume 45, pp. 35–49. Żebrowski M., Łagodzenie skokowego obciążenia przewodu hydraulicznego, *Hydraulika i Pneumatyka* 2/2005.
262. Żywczyński M. (1964), *Historia powszechna 1789-1870*, PWN Warszawa.
263. Gorzycka P., *Praca dyplomowa inżynierska pt. „Mikrozawór wzniosowy”* Wrocław 2018.
264. Kudźma Z., Stosiak M., Patent nr 221214: Zawór mikromaksymalny.
265. Kudźma Z., Stosiak M., Patent 226524, Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia.
266. Maki B., L. Thomson D., patent amerykański, US 5402569, Kwiecień 4, 1995 [F01C21/10]
267. Osiński, P., Gear Pump. Patent Poland No. 223,649, 31 October 2016.
268. Osiński, P., Cieśliski, R. External Gear Pump. Patent Poland No. 230,845, 31 December 2018.
269. Osiński, P.,; Cieśliski, R.; Bury, P. External Gear Pump. Patent Poland No. 234,070, 1 October 2018.
270. Osiński, P., Bury, P., Cieśliski, R. External Gear Pump. Patent Poland No. 233,989, 1 October 2018. (In Polish).
271. Stosiak M., Kudźma Z., Rozdzielacz hydrauliczny, Patent PL235454 z dnia 10.08.2020
272. Towarnicki K., Stosiak M., Antoniak P., Pompa wyporowa o zazębieniu wewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych, Patent PL239914, zgłoszenie pat. Nr 431145 z 13.09.2019.
273. Towarnicki K., Stosiak M., Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych, Patent PL241281, zgłoszenie pat. Nr 431146 z 13.09.2019.
274. Towarnicki K., Stosiak M., Napęd śrubowy suwaka rozdzielacza hydraulicznego, zgłoszenie pat. Nr P422547 z dn. 16.08.2017.
275. Towarnicki K., Stosiak M., Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym, zgłoszenie pat. Nr P422548 z dn. 16.08.2017.
276. Towarnicki K., Stosiak M., Lesiuk G., Rozdzielacz hydrauliczny, Zgłoszenie pat. Nr 438675 z 02.08.2021.
277. Towarnicki K., Stosiak M., Lesiuk G., Kamil Urbanowicz, Rozdzielacz hydrauliczny, Zgłoszenie pat. Nr 438676 z 02.08.2021.
278. Towarnicki K., Stosiak M., Lesiuk G., Rozdzielacz hydrauliczny, Zgłoszenie pat. Nr 438677 z 02.08.2021.

279. Towarnicki K., Leśniewski T., Stosiak M., Prentkovskis O., Skačkauskas P., Karpenko M., Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym, Zgłoszenie pat. Nr 443298 z 03.01.2023.
280. Towarnicki K., Leśniewski T., Stosiak M., Skačkauskas P., Karpenko M., Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym, Zgłoszenie pat. Nr 443299 z 03.01.2023.
281. Towarnicki K., Leśniewski T., Stosiak M., Urbanowicz K., Deptuła A., Karpenko M., Rozdzielacz hydrauliczny z napędem śrubowym, Zgłoszenie pat. Nr 443300 z 03.01.2023.
282. Towarnicki K., Leśniewski T., Stosiak M., Prentkovskis O., Karpenko M., Zawór hydrauliczny wzniosowy z kompensacją zewnętrznych drgań mechanicznych, Zgłoszenie pat. Nr 443296 z 03.01.2023.
283. Towarnicki K., Leśniewski T., Stosiak M., Prentkovskis O., Karpenko M., Zawór hydrauliczny wzniosowy z kompensacją zewnętrznych drgań mechanicznych, Zgłoszenie pat. Nr 443297 z 03.01.2023.
284. Towarnicki K., Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z podcięta stopą, Praca magisterska, Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2016.
285. Praca zbiorowa, Poradnik Mechanika, Nauki matematyczno-fizyczne o ogólnotechniczne, Wydawnictwa Naukowe-Techniczne, Warszawa 1976.
286. Praca zbiorowa, Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1996.
287. Bosch Rexroth Sp. z o.o., Nowa seria 40 wysokociśnieniowej pompy tłokowej A11VO do szczególnie wymagających zastosowań. Napędy i sterowanie, nr 12, grudzień 2019.