

Zygmunt Kudźma

**Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu
w układach hydraulicznych
w stanach przejściowych i ustalonych**



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2012

Recenzenci
Wacław KOLLEK
Zbigniew ZARZYCKI

Opracowanie redakcyjne i korekta
Alina KACZAK

Projekt okładki
Marcin ZAWADZKI

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

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012

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

ISBN 978-83-7493-681-1

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 545/2012.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1. Wprowadzenie.....	13
1.1. Cel i układ pracy.....	22
2. Źródła pulsacji wydajności i ciśnienia w układach hydraulicznych	25
2.1. Nierównomierność wydajności pomp wporowych.....	25
2.1.1. Pulsacja wydajności pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym	26
2.1.2. Pulsacja wydajności pompy łopatkowej pojedynczego działania	28
2.1.3. Pulsacja wydajności pompy wielotłokowej osiowej z wychylnym wirnikiem	29
2.1.4. Pulsacja wydajności pompy wielotłokowej osiowej z wychylną tarczą	31
2.1.5. Przebieg teoretycznej wydajności pomp wporowych	33
2.2. Pulsacje ciśnienia generowane wymuszeniami zewnętrznymi	35
2.3. Pulsacje ciśnienia wynikająca z stanu przejściowego układu hydraulicznego ..	39
2.3.1. Stan przejściowy bez udziału zaworu maksymalnego	39
2.3.2. Stan przejściowy z udziałem zaworu maksymalnego	43
3. Metody obliczeń i modelowania niestabilnego przepływu cieczy w przewodach hydraulicznych	47
3.1. Równania podstawowe niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach hydraulicznych	48
3.2. Metody symulacji przepływów niestacjonarnych w układach hydraulicznych ...	49
3.3. Modele oporów hydraulicznych w przewodach układów hydraulicznych podczas przepływu niestacjonarnego	54
3.3.1. Modelowanie quasi-ustalonych strat tarcia	54
3.3.2. Modelowanie niestacjonarnych strat tarcia	55
3.3.2.1. Modele dla przepływu laminarnego	56
3.3.2.2. Modele dla przepływu turbulentnego	59
3.4. Metoda częstotliwościowa.....	62
3.4.1. Wyznaczanie charakterystyk częstotliwościowych układu hydraulicznego	66
3.5. Funkcja lepkości	67
4. Charakter przepływu niestacjonarnego i ustalonego w przewodach i elementach hydraulicznych	73
4.1. Charakter przepływu pulsującego i oscylacyjnego w przewodzie hydraulicznym	73
4.2. Charakteru przepływu stacjonarnego i pulsującego w szczelinie dławiącej układu grzybek stożkowy–gniazdo	75

5. Prędkości propagacji fali ciśnienia	83
5.1. Badania doświadczalne prędkości propagacji fali ciśnienia w zależności od materiału przewodu	84
6. Badania numeryczne i eksperymentalne stanów nieustalonych w układach z hydrauliczną linią długą (HLD)	89
6.1. Algorytmy obliczeń przebiegów ciśnienia i prędkości przepływu w stanach przejściowych hydraulicznej linii długiej	90
6.2. Wpływ rodzaju przewodów na stany nieustalone w układach z hydraulicznymi z linią długą	91
6.3. Stany nieustalone układów hydraulicznych z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy	96
7. Kształtowanie charakteru rozruchu pod kątem minimalizacji hałasu	101
7.1. Sterowanie układami hydraulicznymi z elementami proporcjonalnymi ze względu na minimum hałasu	101
7.1.1. Model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej sterowanej elementami proporcjonalnymi	102
7.1.2. Badania symulacyjne i doświadczalne układu z elementami proporcjonalnymi	105
7.1.3. Badania skuteczności obniżenia hałasu w stanach nieustalonych układów hydraulicznych sterowanych w technice proporcjonalnej	110
7.2. Zawór rozruchowy obniżający ciśnienie maksymalne w trakcie rozruchu	114
7.2.1. Model matematyczny zaworu rozruchowego	115
7.2.2. Badania symulacyjne, doświadczalne hydrauliczne i akustyczne układu z zaworem rozruchowym	121
8. Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych	127
8.1. Metody biernie ograniczenia hałasu maszyn z napędem hydrostatycznym	127
8.2. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia	128
8.2.1. Model matematyczny tłumika czynnego	129
8.2.1.1. Rozwiązanie modelu matematycznego tłumika czynnego	137
8.2.2. Model matematyczny tłumika komorowego	139
8.2.2.1. Rozwiązanie modelu matematycznego tłumika komorowego	145
8.2.2.2. Analiza wytrzymałościowa zaprojektowanego tłumika komorowego	147
8.2.3. Weryfikacja doświadczalna skuteczności szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia	148
8.3. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia na podstawie tłumika odgałęźnego	160
9. Uściślenie modeli matematycznych biernych tłumików pulsacji ciśnienia i porównanie ich skuteczności	165
9.1. Model matematyczny tłumika typu odgałęźnego z uwzględnieniem oporów tarcia i wpływu układu hydraulicznego	166
9.1.1. Wpływ umiejscowienia w układzie hydraulicznym tłumika odgałęźnego z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego na jego skuteczność	173
9.1.2. Weryfikacja doświadczalna tłumika odgałęźnego	178
9.2. Model matematyczny tłumika typu by-pass z uwzględnieniem oporów tarcia i wpływu układu hydraulicznego	183
9.3. Porównanie skuteczności biernych tłumików pulsacji ciśnienia	192

10. Weryfikacja skuteczności tłumików na obiektach rzeczywistych	195
11. Podstawy redukcji hałasu w stanach nieustalonych układów hydraulicznych.	
Podsumowanie	209
11.1. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą akumulatora hydraulicznego	209
11.2. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą zaworu rozruchowego	214
11.3. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą zaworu proporcjonalnego ..	215
11.4. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia	217
11.5. Długość rezonansowa przewodów hydraulicznych	217
11.6. Podsumowanie i kierunki dalszych badań	221
Załącznik 1: Program Hydro Ster.....	227
Załącznik 2: Charakter, opory przepływu, wiskotyczny współczynnik tarcia w komorowym tłumiku pulsacji ciśnienia	243
Literatura	249
Streszczenie w języku angielskim	261

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A_T	– powierzchnia tłoka cylindra hydraulicznego, m^2
A_{z1}	– powierzchnia przepływu w zaworze rozruchowym, m^2
A_1	– powierzchnia czołowa suwaka zaworu rozruchowego, m^2
A_A	– powierzchnia czołowa tłoka w czynnym tłumiku pulsacji ciśnienia, m^2
a_p, a_s, a_u	– współczynnik przecieków pompy, silnika, układu hydraulicznego, $\frac{m^5}{s \cdot N}$
c_o	– prędkość propagacji fali ciśnienia, $\frac{m}{s}$
c_{oszt}	– prędkość propagacji fali ciśnienia w przewodzie sztywnym, $\frac{m}{s}$
c_{oel}	– prędkość propagacji fali ciśnienia w przewodzie elastycznym, $\frac{m}{s}$
C_0	– jednostkowa pojemność, $\frac{m^5}{N}$
C_n	– liczba Couranta
d_z	– średnica gniazda zaworu maksymalnego, m
D	– średnica wewnętrzna przewodu, m
E_C	– współczynnik ściśliwości cieczy roboczej, $\frac{1}{Pa}$
E	– moduł Younga materiału przewodu, Pa
F_t	– siła tarcia, N
F_{so}	– napięcie wstępne sprężyny, N
F_{hyd}	– siła hydrodynamiczna, N
f	– częstotliwość, $\frac{1}{s}$
f_w	– częstotliwość wymuszeń, $\frac{1}{s}$
$f(t)$	– spadek ciśnienia na jednostkę długości, $\frac{Pa}{m}$

- f_u – współczynnik tarcia wiskotycznego w ruchu liniowym, $\frac{N \cdot s}{m}$
 f_{uo} – współczynnik tarcia wiskotycznego w ruchu obrotowym, $N \cdot s \cdot m$
 f_{0k} – częstotliwość własna tłumika komorowego, $\frac{1}{s}$
 f_{0T} – częstotliwość własna czynnego tłumika pulsacji ciśnienia, $\frac{1}{s}$
 G_R – przewodność rozdzielacza, $\frac{m^4}{s \cdot N^{0,5}}$
 g_p – grubość ścianki materiału przewodu, m
 h – liczba odcinków obliczeniowych użytych w symulacji numerycznej
 j – jednostka urojona
 J_{zr} – zredukowany masowy moment bezwładności, $N \cdot m \cdot s^2$
 J_0, J_1 – funkcje Bessela pierwszego rodzaju rzędu 0 i 1
 K_S – sztywność sprężyny hydropneumatycznej, $\frac{N}{m}$
 K – numer kolejnej harmonicznej
 K_{cu} – pojemność układu hydraulicznego (kapacytancja) w modelu o parametrach skupionych, $\frac{m^5}{N}$
 k – numer czasowego kroku obliczeniowego zmieniający się od 1 do m
 L – długość linii hydraulicznej, m
 L_m – poziom ciśnienia akustycznego
 L_A – skorygowany poziom ciśnienia akustycznego
 L_{PA} – skorygowany poziom mocy akustycznej
 L_P – długość przyłącza tłumika czynnego, m
 M_0 – inertancja jednostkowa, $\frac{kg}{m^5}$
 M_r – obrotowy moment hamujący, N·m
 m – liczba kroków czasowych użytych w symulacji numerycznej,
 m_{zr} – masa zredukowana, kg
 m_t – masa suwaka zaworu rozruchowego, kg
 n_p – prędkość obrotowa wału pompy, $\frac{obr}{min}$
 V_g – objętość gazu w akumulatorze hydraulicznym, m^3
 V_u – objętość układu hydraulicznego, m^3
 v_z – chwilowa prędkość cieczy w przewodzie w kierunku osiowym, $\frac{m}{s}$
 v_r – chwilowa prędkość cieczy w kierunku promieniowym, $\frac{m}{s}$

- v_c – prędkość liniowa odbiornika hydraulicznego, $\frac{m}{s}$
 R_0 – rezystancja jednostkowa (opór czynny), $\frac{kg}{m^5 \cdot s}$
 R – promień wewnętrzny przewodu, m
 r – współrzędna promieniowa przewodu, m
 Re – liczba Reynoldsa związana z chwilową prędkością cieczy
 Re_{kq} – krytyczna wartość liczby Reynoldsa dla modelu quasi-ustalonego tarcia cieczy przepływu pulsacyjnego
 Re_{kn} – krytyczna wartość liczby Reynoldsa dla modelu niestacjonarnego tarcia cieczy przepływu pulsacyjnego
 Re_{kno} – krytyczna wartość liczby Reynoldsa dla przepływu oscylacyjnego
 s – operator przekształcenia Laplace'a, $\frac{1}{s}$
 T_u – okres własny układu hydraulicznego, s
 T – stała czasowa, s
 t – czas, s
 t_p – czas trwania procesu przejściowego, s
 \hat{t} – czas bezwymiarowy
 \tilde{p} – chwilowe ciśnienie w przekroju poprzecznym przewodu, Pa
 p – odchyłki ciśnienia od wartości średniej, Pa
 P_0 – wartość średnia ciśnienia w modelowaniu HLD, Pa
 p_u – wartość ciśnienia ustalona układu hydraulicznego, Pa
 p_t – wartość ciśnienia tłoczenia, Pa
 p_{max} – wartość ciśnienia maksymalna w trakcie rozruchu, Pa
 p_g – wartość ciśnienia gazu w akumulatorze hydraulicznym, Pa
 P_{SH} – siła sprężyny hydropneumatycznej, N
 Q_s – chłonność silnika hydraulicznego, $\frac{m^3}{s}$
 Q_{pt} – wydajność teoretyczna pompy, $\frac{m^3}{s}$
 Q_p – wydajność pompy, $\frac{m^3}{s}$
 Q_{vp} – straty przecieków w pompie, $\frac{m^3}{s}$
 Q_{vs} – straty przecieków w silniku hydraulicznym, $\frac{m^3}{s}$
 Q_C – przepływ wywołany ściśliwością, $\frac{m^3}{s}$

- \tilde{q}_p – wydajność chwilowa pompy, $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
 \bar{q}_p – amplituda chwilowej wydajności pompy, $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
 \tilde{q} – chwilowe objętościowe natężenie przepływu w modelowaniu HLD, $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
 \bar{q} – amplituda chwilowego objętościowego natężenia przepływu, $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
 q_p – wydajność właściwa pompy, $\frac{\text{m}^3}{\text{rad}}$
 q_s – chłonność właściwa silnika hydraulicznego, $\frac{\text{m}^3}{\text{rad}}$
 $w(\hat{t})$ – funkcja wagi naprężenia stycznego na ścianie przewodu
 x_t – przemieszczenie suwaka zaworu rozruchowego, m
 Y_0 – jednostkowa admitancja bocznikowa, $\frac{\text{m}^3 \text{s}}{\text{kg}}$
 z_g – przemieszczenie grzybka zaworu maksymalnego, m
 z – współrzędna osiowa przewodu, m
 z_t – liczba elementów wyporowych lub komór roboczych pompy
 Z_K – impedancja obciążenia, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^4 \cdot \text{s}}$
 Z_0 – jednostkowa impedancja szeregową, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^5 \text{s}}$
 Z_d – impedancja tłumika odgałęźnego pulsacji ciśnienia, $\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^5}$
 Z_T – impedancja tłumika czynnego pulsacji ciśnienia, $\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^5}$
 Z_{TB} – impedancja tłumika czynnego pulsacji ciśnienia w postaci bezwymiarowej
 Z_c – impedancja falowa przewodu, $\frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^5}$
 \bar{z} – amplituda drgań górnej płyty zasilacza hydraulicznego, m
 α_g – kąt między osią symetrii a poboczną grzybka stożkowego, rad
 β_z – zastępczy moduł sprężystości objętościowej cieczy, uwzględniający dodatkowo wpływ sprężystości materiału przewodu, Pa
 β_c – moduł sprężystości objętościowej cieczy, Pa
 ξ_u – zredukowany współczynnik tłumienia układu hydraulicznego
 λ_f – długość fali, m

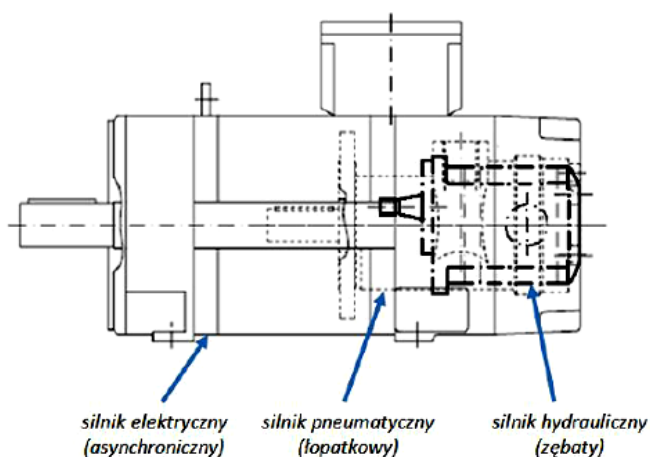
λ	–	bezwymiarowy współczynnik liniowych strat tarcia
μ	–	dynamiczny współczynnik lepkości, Pa s
μ_z	–	współczynnik wypływu w zaworze rozruchowym
μ_{zm}	–	współczynnik wypływu w zaworze maksymalnym
δ_p	–	współczynnik nierównomierności wydajności pompy
τ_w	–	chwilowe naprężenie styczne na ścianie przewodu, Pa
τ_{wq}	–	chwilowe naprężenie styczne na ścianie przewodu obliczane według quasi-ustalonego modelu tarcia cieczy, Pa
τ_{wn}	–	chwilowe naprężenie styczne na ścianie przewodu obliczane według niestacjonarnego modelu tarcia cieczy, Pa
ν	–	kinematyczny współczynnik lepkości, $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ρ_o	–	ustalona gęstość cieczy, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
φ_d	–	współczynnik nadwyżki dynamicznej ciśnienia
Ψ_z	–	funkcja lepkości
ω_p	–	prędkość kątowa wałka pompy, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω_u	–	częstość drgań własnych tłumionych układu hydraulicznego, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω_{ou}	–	częstość drgań własnych nietłumionych układu hydraulicznego, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω	–	częstość, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω_s	–	prędkość kątowa wału silnika hydraulicznego, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω_w	–	częstość wymuszeń, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
ω_{ok}	–	częstość własna tłumika komorowego, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Ω	–	częstość bezwymiarowa
ω_{OT}	–	częstość drgań własnych tłumika czynnego pulsacji ciśnienia, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Symbole specjalne

\cdot	–	symbol różniczkowania względem czasu
HLD	–	hydrauliczna linia długa
\wedge	–	wielkość bezwymiarowa

1. Wprowadzenie

Istotną zaletą napędu hydrostatycznego jest, między innymi, możliwość uzyskiwania wyjątkowo dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy w układzie napędowym. Ciśnienie robocze ok. 35–40 MPa jest obecnie czymś zupełnie normalnym. Moc 1 kW dla tego ciśnienia można uzyskać ze strumienia cieczy roboczej o natężeniu przepływu objętościowego $Q = (30\text{--}25)10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,8–1,5 dm³/min). Elementy hydrostatycznego układu napędowego mają zatem nieosiągalną dla innych rodzajów napędu zwartość konstrukcji, tzn. małą masę na jednostkę generowanej lub przekazywanej mocy. Przykładowo gęstość mocy dla pomp i silników hydraulicznych może dochodzić nawet do 10 kW/kg, podczas gdy gęstość mocy przeciętnych silników elektrycznych wynosi od 0,1 do 0,15 kW/kg. Porównanie gabarytów silnika elektrycznego, pneumatycznego i hydraulicznego o tych samych mocach pokazano na rys. 1.1 [117].



Rys. 1.1. Porównanie gabarytów silnika elektrycznego, pneumatycznego i hydraulicznego o tych samych mocach [117]

Podstawowa tendencja współczesnej techniki to optymalizacja gabarytowa i waga maszyn i urządzeń. Ten sam trend zauważa się w rozwoju napędów hydrostatycznych. Działania rozwojowe idą między innymi w kierunku minimalizacji masy elementów hydraulicznych oraz strat energetycznych i zwiększenia przenoszonej mocy,

a więc zwiększenia jeszcze współczynnika mocy do masy [11, 60, 61]. Jednym z ograniczeń zwiększania tego współczynnika jest rosnąca hałaśliwość układów i elementów hydrostatycznych wraz z wzrostem generowanej lub przenoszonej mocy [26, 103, 107, 114, 127, 132, 144, 154]. Często bywa tak, że uciążliwego hałasu nie można w dostateczny sposób wyeliminować w fazie projektowej i jest to przyczyna rezygnacji z tego rodzaju napędu w konkretnym urządzeniu z powodu przekroczenia dopuszczalnego natężenia hałasu. Należy tu zaznaczyć, że w europejskim programie ochrony środowiska hałas został uznany za jeden z największych problemów środowiskowych na terenach zurbanizowanych. W programie tym ustalono, że istnieje pilna potrzeba podjęcia skutecznych działań w stosunku do eliminacji różnych źródeł hałasu. Konkurencyjność napędu hydraulicznego i jego elementów staje się jeszcze bardziej widoczna dzięki intensywnemu rozwojowi mechatroniki (a w jej obrębie hydrotroniki) oraz mikrohydrauliki. Podyktowane jest to m.in. tym, że układy hydrotroniczne i mikrohydrauliczne stosunkowo łatwo poddają się automatyzacji, zwłaszcza przy zastosowaniu elementów proporcjonalnych w układach sterowanych lub regulowanych mikroprocesorowo [117, 118]. Obszarami zastosowań mikrohydrauliki są te dziedziny, które wymagają przeniesienia dużej mocy, zapewnienia płynności ruchów przy znacznym ograniczeniu wymiarów geometrycznych. Postępujący rozwój elementów i układów mikrohydraulicznych powoduje, że co raz częściej układy mikrohydrauliczne wypierają układy pneumatyczne czy elektromechaniczne. Ponadto miniaturyzacja pozwala również mikrohydraulicie zastąpić klasyczną hydraulikę wszędzie tam, gdzie ze względu na wymiary czy masę nie może być ona zastosowana. Bardzo istotnym problemem w eksploatacji układów mikrohydraulicznych jest ich stosunkowo duża hałaśliwość, zwłaszcza jeżeli emitowany hałas zostanie odniesiony do mocy zainstalowanej. W układach tych, ze względu na niewielkie przepływy ($Q_{\max} < 3 \text{ dm}^3/\text{min}$), moc jest niewielka, a dyrektywy Unii Europejskiej [42] odnoszą dopuszczalny poziom hałasu emitowanego przez urządzenie mechaniczne do przenoszonej mocy. Dopuszczalny hałas w układach mikrohydraulicznych jest stosunkowo mały i mimo zalet tego rodzaju napędu nie zawsze może być on stosowany z powodu przekroczenia zalecanych wskaźników normatywnych.

Ze względu na znane zalety hydrostatycznych układów napędowych ten rodzaj napędu dominuje w urządzeniach określanych ogólnie jako maszyny robocze ciężkie. Za przykład można podać ładowarki, gdzie napęd osprzętu jest obecnie realizowany wyłącznie na drodze hydrostatycznej, podczas gdy w mechanizmie jazdy spotyka się zarówno rozwiązania hydrostatyczne, jak i hydromechaniczne z elementami hydrokinetycznymi. Projektant układu napędowego, oprócz tak podstawowych parametrów jak moc wyjściowa, zakres prędkości elementu napędzanego, sprawność itd., stoi przed problemem zapewnienia określonych właściwości dynamicznych ze względu na specyfikę projektowanej maszyny. Kryteria oceny maszyn i urządzeń, a zwłaszcza maszyn z napędem hydrostatycznym, stawiane współcześnie, zostały ostatnio poszerzone o kryterium hałaśliwości ich pracy. Hydrostatyczne układy napędowe, oprócz powszechnie znanych zalet, mają też istotną wadę – są źródłem hałasu o stosunkowo wysokim poziomie, co może być czynnikiem dyskwalifikującym ten rodzaj napędu ze

względu na przekroczenie normatywnych wartości hałasu (sukcesywnie obniżanych) określonych względami ergonomicznymi. Z tego też względu poprawnie skonstruowany układ, oprócz założonych właściwości statycznych i dynamicznych powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu [41, 42, 43]. Wymagania te precyzują dyrektywy Unii Europejskiej, dotyczą hałasu emitowanego do środowiska przez maszyny, zostały ujęte w dwóch dyrektywach nowego podejścia. Pierwsza, główna dyrektywa dotycząca maszyn jest oznaczona numerem 98/37/WE [41] i druga o numerze 2000/14/WE [42], która odnosi się wyłącznie do hałasu emitowanego przez maszyny pracujące na zewnątrz pomieszczeń. Dyrektywa 98/37/WE [41] zawiera ogólne wymagania, żeby maszyna była zaprojektowana i wykonana w taki sposób, aby zagrożenia wynikające z emisji wytwarzanego przez nią hałasu były zredukowane lub ograniczone do najniższego poziomu, uwzględniając postęp techniczny i dostępność środków redukcji hałasu, szczególnie u źródła jego powstawania. Bardziej konkretne są tylko postanowienia o konieczności podawania w instrukcji i dokumentacji technicznej maszyny informacji o hałasie na stanowisku pracy. Dyrektywa 2000/14/WE [42] określa wymagania odnośnie do poziomu emitowanego hałasu dla wielu grup maszyn używanych na zewnątrz pomieszczeń. Podano w niej procedury w odniesieniu do pomiaru mocy akustycznej, przy czym dla 22 typów maszyn ustalone są wartości dopuszczalne, a dotyczące mocy akustycznej urządzeń emitujących hałas do środowiska. Przykładem jest ładowarka kołowa o mocy do 55 kW, której dopuszczalna moc akustyczna do dnia 3 stycznia 2002 r. wynosiła $L_{PA} = 104$ dB(A), natomiast już od 3 stycznia 2006 r. poziom ten tego typu maszyny został obniżony do $L_{PA} = 101$ dB(A). Należy tu nadmienić, że od 15 lutego 2006 roku obowiązuje w Polsce, tak jak we wszystkich krajach UE, nowa dyrektywa 2003/10/WE [43] dotycząca ochrony przed hałasem. Obniża ona dopuszczalną wartość maksymalną hałasu określaną przez korygowane ciśnienie akustyczne na stanowisku operatora, ustaloną z uśrednienia wartości z 8-godzinnej ekspozycji do poziomu $L_{Aeq} = 80$ dB(A).

Wzbudzenie hałasu w układzie hydraulicznym może odbywać się w dwojaki sposób:

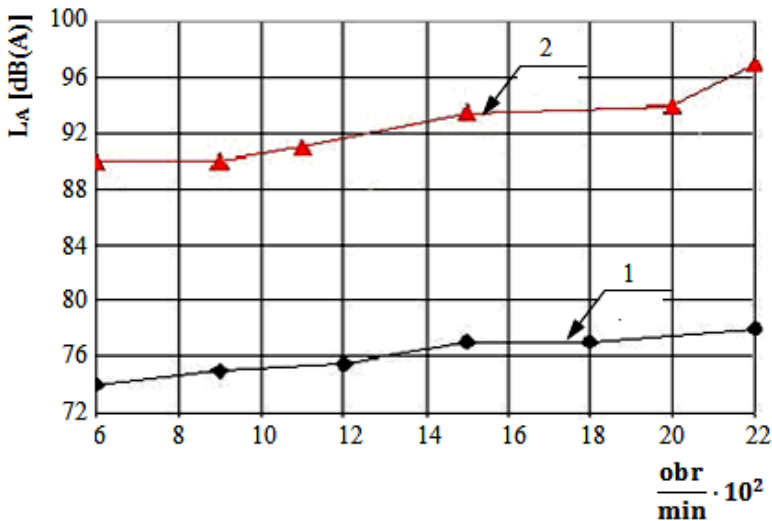
- Bezpośrednio – źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu. Przykładem takiego źródła hałasu może być wirnik wentylatora w silniku elektrycznym napędzającym pompę [107, 116].
- Pośrednio – czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego. Na skutek drgań powierzchni tych elementów występuje emisja hałasu [14, 26, 37, 48, 50, 52, 53, 71, 74, 90, 101, 105, 107, 124, 125].

Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym ma hałas powstający na drodze pośredniej.

Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na skutek:

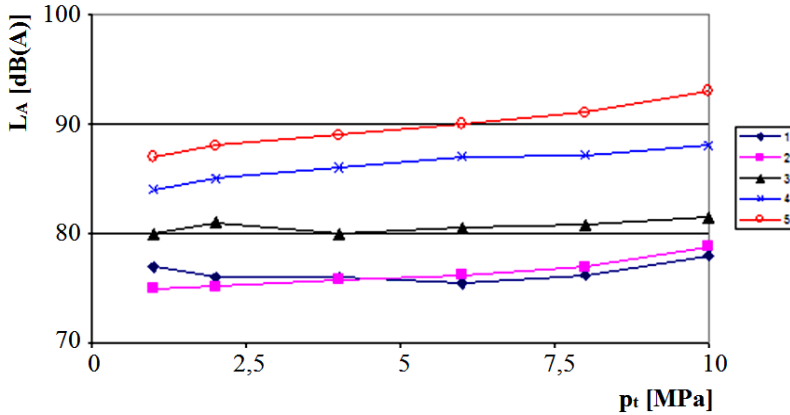
- pulsacji ciśnienia.[32, 36, 37, 48, 51, 70, 71,74, 80],
- powiązania w sposób mechaniczny elementów układu hydraulicznego, które realizowane jest za pośrednictwem przewodów i wspólnego zamocowania [112, 140, 143, 146, 198].

Skuteczne wyeliminowanie dokuczliwego hałasu wiąże się z koniecznością podejmowania badań doświadczalnych, mających na celu lokalizację oraz identyfikowanie źródeł drgań i hałasu. Lokalizacja odnosi się do określenia miejsca w maszynie lub urządzeniu odpowiedzialnym za wysoki poziom hałasu, przez identyfikację zaś rozumiemy znalezienie przyczyny hałasu. W elementach hydraulicznych, zwłaszcza pompach wyporowych, hałas jest wynikiem zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego (tzw. Fluid Born Noise – FBN) [74, 76, 80, 86, 106, 109]. Potwierdzeniem tego stwierdzenia jest rys. 1.2 pokazujący hałas emitowany przez pompę wyporową w trakcie generowanego przepływu i bez przepływu czynnika roboczego [131].



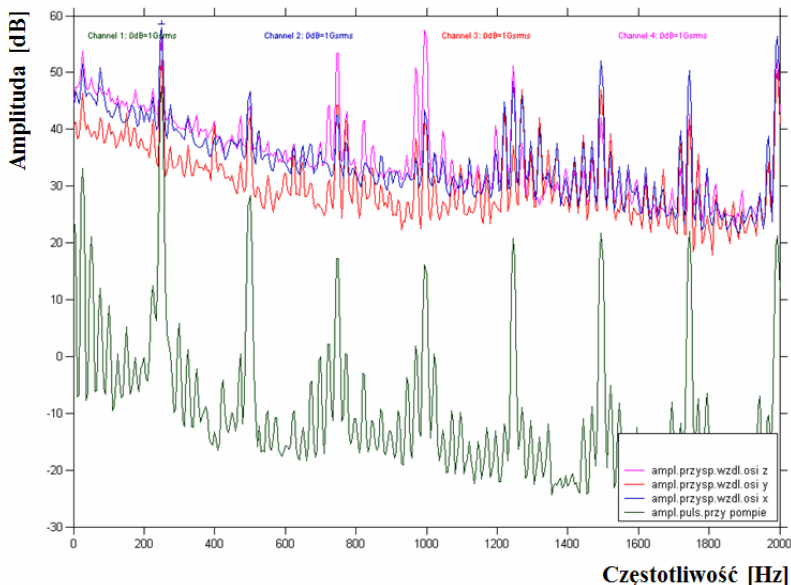
Rys. 1.2. Przebieg wartości korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A pompy wielotłoczkowej z wychylnym blokiem cylindrowym typu PNZ-25:
1 – hałas bez przepływu, 2 – hałas z przepływem [131]

W układzie hydraulicznym przyczyny hałaśliwości można podzielić na mechaniczne i hydrauliczne. W grupie przyczyn mechanicznych wyróżnia się błędy takie jak: wykonania i montażu, nadmierne luzy we wszystkich połączeniach ruchowych, nie wyrównoważenie części wirujących itp. Przyczyny hydrauliczne to przede wszystkim zjawiska kawitacji [13, 18, 40, 46, 106, 110, 113, 130, 131, 133, 136, 138, 145, 194, 206, 213], pulsacja ciśnienia [8, 9, 80, 81, 102, 104, 108, 109, 111, 118, 127, 134, 142, 159, 160, 172, 183, 197, 209, 210], oraz uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej w komorach pompy lub silnika wyporowego [63, 71, 172, 201, 223]. W poprawnie skonstruowanym układzie hydraulicznym kawitacja nie powinna wystąpić, natomiast uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej zależą w istotny sposób od rodzaju zastosowanej pompy. Największym hałasem charakteryzują się pompy wielotłoczkowe osiowe, a najbardziej cichobieżne to pompy łopatkowe czy zębate o zazębieniu wewnętrznym (rys. 1.3) [109].



Rys. 1.3. Porównanie korygowanego ciśnienia akustycznego L_A różnych typów pomp wyporowych w funkcji ciśnienia tłoczenia: 1 – pompa łopatkowa $q_p = 20 \text{ cm}^3$, 2 – pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym $q_p = 19 \text{ cm}^3$, 3 – pompa śrubowa $q_p = 16 \text{ cm}^3$, 4 – pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym $q_p = 22,5 \text{ cm}^3$, 5 – pompa wielotłoczkowa osiowa $q_p = 20 \text{ cm}^3$ [109]

Wahania wydajności i w konsekwencji ciśnienia są w układzie hydraulicznym zjawiskiem niepożądanym, ponieważ mogą powodować wiele zakłóceń utrudniających normalną eksploatację. Jednym z najpoważniejszych skutków pulsacji ciśnienia są drgania przewodów [64, 70, 74, 86, 179, 211, 230, 231, 232, 233] oraz, w niektórych



Rys. 1.4. Przykład koincydencji drgań przewodu hydraulicznego i pulsacji ciśnienia. Widmo amplitudowe przyspieszeń drgań i pulsacji ciśnienia $p_t = 5 \text{ MPa}$, $n_p = 1000 \text{ min}^{-1}$ [108]

przypadkach, elementów sterujących układów hydraulicznych [34, 38, 74, 89, 112, 118, 119, 125, 143, 198, 203]. Przykład koincydencji pulsacji ciśnienia i drgań przewodu hydraulicznego pokazano na rys. 1.4 [108], z którego wynika, że w pasmach częstotliwości, gdzie występują maksymalne amplitudy pulsacji ciśnienia, tam też są maksymalne amplitudy przyspieszeń drgań przewodu.

Przewód sztywny można uważać za równomiernie obciążoną sprężystą belkę. Częstotliwość drgań własnych tej belki zależy od obciążenia jednostkowego, momentu bezwładności poprzecznego przekroju rury, modułu sprężystości, odległości między podporami i sposobu zamocowania. Dla określonego stosunku częstotliwości pulsacji ciśnienia do częstotliwości drgań własnych przewodu powstają drgania poprzeczne o zwiększonej amplitudzie, objawiające się nadmiernym hałasem i niekiedy zmęczeniowym niszczeniem rurociągu. Autorzy pracy [232] zwracają też uwagę na to, że podczas projektowania rurociągów należy pamiętać, by częstotliwość wymuszeń oddziałujących na rurociąg różniły się nie tylko od częstotliwości rezonansowej (pierwszej postaci giętnej), ale także od wartości jej sub- oraz ultraharmonicznych jako też szczególnie niebezpiecznych. Zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w pracy [86] zmiana geometrii przewodu polegająca na wykonaniu dodatkowej krzywizny powoduje generalnie zmniejszenie częstości własnych – można w ten sposób poprzez zmianę cech geometrycznych unikać powstawania rezonansu. Wniosek ten, niewątpliwie słuszny, w praktyce ma jednak ograniczone zastosowanie, szczególnie gdy to dotyczy hydrostatycznych układów napędowych maszyn roboczych. Należy tu mieć na uwadze sprawność hydrauliczną (związaną ze stratami przepływu), która ulegnie pogorszeniu po wprowadzeniu dodatkowych oporów miejscowych.

W związku z tym wyciszenie urządzeń między innymi z napędem hydrostatycznym nabiera szczególnej uwagi.

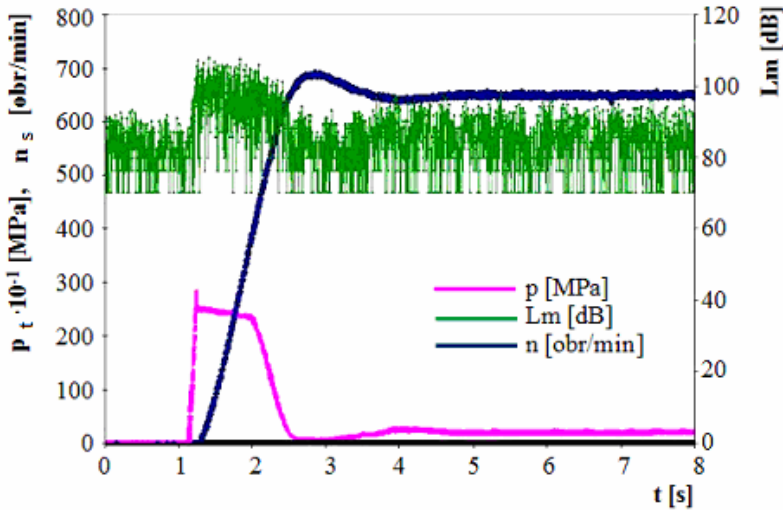
Podczas pracy hydrostatycznego układu napędowego występuje szerokie spektrum wymuszeń [109, 111, 114, 116], powodujących powstawanie pulsacji ciśnienia i w konsekwencji hałasu w zakresie słyszalnym i infradźwiękowym. Jednak ochrona przed infradźwiękami jest skomplikowana ze względu na znaczne długości fal infradźwiękowych ($\lambda_f = 17\text{--}340\text{ m}$), dla których tradycyjne ściany, przegrody, ekrany i pochłaniacze akustyczne, a także ekrany i obudowy dźwiękochłonne są mało skuteczne [44]. Często zdarza się tak, że hałas infradźwiękowy jest wzmacniany na skutek rezonansu elementów konstrukcyjnych kabin i całych obiektów [93, 94]. Powszechnie infradźwięki definiowane są jako dźwięki lub hałas, którego widmo częstotliwości jest zawarte w zakresie od 1 do 20 Hz. Obecnie coraz powszechniejsze jest nowe pojęcie – hałas niskoczęstotliwościowy obejmujący zakres częstotliwości od ok. 10 Hz do ok. 250 Hz. Dolny zakres częstotliwości (10 Hz) określono ze względu na występujące znaczne trudności związane z prawidłowym wykonaniem pomiaru i interpretacją wyników dla częstotliwości poniżej 8–10 Hz. Hałas niskoczęstotliwościowy, w tym infradźwiękowy, odbierany jest przez człowieka zarówno drogą słuchową jak i poprzez receptory wibracji rozłożone na całym ciele. Jego działanie uciążliwe charakteryzuje się subiektywnie określanymi stanami nadmiernego zmęczenia, dyskomfortu, senności, zaburzeniami równowagi, sprawności psychomotorycznej oraz zaburzeniami funkcji

fizjologicznych. Obiektywnym potwierdzeniem tych stanów są zmiany w ośrodkowym układzie nerwowym, charakterystyczne dla obniżenia stanu czuwania, co jest szczególnie niebezpieczne dla operatorów maszyn i urządzeń [45].

Należy nadmienić, że problem hałasu infradźwiękowego zauważono dopiero w ostatnich latach. Świadczy o tym, między innymi i to, że metody pomiaru wielkości charakteryzujących hałas infradźwiękowy określone zostały w procedurze badania hałasu infradźwiękowego opublikowanej w kwartalniku Podstawy i Metody Oceny Środowiska Pracy [176] dopiero w roku 2001 oraz w normach PN-ISO 7196: 2002 [244] i PN-ISO 9612:2004 [245]. Wartości dopuszczalne hałasu infradźwiękowego (wartości NDN) na stanowisku operatora maszyn roboczych określono w rozporządzeniu ministra pracy i polityki społecznej w końcu roku 2002 [250]. Wstępne badania prowadzone przez Centralny Instytut Ochrony Pracy Państwowy Instytut Badawczy wskazują na występowanie przekroczeń wartości NDN hałasu infradźwiękowego (LG,eq 8 h = 102 dB) w różnych pojazdach produkcji krajowej i zagranicznej [93]. Przekroczenie wartości dopuszczalnych w zakresie hałasu infradźwiękowego do 7 NDN stwierdzono także w kabinach operatorów maszyn z napędem hydrostatycznym, takich jak spycharki gąsienicowe, ładowarki kołowe eksploatowane między innymi w kopalniach Turów [114].

Najlepszą ochronę przed negatywnym oddziaływaniem infradźwięków jest ich eliminacja u źródła powstawania a więc likwidacja, w najgorszym razie, znaczne ograniczenie przyczyn generujących ten rodzaj hałasu. Na możliwość zmniejszenia hałasu maszyn do robót ziemnych z napędem hydrostatycznym, zarówno na stanowisku operatora, jak i hałasu emitowanego do otoczenia, zwracają autorzy prac [156, 157, 158] przede wszystkim poprzez redukcję średnio i niskoczęstotliwościowych drgań akustycznych. Z prac tych wynika też wniosek, że dla stosowanych obecnie materiałów ograniczających hałas dobre właściwości izolacyjności uzyskuje się dla zakresu średnich i wysokich częstotliwości dźwięku. Należy jednak też zaznaczyć, że jedynym pozytywnym przykładem wykorzystania infradźwięków opisanym w literaturze [47] jest urządzenie służące do usuwania osadów pyłowych w kotłach przemysłowych.

Z danych literaturowych i doświadczeń własnych wynika fakt, że poziom emitowanego hałasu przez pompę waporową jest proporcjonalny do obciążenia tego elementu. Takie same zjawisko można zaobserwować w trakcie stanów nieustalonych hydrostatycznych układów napędowych gdzie w większości przypadków przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu ma charakter oscylacyjny z tłumieniem, a więc występuje ciśnienie p_{max} i jak się należy spodziewać występowanie hałasu o przebiegu niestacjonarnym i o maksymalnym natężeniu. Potwierdzają to przeprowadzone przez autora badania rozpoznawcze pokazane na rysunku 1.5. Badania te polegały na jednoczesnym pomiarze i rejestracji parametrów rozruchu i poziomu ciśnienia akustycznego przekładni hydrostatycznej, o mocy 10 kW, obciążonej stosunkowo dużym masowym momentem bezwładności, zbudowanej na bazie krajowych jednostek zębatych. Zostaje potwierdzony fakt zwiększenia ciśnienia akustycznego ΔL_m aż o 15 dB w trakcie rozruchu silnika hydraulicznego w stosunku do pracy ustalonej. Parametry przekładni i sposób przeprowadzenia pomiarów hydraulicznych i akustycznych pokazano w opracowaniu [135].



Rys. 1.5. Przykłady zmian ciśnienia tłoczenia p_t , prędkości obrotowej silnika hydraulicznego n_s , poziomu ciśnienia akustycznego L_m w funkcji czasu t w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej

Aby zmniejszyć hałaśliwość układu hydraulicznego, należy przede wszystkim zlokalizować elementy najbardziej „głośne” i następnie obniżyć poziom wymuszeń poprzez zmniejszenie amplitudy pulsacji ciśnienia i w miarę możliwości przesunięcie częstości własnych elementów poza zakres częstości wymuszających [86, 120, 125]. Obniżenie zatem amplitudy pulsacji ciśnienia prowadzi do zmniejszenia hałasu [159, 182, 222, 223, 230, 231] poszczególnych elementów układu zapewniając równocześnie podniesienie ich trwałości. Jednym ze sposobów ograniczenia pulsacji hydrostatycznego układu napędowego jest stosowanie różnego typu akumulatorów hydraulicznych [36, 58, 62, 89, 90, 115, 151, 154, 174, 175]. Skuteczność działania akumulatorów w procesie redukcji amplitud wahań ciśnienia w układzie hydraulicznym jest ograniczona do małych wartości i praktycznie do jednej częstotliwości wymuszeń równej częstotliwości własnej akumulatora, a ta z kolei jest zależna między innymi od wartości średniej ciśnienia w układzie [36, 58]. Wraz ze zmianą obciążenia silnika lub cylindra hydraulicznego ulega też zmianie ciśnienie w układzie i skuteczność akumulatora hydraulicznego w ograniczeniu amplitudy pulsacji ciśnienia ulega zmniejszeniu. Dodatkowym efektem zamontowania akumulatora, szczególnie hydropneumatycznego, jest zwiększenie pojemności układu, co skutkuje wprawdzie złagodzeniem charakteru rozruchu poprzez zmniejszenie ciśnienia maksymalnego p_{max} , ale za to jest wydłużony czas rozruchu i zmniejszona częstość własna ω_u układu hydraulicznego. Osobnym zagadnieniem jest wpływ akumulatorów hydraulicznych w układach sterowanych zgodnie z zasadami techniki proporcjonalnej, gdzie podstawowym kryterium stosowania tego rodzaju sterowania jest warunek zapewniający minimalną wartość częstości własnej układu na poziomie $f_u > 3$ Hz [137, 178, 203, 204]. Zamontowanie więc akumulatora hydraulicznego, w częstych przypadkach, uniemożliwia spełnienia tego

warunku dotyczącego minimalnej, dopuszczalnej wartości częstotliwości własnej hydrostatycznego układu napędowego.

Znany jest też sposób ograniczenia pulsacji, a tym samym zmniejszenia hałasu hydrostatycznego układu napędowego, polegający na stosowaniu biernych tłumików pulsacji ciśnienia. Prekursorem zagadnień związanych z tłumieniem pulsacji ciśnienia, i to nie tylko w skali krajowej jest Rohatyński [183, 184, 185] który na podstawie rachunku operatorowego i symbolicznego stosowanego w elektrotechnice, stosując analogię pomiędzy przepływem cieczy i prądu elektrycznego, stworzył podstawy teorii urządzeń tłumiących pulsacje ciśnienia. Jednak, jak stwierdza sam autor, analogia pomiędzy przepływem cieczy, szczególnie burzliwym, i przepływem prądu ma ograniczone zastosowanie.

Zagadnieniami dotyczącymi minimalizacji pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych poprzez wykorzystanie różnego typu tłumików zajmowali się: Herzog [77], Harahaus [76], Hoffman [80, 81], Kiesbauer [98], Mikota [159, 160], autor monografii ze współpracownikami [102, 103, 104, 107, 109, 111, 114, 118, 127, 132, 134, 141, 142], Ijas [89, 90], Wacker [221], Skaistis [197], Andorenko [8, 9], Fiebig [50]. Porównanie modeli matematycznych, w różnym stopniu uproszczenia, rezonatora Helmholtza przedstawia Singh [196]. Ortwig [170] wprowadza pojęcie współczynnika redukcji amplitudy pulsacji ciśnienia w postaci stosunku amplitudy pulsacji ciśnienia przed tłumikiem oraz za tłumikiem w skali logarytmicznej (dB) i uzależnia stopień tłumienia od wymiarów geometrycznych tłumika komorowego wymiarowanego, jednak według zależności uproszczonych dotyczących cieczy idealnej. Podobne podejście prezentuje większość autorów zaprezentowanych prac, wymiarując tłumiki bierne według modeli uproszczonych. Opis tłumika aktywnego, niewykraczającego jednak poza badania laboratoryjne ze względu na skomplikowaną budowę i wymiary geometryczne, zbudowanego na podstawie serwozaworu hydraulicznego przedstawił Rebel [181, 182].

Zaproponowane przez poszczególnych autorów cytowanych prac sposoby wymiarowania tłumików typu odgałęźnego, komorowego lub bay-passów, oparte było na modelach uproszczonych dla cieczy albo idealnej, a najwyżej uwzględniające model strat quasi-ustalonych czyli jak dla przepływu stacjonarnego. Dodatkowo należy stwierdzić, że opisane tłumiki pulsacji ciśnienia mają w praktyce ograniczone zastosowanie. Działanie ich jest selektywne, zarówno tłumiki typu odgałęźnego, jak i bay-passy [8, 9, 77, 98, 141, 142] są filtrami wąskopasmowymi i ich realna skuteczność w obniżaniu pulsacji ciśnienia ograniczona jest praktycznie tylko do jednej częstotliwości wymuszeń równej częstotliwości rezonansowej tłumika. Uważa się, że skuteczność tłumienia szybko maleje już przy niewielkich odchyleniach od częstotliwości rezonansowej. Rozważania te były prowadzone jednak na modelu płynu idealnego, a więc odbiegające od rzeczywistych warunków i nie zawsze potwierdzone w praktyce eksploatacyjnej [134].

Natomiast tłumiki pulsacji typu komorowego, o wymiarach geometrycznych możliwych do zaakceptowania w warunkach rzeczywistych, wykazują zadowalającą skuteczność w zakresie dużych częstotliwości wymuszeń większych od 150 Hz.

Problemem walki z hałasem zajmuje się wiele ośrodków naukowych i przemysłowych na świecie. Prezentowane wyniki są jednak zwykle niepełne i fragmentaryczne, ograniczające się do ogólnych stwierdzeń i podawania metod pomiarowych i wyników badań. Można tu się domyślać chęci niezdradzania, przez poszczególne ośrodki, rozwiązań szczegółowych ze względu na konkurencję i ewentualne możliwości patentowe. W dostępnej literaturze nie spotkano opracowań dotyczących redukcji hałasu w stanach nieustalonych hydrostatycznych układów napędowych, szczególnie na obiektach rzeczywistych, a jak wynika z badań rozpoznawczych, wyniki których przedstawiono na rysunku 1.4 hałas w trakcie rozruchu znacznie przekracza poziom hałasu w stanie ustalonym pracy. W celu obniżenia poziomu hałasu w trakcie rozruchu, w przedstawionej monografii, zaproponowano wykorzystanie opracowanego odpowiedniego algorytmu sterowania rozruchem przekładni hydrostatycznej sterowanej w technice proporcjonalnej, a w przypadku stosowania rozdzielaczy klasycznych zastosowanie, własnej konstrukcji, zaworu rozruchowego łagodzącego uderzenie hydrauliczne. Z doświadczeń własnych i przeglądu literatury wynika, że w układzie hydraulicznym występuje szerokie spektrum wymuszeń w postaci pulsacji ciśnienia pochodzących z różnych źródeł.

W celu obniżenia wahań ciśnienia, w warunkach pracy ustalonej, a także w trakcie stanów nieustalonych, proponuje się zastosowanie szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, własnej konstrukcji, skutecznego, w założeniach, zarówno w zakresie małych częstotliwości (szczególnie niebezpieczny zakres infradźwięków), jak i w zakresie wynikającym z pulsacji wydajności pomp wyporowych, a więc kilkaset Hz i więcej.

1.1. Cel i układ pracy

W związku z przeprowadzoną analizą opartą na zestawionej literaturze oraz własnych doświadczeniach i poglądach autora sformułowano cel pracy oraz jej zakres. Podstawowym celem pracy jest przedstawienie sposobu i metod obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia i emitowanego hałasu w hydrostatycznych układach napędowych szczególnie w układach rzeczywistych maszyn roboczych ciężkich, zarówno w stanach przejściowych, jak i ustalonych w całym zakresie częstotliwości występujących wymuszeń. Uściślenie modeli matematycznych tłumików pulsacji ciśnienia poprzez przyjęcie niestacjonarnych oporów strat hydraulicznych w stosunku do powszechnie przyjmowanych bezstratnych lub quasi-ustalonych modeli strat tarcia. Zadania te wymagają zidentyfikowania źródeł pulsacji ciśnienia i zakresów występujących częstotliwości wymuszeń drgań dźwiękotwórczych w zakresie infradźwięków, jak i słyszalnym w hydrostatycznych układach napędowych. W związku z tym w rozdziale 2 przedstawiono podstawowe źródła pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym a mianowicie – wahania wydajności pomp wyporowych, stany nieustalone i pulsacja generowana wymuszeniami zewnętrznymi. Opisano równaniem chwilową wydajność typowych pomp wyporowych na podstawie wyznaczonej względnej amplitudy nierównomierności pul-

sacji wydajności tychże pomp. Równania te pozwolą uwzględnić pulsację wydajności pomp hydraulicznych jako warunek brzegowy w symulacjach przebiegów fal ciśnienia i prędkości w przewodzie hydraulicznym traktowanym jako hydrauliczna linia długa (HLD).

Rozdział 3 dotyczy analizy i syntezy aktualnego stanu badań naukowych w dziedzinie matematycznego modelowania i metod obliczania nieustalonego przepływu cieczy w przewodach hydraulicznych. Rozpatrzono różne modele oporów hydraulicznych poczynając od linii bezstratnej poprzez opory quasi-ustalone i niestacjonarny model tarcia. Przeprowadzono analizę wpływu funkcji lepkości w zależności od przyjętego modelu oporów na wyniki symulacji przebiegów dynamicznych w przewodach hydraulicznych. W wymiarowaniu tłumików biernych ważnym parametrem wpływającym, w istotny sposób, na rezultat ostateczny jest wartość prędkości propagacji fali ciśnienia oraz charakter przepływu. W związku z tym rozdziały 4 i 5 zawierają wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych charakteru przepływu niestacjonarnego i ustalonego w przewodach i elementach hydraulicznych (rozdział 4) i prędkości propagacji fali ciśnienia w zależności od rodzaju materiału przewodu (rozdział 5). Badania numeryczne według opracowanych algorytmów metodą charakterystyk i eksperymentalne stanów nieustalonych w układach z hydrauliczną linią długą (HLD) zamieszczono w rozdziale 6, wskazując, że z analizowanych modeli, przyjęcie niestacjonarnego modelu tarcia najbardziej zbliża wyniki obliczeniowe z eksperymentalnymi.

Kształtowanie charakteru rozruchu pod kątem minimalizacji hałasu zawarto w rozdziale 7. Przedstawiono model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej sterowanej elementami proporcjonalnymi z odpowiednim algorytmem sterowania, a także model matematyczny przekładni z rozdzielnikiem konwencjonalnym i z zaworem rozruchowym własnej konstrukcji, którego zadaniem jest łagodzenie rozruchu poprzez obniżenie ciśnienia maksymalnego p_{\max} . Zweryfikowano empirycznie przeprowadzone rozważania analityczne uzyskując zadowalającą zgodność. W rozdziale 8, poświęconym sposobom obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych, przedstawiono modele matematyczne tłumików pulsacji ciśnienia ze szczególnym uwzględnieniem szerokopasmowego tłumika skutecznego w szerokim zakresie częstotliwości wymuszeń w zakresie infradźwięków zarówno słyszalnych w stanach ustalonych, jak i przejściowych. Zaprezentowano wyniki badań laboratoryjnych – hydraulicznych dotyczących wpływu poszczególnych tłumików na redukcję wahań ciśnienia a także wyniki badań akustycznych potwierdzających skuteczność przedstawionych metod obniżenia poziomu hałasu w układach hydraulicznych maszyn roboczych ciężkich.

W rozdziale 9 dokonano uściślenia modeli matematycznych biernych tłumików pulsacji ciśnienia i porównano skuteczności poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych tłumików pulsacji ciśnienia poprzez badania hydrauliczne i akustyczne w warunkach laboratoryjnych. Rozdział 10 zawiera wyniki badań wpływu tłumików na poziom redukcji amplitud ciśnienia oraz na hałas zewnętrzny i w kabinie operatora typowych maszyn roboczych ciężkich takich jak ładowarka kołowa, żuraw samochodowy. Zaprezentowano też wyniki badań dotyczących redukcji pulsacji ciśnienia w zasilaczu

mikrohydraulicznym. Na podstawie prezentowanych wyników badań należy uznać, że wpływ tłumików na zmniejszenie hałasu badanych maszyn jest istotny.

Monografia zakończona jest rozdziałem 11 w którym zawarto wytyczne dotyczące wyciszania hydrostatycznych układów napędowych w warunkach pracy przejściowej i ustalonej. Wytyczono dalszy kierunek badań.

2. Źródła pulsacji wydajności i ciśnienia w układach hydraulicznych

Zjawisko pulsacji ciśnienia jest konsekwencją z jednej strony okresowo zmiennego natężenia przepływu czynnika roboczego, co wynika z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych pomp, z drugiej strony jest to skutek wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu hydraulicznego mocowane do różnego typu konstrukcji nośnych, np. rama ładowarki. Kolejnym źródłem występowania pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest zmienny charakter obciążeń silnika hydraulicznego oraz rozruch i hamowanie (stany nieustalone). Pulsacje ciśnienia w układach napędowych wywołane zmiennym obciążeniem systemów roboczych występują w niskim paśmie częstotliwości tj. 0,5 do 10 Hz (zakres infradźwięków). Natomiast pulsacje pochodzące od pompy zawierają się w paśmie częstotliwości od 50 do 1500 Hz, a nawet więcej.

2.1. Nierównomierność wydajności pomp wyporowych

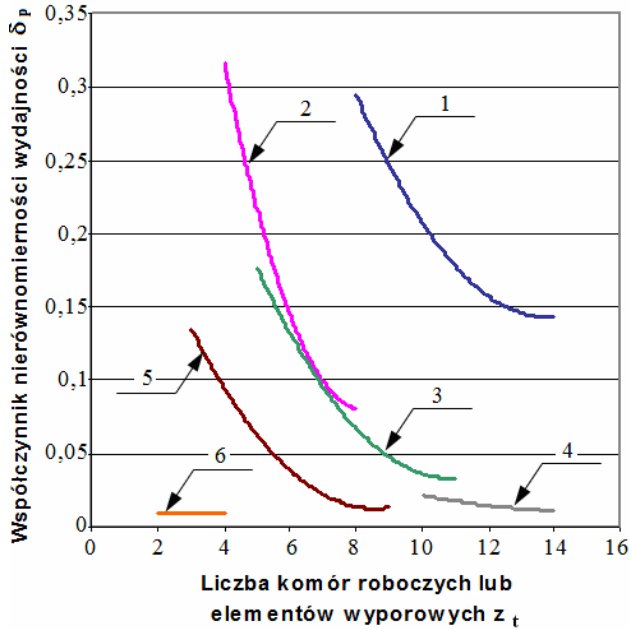
Ogólnie przyjętą w literaturze miarą pulsacji jest tzw. współczynnik nierównomierności wydajności, definiowany jako [39, 171]:

$$\delta_p = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{sr}}} \quad (2.1)$$

gdzie: Q_{\max} , Q_{\min} , Q_{sr} – odpowiednio maksymalna minimalna i średnia wydajność pompy.

Współczynniki δ_p dla wybranych typów pomp wyporowych podane za [39] przedstawiono na wykresie (rys. 2.1).

Z analizy powyższego wykresu wynika, że pompy tłokowe o parzystej liczbie elementów wyporowych cechują się większym współczynnikiem δ_p w stosunku do pomp o nieparzystej liczbie elementów wyporowych. Ponadto pompy śrubowe, tłokowe (o nieparzystej liczbie tłoków) i zębate z ząbieniem wewnętrznym charakteryzują się najmniejszymi wartościami współczynnika pulsacji wydajności δ_p . Współczynnik nierównomierności wydajności, jak wynika z (2.1), przyjmuje stałe wartości liczbowe dla



Rys. 2.1. Porównanie współczynnika nierównomierności wydajności δ_p pomp wyporowych: 1 – zębata z ząbieniem zewnętrznym, 2 – tłokowa o parzystej liczbie tłoków, 3 – łopatkowa pojedynczego działania, 4 – zębata z ząbieniem wewnętrznym, 5 – tłokowa o nieparzystej liczbie tłoków, 6 – śrubowa

rozpatrywanej pompy. Ocena nierównomierności wydajności pomp wyporowych za pomocą współczynnika zdefiniowanego równaniem (2.1) może się okazać niewystarczająca w analizie powstawania wahań wydajności ponieważ nie zawiera informacji o jej przebiegu (w czasie bądź częstotliwości). Korzystniejsze jest przedstawienie pulsacji wydajności pompy wyporowej o określonych parametrach pracy w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego zawierającego kolejne składowe analizowanego przebiegu. W analizie częstotliwościowej wykorzystywana jest wydajność chwilowa definiująca pulsację wydajności pompy wyporowej funkcją $\tilde{q}_p = f(t)$. W zależności od rodzaju (odmiany konstrukcyjnej) pompy wyporowej do opisu pulsacji wydajności pompy, jako przyczyny pulsacji ciśnienia, przyjmuje się odpowiednie modele matematyczne opisujące wydajność chwilową. Do pomp powszechnie spotykanych i najczęściej wykorzystywanych w hydrostatycznych układach napędowych zalicza się pompy: zębate, łopatkowe i wielotłokowe osiowe lub promieniowe. Poniżej podano opis wydajności chwilowej dla wybranych pomp wyporowych.

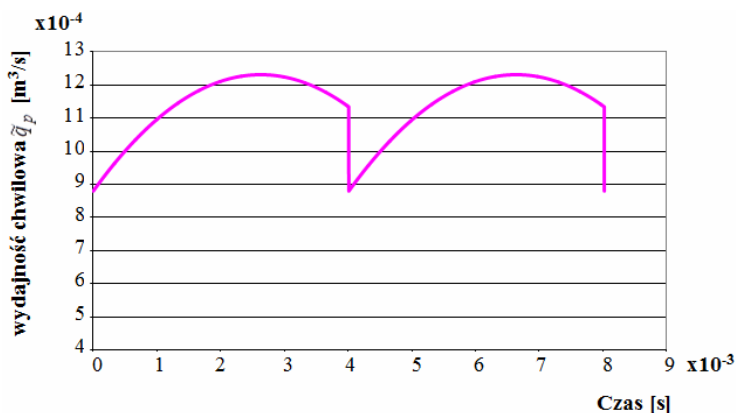
2.1.1. Pulsacja wydajności pompy zębatej o ząbieniu zewnętrznym

Opierając się na materiałach źródłowych [141, 142, 201] chwilową wydajność pompy zębatej o ząbieniu zewnętrznym można przedstawić jako:

$$\tilde{q}_p = \frac{b_z \omega_p}{2} \left[r_{w1}^2 + \frac{r_{i1}}{r_{i2}} r_{w2}^2 - r_{i1} (r_{i1} + r_{i2}) - \left(1 + \frac{r_{i1}}{r_{i2}} \right) u^2 \right] \quad (2.2)$$

gdzie: b_z – szerokość kół, $\omega_p = d\varphi_z/dt$ – prędkość kątowna wałka pompy (koła zębatego), r_{w1}, r_{w2} – promień koła wierzchołkowego czynnego, biernego, r_{i1}, r_{i2} – promień koła tocznego czynnego, biernego, $u = r_z \varphi_z$ – chwilowa odległość punktu styku zębów, poruszającego się wzdłuż linii przyporu od bieguna zazębienia, r_z – promień koła zasadniczego, φ_z – kąt obrotu kół zębatych.

Model teoretyczny odzwierciedlający równanie (2.2) implementowano w programie Matlab 6.5 za pomocą pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej wydajności chwilowej pompy zębatej i wprowadzeniu danych konstrukcyjnych i eksploatacyjnych do programu typowej pompy zębatej skorzystano z dokumentacji technicznej pompy typ 2110 produkcji WZMB im. Waryńskiego w Warszawie. Na podstawie (2.2) oraz przeprowadzonej symulacji otrzymuje się przebieg chwilowej wydajności pompy zębatej 2110 przedstawiony na rys. 2.2.



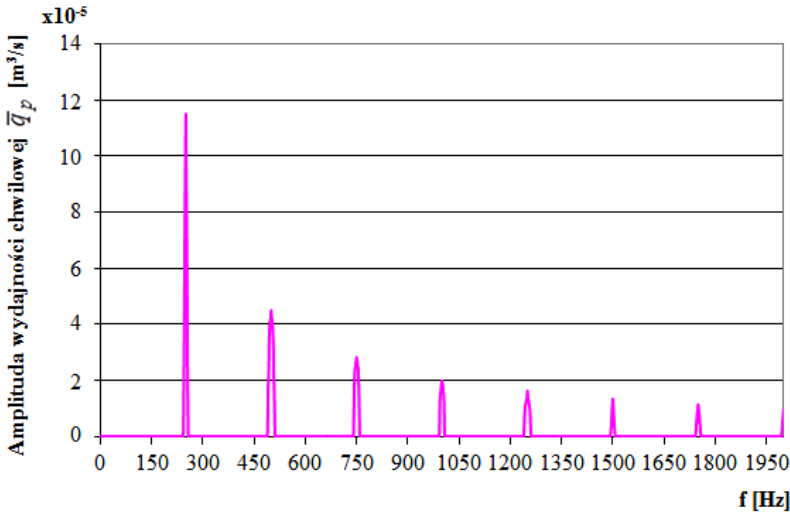
Rys. 2.2. Teoretyczny przebieg wydajności chwilowej \tilde{q}_p w funkcji czasu dla pompy zębatej typ 2110; prędkość obrotowa 1500 obr/min

W celu dokonania dyskretnej analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego posłużono się programem Origin 7.5 Pro. zawierającego wbudowane narzędzia umożliwiające dokonanie szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy zębatej 2110 przedstawiono na rys. 2.3.

Dominująca częstotliwość w widmie (rys. 2.4) wynika z zależności [139, 178]:

$$f_k = \frac{n_p z_t K}{60}, \text{ Hz} \quad (2.3)$$

gdzie: n_p – prędkość obrotowa wału pompy [obr/min], z_t – liczba zębów, K – kolejny numer składowej harmonicznej, f_1 – wynosi 250 Hz ($z_t = 10$ zębów, prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 1500 \text{ obr} \cdot \text{min}^{-1}$).



Rys. 2.3. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej pompy zębatej 2110

2.1.2. Pulsacja wydajności pompy łopatkowej pojedynczego działania

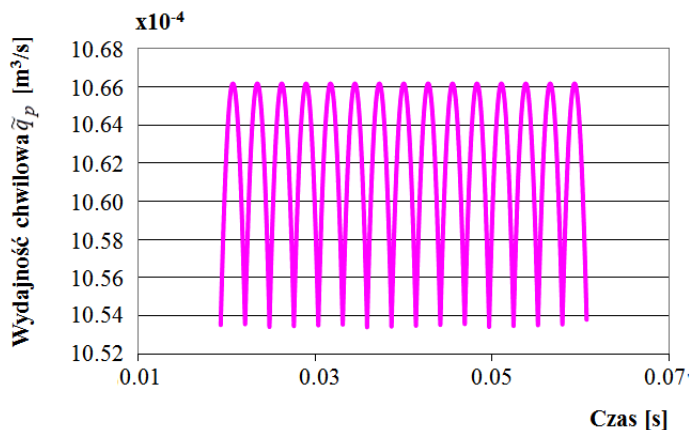
Opierając się na materiałach źródłowych [201], chwilową wydajność pompy łopatkowej pojedynczego działania z uwzględnieniem grubości łopatek można przedstawić jako:

$$\begin{aligned} \tilde{q}_p = & \left[r_l - \frac{e}{2}(1 + \cos \varphi_l) \right] \omega_l b_l e(1 - \cos \varphi_l) \\ & - e \omega_l b_l s_l \left\{ \sin \varphi_l + \sin(\varphi_l + \alpha_l) + \dots + \sin \left[\varphi_l + \left(\frac{z_l}{2} - 1 \right) \alpha_l \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

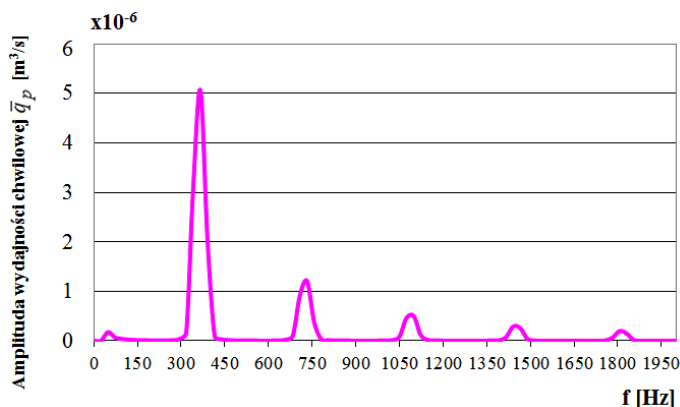
gdzie: r_l – promień wytoczenia stojana, s_l – grubość łopatki, b_l – szerokość łopatki, z_l – liczba łopatek, α_l – kąt środkowy rozstawienia łopatek w wirniku, ω_l – prędkość kąto-wa wałka pompy łopatkowej, e – mimośród, φ_l – kąt obrotu wirnika.

Model teoretyczny odzwierciedlający równanie (2.4) implementowano w programie Matlab 6.5 z wykorzystaniem pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej wydajności chwilowej pompy łopatkowej skorzystano z dokumentacji technicznej pompy V3-63 produkcji Fabryki Elementów Hydrauliki Ponar-Wadowice SA. Na podstawie (2.4) oraz przeprowadzonej symulacji otrzymuje się rysunek 2.4.

W celu dokonania dyskretnej analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego posłużono się programem Origin 7.5 Pro zawierającego wbudowane narzędzia umożliwiające dokonanie szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy V3-63 przedstawiono na rysunku 2.5.



Rys. 2.4. Teoretyczny przebieg wydajności chwilowej \dot{q}_p w funkcji czasu dla pompy łopatkowej V3-63, prędkość obrotowa $n_p = 1450$ obr/min



Rys. 2.5. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej pompy V3-63

Rozpatrywana pompa ma 15 łopatek, a prędkość obrotowa wału pompy wynosi 1450 obr/min, zatem pierwsza składowa widma ($K = 1$) wystąpi dla częstotliwości $f_1 = 362$ Hz zgodnie z zależnością (2.6). Kolejne składowe są jej wielokrotnością.

2.1.3. Pulsacja wydajności pompy wielotłokowej osiowej z wychylnym wirnikiem

Wydajność chwilową pompy wielotłokowej osiowej z wychylnym wirnikiem określa zależność teoretyczna [201] dla i tłoczków znajdujących się równocześnie w strefie tłoczenia:

$$\tilde{q}_p = \omega_p A_t \sin \alpha_w \sum_{K=0}^{i-1} \sin \left(\varphi_t + K \frac{2\pi}{z_t} \right) \quad (2.5)$$

gdzie: ω_p – prędkość kątowna wałka pompy, A_t – powierzchnia przekroju poprzecznego komory wyporowej pompy, R_t – promień rozstawienia tłoczków w pompie, α_w – kąt wychylenia wirnika pompy, ϕ_t – kąt obrotu wałka pompy tłokowej. Ponadto i zależy od tego czy liczba tłoczków jest parzysta czy nieparzysta. Dla nieparzystej liczby tłoczków, tak jak w przypadku pompy PNZ-25 o siedmiu tłoczkach, $i = (z_t + 1)/2$, jeśli $0 \leq \phi_t \leq \alpha_t/2$ lub $i = (z_t - 1)/2$ dla $\alpha_t/2 \leq \phi_t \leq \alpha_t$, gdzie α_t jest podziałką kątową $\alpha_t = 2\pi/z_t$. Dla kąta obrotu wałka pompy ϕ_t w przedziale od 0 do $\alpha_t/2$ $i = 4$, natomiast gdy kąt ϕ_t znajdzie się w przedziale od $\alpha_t/2$ do α_t $i = 3$.

Uwzględniając równanie (2.5), można zapisać:

$$\tilde{q}_p = \omega_p A_t R_t \sin \alpha_w \left[\sin \phi_t + \sin(\phi_t + \alpha_t) + \sin(\phi_t + 2\alpha_t) + \sin(\phi_t + 3\alpha_t) \right] \quad (2.6a)$$

$$\text{gdy } 0 \leq \phi_t \leq \frac{\alpha_t}{2}$$

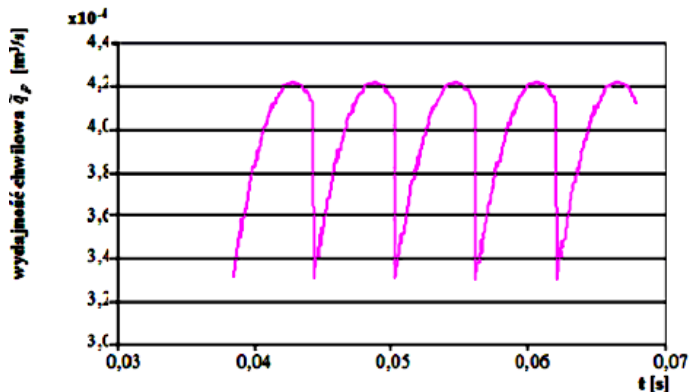
oraz

$$\tilde{q}_p = \omega_p A_t R_t \sin \alpha_w \left[\sin \phi_t + \sin(\phi_t + \alpha_t) + \sin(\phi_t + 2\alpha_t) \right] \quad (2.6b)$$

$$\text{gdy } \frac{\alpha_t}{2} \leq \phi_t \leq \alpha_t.$$

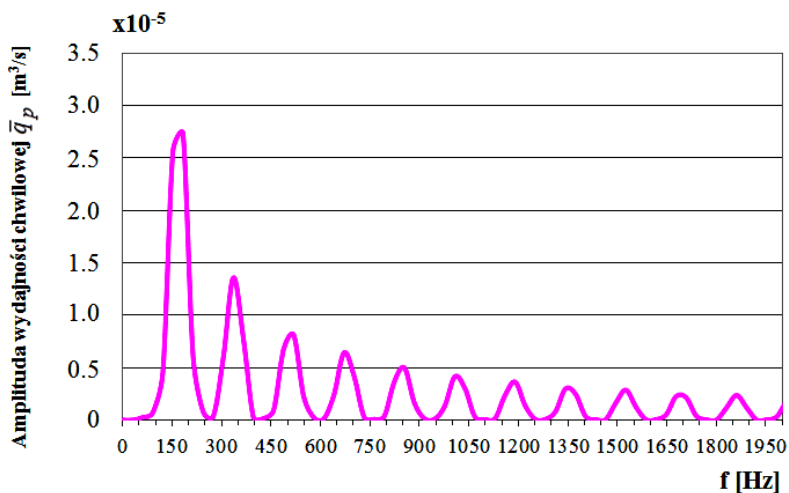
Równania (2.6a) oraz (2.6b) opisują wydajność chwilową rozpatrywanej pompy przyjmując, że naprzemiennie w fazie tłoczenia są odpowiednio cztery, a następnie trzy tłoczki.

Model teoretyczny odzwierciedlający równanie (2.6a, b) implementowano, tak jak powyżej, w programie Matlab 6.5, z wykorzystaniem pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej wydajności chwilowej pompy wielotłokowej skorzystano z dokumentacji technicznej pompy PNZ-25 produkcji Fabryki Maszyn Budowlanych Bumar-Hydroma SA Szczecin. W rezultacie otrzymano przebieg czasowy chwilowej wydajności pompy PNZ-25 przedstawiony na rys. 2.6.



Rys. 2.6. Teoretyczny przebieg wydajności chwilowej w funkcji czasu dla pompy wielotłokowej PNZ-25; prędkość obrotowa $n_p = 1450$ obr/min

W celu wykonania dyskretnej analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego posłużono się programem Origin 7.5 Pro. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy PNZ-25 przedstawiono na rys. 2.7.



Rys. 2.7. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej pompy PNZ-25

Częstotliwość dominująca wynosi w tym przypadku $f_1 = 169$ Hz, gdyż liczba tłoków w pompie PNZ-25 wynosi $z_t = 7$, a prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 1450$ obr/min.

2.1.4. Pulsacja wydajności pompy wielotłokowej osiowej z wychylną tarczą

Wydajność pompy wielotłokowej osiowej z wychylną tarczą oporową jest sumą wydajności i_t tłoków znajdujących się w strefie tłoczenia, rozstawionych na promieniu R_{tw} z podziałką kątową $\alpha = 2\pi/z_t$ i może być określona równaniem [201]:

$$\tilde{q}_p = \omega_p f_t R_{tw} \operatorname{tg} \gamma \sum_{K=0}^{i_t-1} \sin(\varphi + K \alpha) \quad (2.7)$$

gdzie: ω_p – prędkość kątowa wałka pompy, f_t – pole powierzchni przekroju poprzecznego tłoczka, R_{tw} – promień rozstawienia tłoków, γ – kąt wychylenia tarczy oporowej w pompie, φ – kąt obrotu wałka pompy, α – podziałka kątowa.

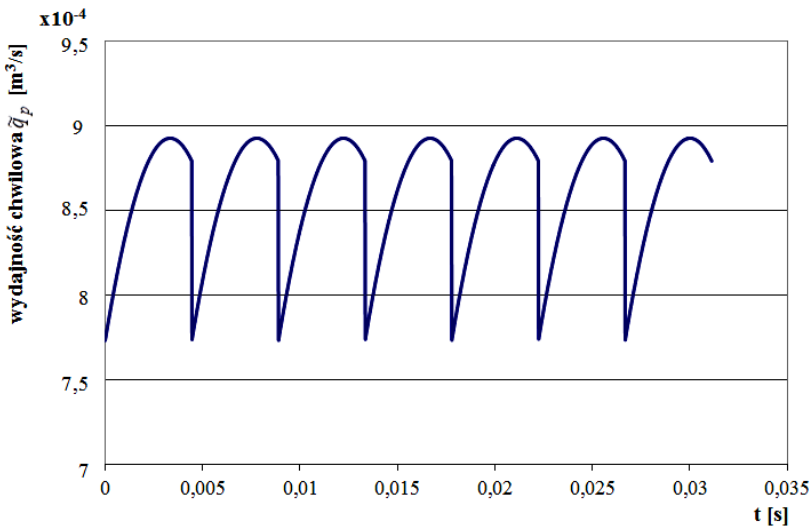
Ponadto i_t zależy od liczby tłoków z_t . Dla pomp z nieparzystą liczbą tłoków:

$$i_t = \frac{z_t + 1}{2} \quad \text{dla } 0 \leq \varphi \leq \alpha/2 \quad (2.7a)$$

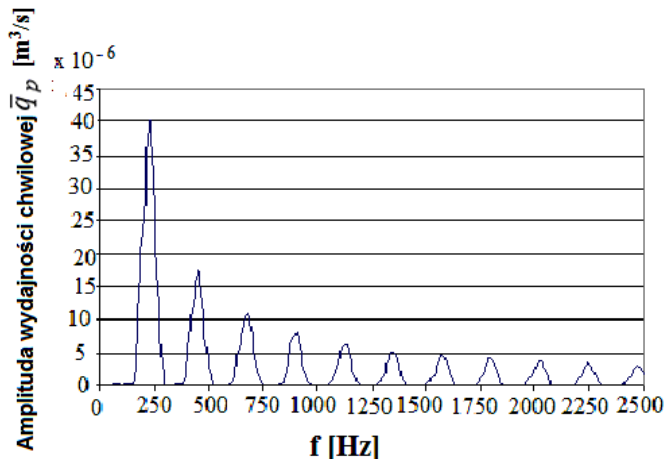
oraz

$$i_t = \frac{z_t - 1}{2} \quad \text{dla } \alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha. \quad (2.7b)$$

Model teoretyczny odzwierciedlający równanie (2.7) i (2.7 a, b) implementowano w programie Matlab 6.5 z wykorzystaniem pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej wydajności chwilowej pompy wielotłokowej skorzystano z dokumentacji technicznej pompy PTOZ 100 produkcji WSK Wrocław. W rezultacie otrzymano przebieg czasowy jej chwilowej wydajności pokazany na rysunku 2.8. W celu dokonania dyskretnej analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego posłużono się programem Origin 7.5 Pro, zawierającym wbudowane narzędzia umożliwiające dokonanie szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy PTOZ 100 przedstawiono na rys. 2.9.



Rys. 2.8. Teoretyczny przebieg wydajności chwilowej w funkcji czasu dla pompy wielotłokowej PTOZ-100 prędkość obrotowa $n_p = 1480$ obr/min



Rys. 2.9. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy wyporowej PTOZ100 dla $n_p = 1480$ obr/min, $Q_{sr} = 50$ dm^3/min

2.1.5. Przebieg teoretycznej wydajności pomp wyporowych

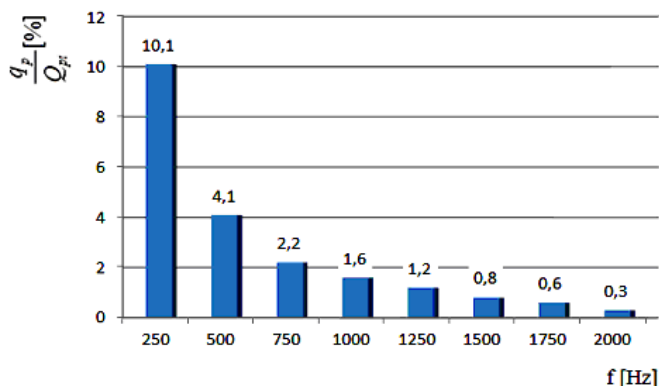
Jak wynika z wykresów zamieszczonych na rysunkach 2.3, 2.5, 2.7, 2.9 pierwsza składowa harmoniczna widma chwilowej wydajności zawiera się w przedziale od 169 do 362 Hz, zależnie od prędkości obrotowej wału pompy i liczby elementów wyporowych. W każdym z rozpatrywanych przypadków pierwsza składowa wyznaczona zgodnie z (2.3) jest dominująca w całym widmie. Zgodnie z twierdzeniem Fouriera każdą z funkcji przedstawionych graficznie na rys. 2.2, 2.4, 2.6, 2.7 można rozwinąć w szereg Fouriera, którego wartości kolejnych składowych będą miały wartości odpowiadające kolejnym amplitudom w widmie z rysunków 2.3, 2.5, 2.7, 2.9. Ponadto na rysunkach 2.10–2.13 przedstawiono składowe pulsacji wydajności analizowanych pomp (z uwzględnieniem drgania łopatek pompy V3-63 za [141]) odniesione do wydajności średniej analizowanych pomp. Jako wartość średnią wydajności przyjęto wydajność teoretyczną pompy Q_{pt} . Przebieg teoretycznej wydajności chwilowej pomp wyporowych, może być określony wzorem wynikającym z zależności opisujących szereg Fouriera:

$$\tilde{q}_p = Q_{pt} \left(1 - \frac{1}{2} \sum_{K=1}^{\infty} 2\delta_{pK} \cos(\omega_K t) \right) \quad (2.8)$$

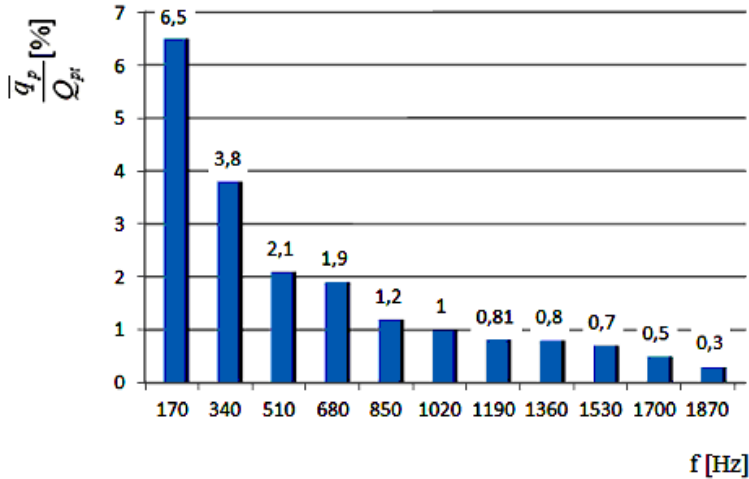
Współczynnik nierównomierności wydajności pompy δ_{pK} dla poszczególnych harmonicznych $K (1; \infty)$ określa następujący wzór:

$$\delta_{pK} = \frac{\bar{q}_{pK}}{Q_{pt}} \quad (2.9)$$

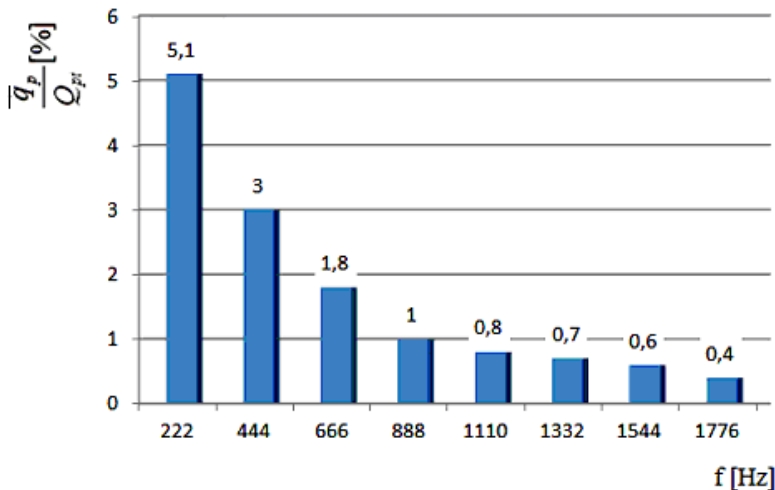
Na rysunkach 2.10–2.13 przedstawiono widma amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej analizowanych typów pomp wyporowych odniesione do wydajności teoretycznej poszczególnych pomp. Podane wykresy służą do opisu wydajności chwilowej pompy za pomocą symulacji stanów nieustalonych układów hydraulicznych. Pokazane jest w następujących rozdziałach.



Rys. 2.10. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej odniesionej do wydajności średniej pompy zębatej typ 2110 produkcji WZMB Waryński Warszawa

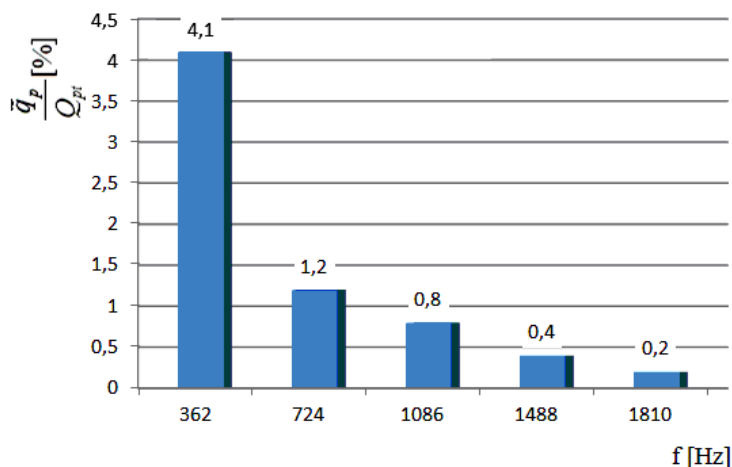


Rys. 2.11. Widma amplitudowo-częstotliwościowego wydajności chwilowej odniesionej do wydajności średniej pompy wielotłoczkowej z wychylnym blokiem cylindrowym typ PNZ-25 produkcji Bumar Hydroma Szczecin



Rys. 2.12. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej pompy wyporowej PTOZ100 dla $n_p = 1480$ obr/min, $Q_{sr} = 50$ dm³/min odniesionej do wydajności średniej pompy

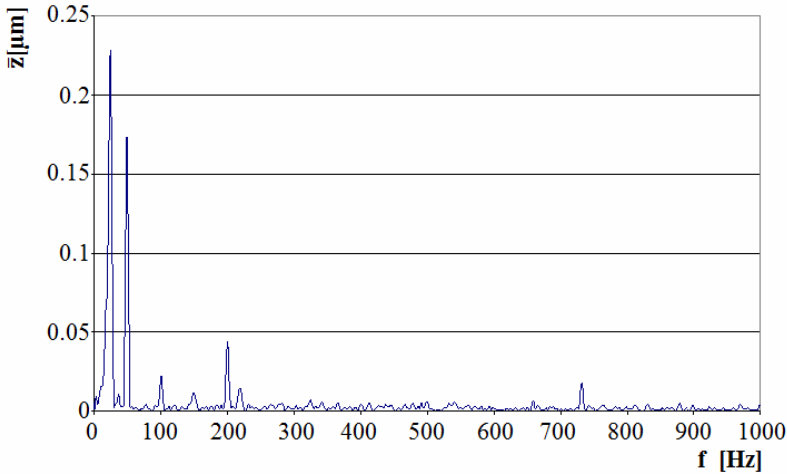
Pulsacja wydajności jest przyczyną pulsacji ciśnienia, która oznacza m.in. wzrost hałasu układów hydraulicznych oraz nierównomierność ruchu odbiornika hydraulicznego. Ponadto analiza prezentowanych wykresów (w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego) wskazuje, że podstawowa składowa harmoniczna zawiera się w przedziale od ok. 150 Hz do ok. 350 Hz i zależna jest od liczby elementów wyporowych oraz prędkości wału napędowego pompy. Powstająca pulsacja ciśnienia będzie miała zatem składowe odpowiadające składowym widma pulsacji wydajności.



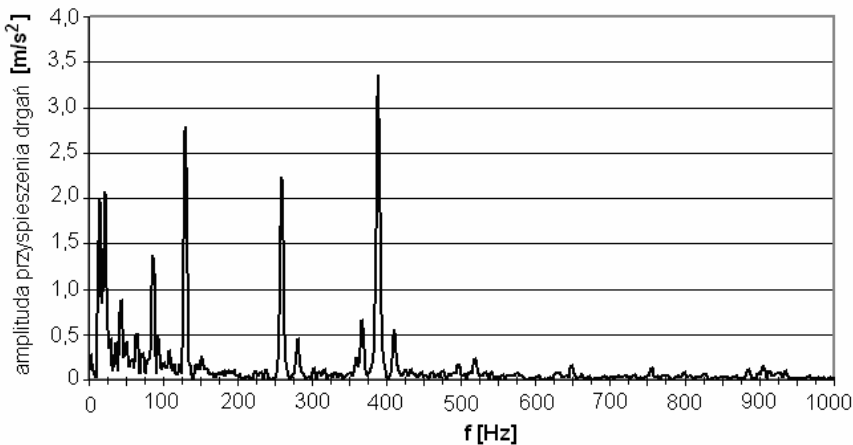
Rys. 2.13. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej odniesionej do wydajności średniej pompy łopatkowej pojedynczego działania typ V6-63 produkcji fabryki elementów hydrauliki Ponar-Wadowice

2.2. Pulsacje ciśnienia generowane wymuszeniami zewnętrznymi

Pracująca maszyna robocza jest źródłem drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te oddziałują na operatora znajdującego się w maszynie, wszystkie podzespoły i podukłady maszyny oraz pośrednio na otaczające środowisko [45, 109, 112, 116, 224]. Ze względu na poprawność działania zaworów hydraulicznych, w które wyposażony jest hydrostatyczny układ napędowy maszyny mobilnej, istotnym zagadnieniem jest identyfikacja drgań mechanicznych, jakim są one poddawane. Występowanie tych drgań powodować może niejednokrotnie zakłócenia w pracy całego układu hydraulicznego maszyny. Jako zakłócenie pracy takiego układu rozumie się pojawienie się zmian w widmie pulsacji ciśnienia [112, 198, 199]. To prowadzić może m.in. do zmniejszenia dokładności pozycjonowania organów wykonawczych, nierównomierności pracy, skrócenia czasu eksploatacji maszyny oraz wzrostu poziomu emitowanego hałasu. Do celów identyfikacji wymuszeń w postaci drgań mechanicznych występujących w układach hydraulicznych posłużyć mogą między innymi badania drgań zbiornika typowego zasilacza hydraulicznego (budowa zasilacza pokazana w następnych rozdziałach), wykonane w warunkach pracy eksploatacyjnej w kierunku ruchu elementu sterującego zamontowanego na nim zaworu hydraulicznego [112, 198, 199]. Na rysunku 2.14 pokazano widmo przemieszczeń \bar{z} górnej płyty badanego zasilacza hydraulicznego. Jak wynika z tego rysunku dominujące częstotliwości zawierają się w zakresie do 100 Hz. Na rysunku 2.15 przedstawiono widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszenia drgań płyty montażowej, na której montowane są zawory układu hydraulicznego.



Rys. 2.14. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań górnej płyty zasilacza hydraulicznego



Rys. 2.15. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszenia drgań płyty montażowej wózka widłowego. Prędkość obrotowa silnika napędowego 800 obr/min [112]

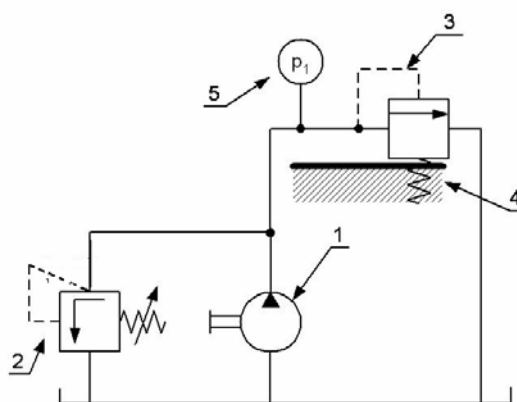
W celu ustalenia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na zmiany w widmie pulsacji ciśnienia w zadanym układzie hydraulicznym przeprowadzono badania. Jako źródła zewnętrznych drgań mechanicznych użyto symulatora liniowego napędu hydrostatycznego – rysunek 2.16, wyposażonego m.in. we wzmacniacz elektrohydrauliczny, jest on w stanie generować drgania mechaniczne o częstotliwości do 100 Hz.

Symulator liniowego napędu hydrostatycznego Hydropax ZY25 jest urządzeniem badawczym układu napędowego o ruchu posuwisto-zwrotnym. Umożliwia on odzwierciedlenie rzeczywistych warunków pracy urządzeń z tego rodzaju napędem hydrostatycznym. Szczegółowy opis zasady działania symulatora zamieszczono w pracach [143, 198, 199].



Rys. 2.16. Symulator hydrauliczny

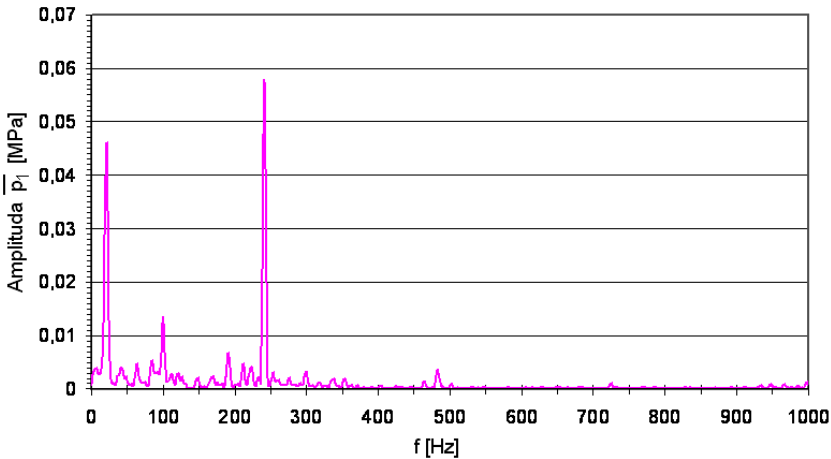
Badania polegały na umieszczeniu w specjalnie zaprojektowanym i wykonanym uchwycie symulatora wybranego zaworu hydraulicznego. Zawór ten następnie poddawany był drganiom mechanicznym od symulatora i rejestrowano przebieg pulsacji ciśnienia w takim układzie hydraulicznym. Kierunek zewnętrznych drgań mechanicznych pokrywał się z kierunkiem ruchu elementu sterującego badanego zaworu. W celu potwierdzenia wpływu drgań podłoża, na którym montowany jest element hydrauliczny na pulsację ciśnienia, przeprowadzono badania doświadczalne w specjalnie zestawionym stanowisku pomiarowym. Schemat stanowiska obrazuje rysunek 2.17. Jako przykład pokazano wyniki analizy widmowej pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym,



Rys. 2.17. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w układzie badawczym zaworu przelewowego:

- 1 – pompa zasilająca układ badawczy rozpatrywanego elementu, 2 – zawór bezpieczeństwa,
- 3 – badany zawór przelewowy DBDH 6 G18/100 firmy Mannesmann – Rexroth umieszczony na stole symulatora,
- 4 – stół symulatora hydraulicznego HYDROPAX ZY25 stanowiący wymuszenie kinematyczne funkcją harmoniczną dla badanego elementu z punktem pomiaru położenia stołu,
- 5 – punkt pomiaru zmiany wartości ciśnienia czujnikiem piezoelektrycznym M101A04 firmy Piezotronice [112, 198]

w którym zawór przelewowy umieszczony był na stole symulatora hydraulicznego i poddawany drganiom o parametrach zbliżonych do parametrów występujących w warunkach rzeczywistych.



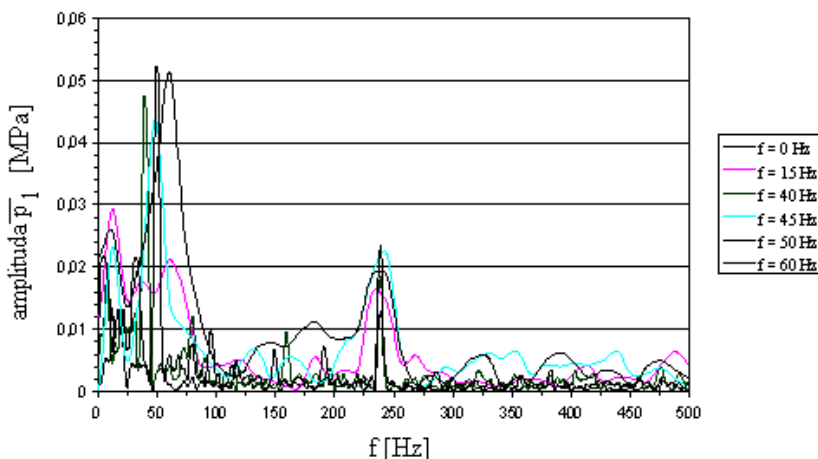
Rys. 2.18. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z zaworem przelewowym wymuszonym z częstotliwością $f = 20$ Hz

Analizując wykres na rysunku 2.19 można zauważyć, że w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia układu hydraulicznego, w którym zawór przelewowy był poddawany drganiom z częstotliwością 20 Hz, obok znacznej amplitudy odpowiadającej podstawowej harmonicznej wynikającej z kinematyki pompy wyporowej (około 250 Hz) istotny jest też poziom amplitudy pulsacji odpowiadający właśnie częstotliwości wymuszenia zewnętrznego.

Na rysunku 2.19 pokazano wyniki badań dla rozdzielacza proporcjonalnego poddanego drganiom na stanowisku – rysunek 2.17. Rozdzielacz proporcjonalny umieszczony był w miejsce zaworu przelewowego.

Przedstawione przykłady rezultatów badań świadczą o występowaniu w maszynach i urządzeniach z napędem hydrostatycznym drgań mechanicznych o szerokim spektrum, w tym również poniżej 100 Hz. Drganiom tym poddawane są również zawory hydrauliczne. Wyniki zbiorcze przedstawione na rysunkach 2.18, 2.19 wykazują, że zewnętrzne drgania mechaniczne powodują zmiany w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z badanymi zaworami. Tłumaczyć to należy tym, że częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych zbliżone są do częstotliwości drgań własnych elementów sterujących: suwak, grzybek, te zaś wpadają wtedy w rezonans. Dla jednostopniowego zaworu przelewowego częstotliwość zewnętrznych drgań mechanicznych, przy których obserwuje się maksymalną amplitudę pulsacji ciśnienia w badanym układzie, wynosi ok. 20 Hz. Natomiast dla rozdzielacza proporcjonalnego i konwencjonalnego (szerszy zakres badań zamieszczono w [143]) odpowiednio: ok. 50 Hz i 30 Hz. Wpływ ten natomiast zanika, gdy kieru-

nek zewnętrznych drgań mechanicznych jest prostopadły do kierunku ruchu elementu sterującego zaworu.



Rys. 2.19. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z rozdzielaczem proporcjonalnym wymuszonym z częstotliwością $f_w = 0, 15, 40, 45, 50$ i 60 Hz. Ciśnienie średnie 2 MPa [112, 198]

2.3. Pulsacja ciśnienia wynikająca ze stanu przejściowego układu hydraulicznego

W układach napędów i sterowań hydrostatycznych często dochodzi do stanów przejściowych, powodowanych wymuszeniem dynamicznym wynikającym z nagłych zmian obciążenia silnika lub siłownika hydraulicznego, bądź zmiany kierunku ruchu lub prędkości przepływu cieczy roboczej powodowanej przez zespół sterowania. W ostatnich latach można zauważyć intensywny rozwój różnego typu systemów sterowania wpływających na parametry stanów nieustalonych hydrostatycznych układów napędowych. Szczególnie należy tu wymienić układy „load sensing” lub sterowane mikroprocesorowo w technice proporcjonalnej [178, 203, 204, 205].

Należy jednak nadmienić, że zarówno ze względu na stosunkowo niski koszt, jak i specyficzne warunki pracy, wiele maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym wyposażonych w pompy stałego wydatku sterowanych jest dławieniowo za pomocą rozdzielaczy konwencjonalnych.

2.3.1. Stan przejściowy bez udziału zaworu maksymalnego

Literatura poświęcona stanom nieustalonym w hydrostatycznych układach napędowych jest stosunkowo bogata [12, 23, 34, 35, 38, 59, 62, 66, 73, 84, 100, 115, 135, 144, 151, 171, 173, 174, 175, 201, 205], z krajowej, kompleksowe podejście do zagadnienia prezentują prace prof. Tomczyka [205] oraz prof. Palczaka [173] i prof. Garba-

cika [59], w których, stosując różne podejście, przedstawiono podstawy tworzenia modeli dynamicznych elementów i układów. Uwzględniając współczesne techniki obliczeniowe, nie jest więc problemem stworzenie i rozwiązanie modelu matematycznego stanów nieustalonych układów hydrostatycznych, nawet rozbudowanych pod względem strukturalnym. Problem istotny tkwi w wiarygodności i przedziale zmienności przyjętych poszczególnych współczynników równań modelu matematycznego. Należy uwzględnić, że układy hydrostatyczne tworzą obiekty o złożonej strukturze fizycznej, w których podstawowe wielkości charakteryzujące układ przyjmują zmienne wartości, np. lepkość czynnika roboczego zmieniająca się z temperaturą i w mniejszym stopniu z ciśnieniem. Pod wpływem drgań zmienia się przepływ przez szczeliny oraz siły tarcia, a więc straty wolumetryczne i opory ruchu. Z tego powodu między innymi te wielkości w rozważaniach analitycznych uwzględnia się poprzez pewnego rodzaju uśrednienie, a odnoszące się do stanów ustalonych. O trafności przyjętych założeń upraszczających, a w efekcie o poprawności rozwiązań analitycznych, decydować powinno zawsze porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń i wyznaczonych doświadczalnie z określonym przedziałem ufności.

W literaturze [54, 59, 62, 84, 115, 144, 151, 173, 201, 205] podawane są modele matematyczne pozwalające określić przebieg podstawowych parametrów podczas rozruchu układu hydrostatycznego przy wymuszeniu skokowym natężeniem przepływu odpowiadającym szybkiemu przesterowaniu rozdzielacza.

Powszechnie przyjętymi wielkościami kryterialnymi opisującymi właściwości dynamiczne układu są:

- współczynnik nadwyżki dynamicznej ciśnienia definiowany jako stosunek różnicy wartości ciśnienia maksymalnego p_{\max} i ciśnienia w stanie ustalonym p_u do wartości ciśnienia w stanie ustalonym, czyli:

$$\varphi_d = \frac{p_{\max} - p_u}{p_u} \quad (2.10)$$

- częstość drgań własnych tłumionych ω_u ,
- zredukowany współczynnik tłumienia ζ_{ω} ,
- czas reakcji τ_u ,
- czas trwania procesu przejściowego t_p .

Przebieg ciśnienia (po przyjęciu parametrów skupionych i założeń upraszczających [205]) opisany jest równaniem różniczkowym liniowym drugiego rzędu, podobnie jak dla jednomasowego ruchu drgającego. Poglądowo przebieg podstawowych parametrów podczas rozruchu układu hydraulicznego lub przekładni hydraulicznej z zaznaczonymi wielkościami kryterialnymi pokazano na rysunku 2.21.

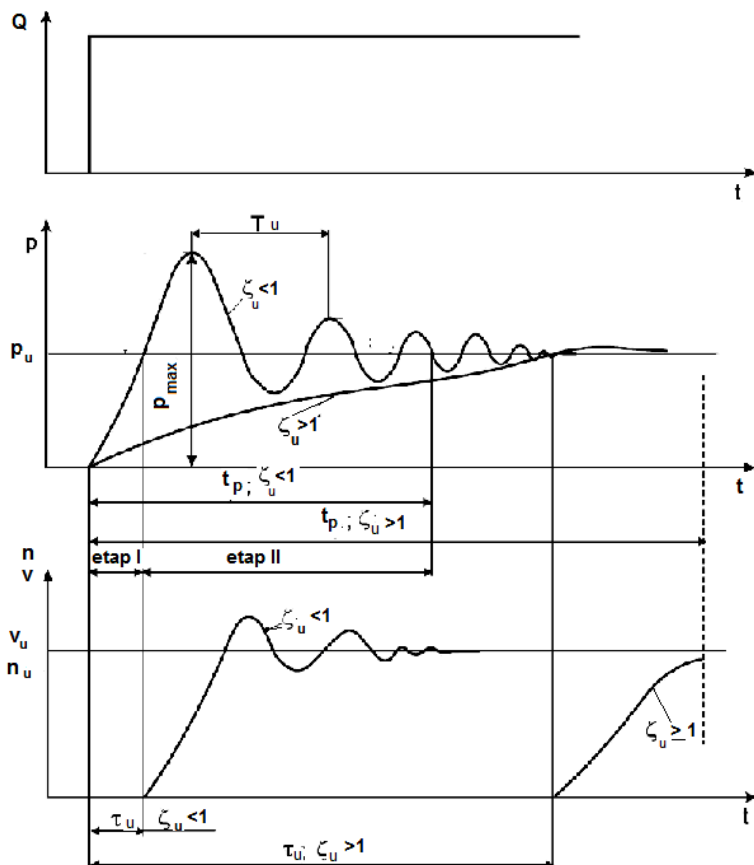
Dla rozpatrywanego układu z pompą stałej wydajności rozruch układu odbywa się w dwóch etapach:

Etap I – obejmuje okres od momentu przesterowania rozdzielacza do chwili, w której w układzie wystąpi ciśnienie p_u o wartości odpowiadającej obciążeniu ze-

wnętrznemu tłok cylindra wraz z obciążeniem znajduje się w tym okresie w spoczynku. $v_c = 0$.

Etap 2 – w którym wszystkie masy układu są w ruchu.

Analiza etapu 1 rozruchu. Warunki początkowe etapu 1: $v_c = 0, t = 0, p = 0$.



Rys. 2.20. Przebieg ciśnienia p , prędkości liniowej v (obrotowej n) przy skokowym wymuszeniu natężenia przepływu Q podczas rozruchu: T_u – okres drgań własnych, τ_u – czas reakcji (zawarty pomiędzy wprowadzeniem wymuszenia a odpowiedzią układu – początek ruchu elementu wykonawczego), ζ_u – zredukowany współczynnik tłumienia, t_p – czas trwania procesu przejściowego, v_u – prędkość liniowa ustalona, n_u – prędkość obrotowa ustalona

Przebieg ciśnienia (po przyjęciu parametrów skupionych i założeń upraszczających), zgodnie z [205], gdy wartość ciśnienia przekroczy wartość w ruchu ustalonym p_u , opisany jest równaniem różniczkowym liniowym drugiego rzędu podobne jak dla jedno masowego ruchu drgającego. Jest to drugi etap rozruchu. Pierwszy etap liczony od momentu wprowadzenia wymuszenia do chwili uzyskania wartości ciśnienia w ruchu ustalonym p_u opisany jest równaniem (2.11) [84]

$$p_I = \frac{Q_{pt}}{a_p} \left(1 - e^{-\frac{a_p}{K_{cu}} t} \right) \quad (2.11)$$

Przebieg ciśnienia w drugim etapie rozruchu, gdy zredukowany współczynnik tłumienia $\zeta_u < 1$ opisuje równanie [84].

$$p_{II} = p_u + \frac{Q_{pt} - p_u a_u}{K_{cu} \omega_u} e^{-\zeta_u \cdot \omega_0 t} \sin \omega_u t \quad (2.12)$$

Poszczególne symbole w równaniu (2.12) określane są wg równań:

- częstość kołowa drgań własnych nie tłumionych

$$\omega_{0u} = \frac{A_T}{\sqrt{K_{cu} m_{zr}}} \quad (2.13)$$

- częstość kołowa drgań tłumionych układu

$$\omega_u = \omega_{0u} \sqrt{1 - \zeta_u^2} = \sqrt{\frac{A_T^2}{m_{zr} K_{cu}} - \left(\frac{m_{zr} a_u + f_u K_{cu}}{2 m_{zr} K_{cu}} \right)^2} \quad (2.14)$$

- zredukowany współczynnik tłumienia

$$\zeta_u = \frac{m_{zr} a_u + f_u K_{cu}}{2 A_T \sqrt{K_{cu} m_{zr}}} \quad (2.15)$$

gdzie: m_{zr} – masa zredukowana, a_u – współczynnik przecieków, A_T – pole powierzchni czynnej tłoka, K_{cu} – pojemność układu, zależna od objętości układu i wartości zastępczego modułu sprężystości objętościowej, f_u – współczynnik tarcia.

Mając do czynienia z napędem obrotowym m_{zr} , zastępujemy J_{zr} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (zredukowany masowy moment bezwładności), a A_T zastępujemy q_s [m^3] (chłonność właściwa silnika).

Charakter rozruchu (oscylacyjny lub asymptotyczny do wartości ciśnienia p_u w stanie ustalonym) zależy od wartości zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_u :

$\zeta_u \leq 1$ – drgania tłumione, rozruch z przeregulowaniem, szybki wzrost ciśnienia,

$\zeta_u > 1$ – narastanie ciśnienia powolne, asymptotycznie do wartości ciśnienia w ruchu ustalonym p_u .

Po uwzględnieniu zależności (2.15) uzyskano warunek określający rozruch bez oscylacji ciśnienia dla układu z silnikiem liniowym:

$$\frac{m_{zr} a_u + f_u K_{cu}}{\sqrt{K_{cu} m_{zr}}} > 2 A_T \quad (2.16)$$

Dla układu z silnikiem hydraulicznym realizującym ruch obrotowy powyższy warunek przyjmuje postać:

$$\frac{J_{zr} a_u + f_{uo} K_{cu}}{\sqrt{K_{cu} J_{zr}}} > 2q_s \quad (2.17)$$

Pomijając współczynnik tarcia f_u , który z natury rzeczy w układach hydrostatycznych przyjmuje małe wartości, a sposób wyznaczania tego współczynnika przedstawiono w [54, 62]), charakter rozruchu określa nierówność dla ruchu liniowego:

$$a_u \sqrt{\frac{m_{zr}}{K_{cu}}} \gg 2 A_T \quad (2.18)$$

a dla ruchu obrotowego:

$$a_u \sqrt{\frac{J_{zr}}{K_{cu}}} \gg 2q_s \quad (2.19)$$

W przypadku gdy lewa strona równania (2.18) i (2.19) jest mniejsza od prawej (<), wtedy rozruch układu jest z przeregulowaniem i występują oscylacje w przebiegu ciśnienia o częstości ω_u (wzór 2.14).

Z przedstawionych zależności wynika, że charakter narastania ciśnienia w momencie włączenia przekładni zależy od czterech podstawowych związanych ze sobą wielkości: współczynnika strat wolumetrycznych a_u , współczynnika uwzględniającego sprężystość cieczy i ścianek elementów układu (kapacytancja K_{cu}), chłonności właściwej silnika q_s (powierzchni czynnej tłoka A_T) oraz zredukowanego masowego momentu bezwładności J_{zr} (m_{zr}) mas napędzanych przez silnik.

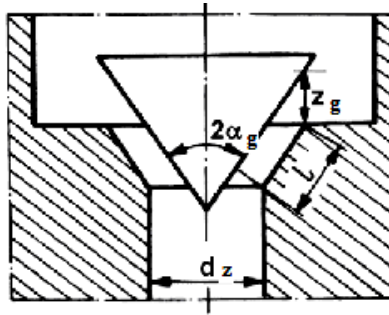
2.3.2. Stan przejściowy z udziałem zaworu maksymalnego

Rozruch układu hydraulicznego z udziałem zaworu maksymalnego szczegółowo opisany jest w opracowaniu autora [54], gdzie stosując model zaworu jako element inercyjny pierwszego rzędu, uzyskano dużą zgodność pomiędzy rozwiązaniem analitycznym rozruchu a wynikami uzyskanymi doświadczalnie. Podobne podejście do tego zagadnienia prezentowane jest w pozycji [205].

W aspekcie wzbudzenia źródeł pulsacji i w konsekwencji hałasu w trakcie rozruchu układu hydraulicznego z udziałem zaworu maksymalnego istotne znaczenie ma określenie częstotliwości własnej zaworu maksymalnego, ponieważ ten parametr jest punktem wyjścia do projektowania elementów tłumienia pulsacji ciśnienia. Zagadnienie określania częstości drgań własnych zaworu maksymalnego, wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na właściwości dynamiczne i statyczne zaworów maksymalnych szeroko przedstawiono w opracowaniach autora [101, 118, 119, 120, 121, 123, 124, 125, 126, 128].

Szczególnie przedmiotem analizy i badań doświadczalnych uczyniono węzeł konstrukcyjne stosowany powszechnie w zaworach wzniosowych (maksymalny, logiczny, rozdzielacz zaworowy itd.) układ gniazdo–grzybek stożkowy. Uzasadnieniem tego jest

to, że rozwiązanie takie jest w praktyce najchętniej stosowany. Potwierdzają to zalety zaworów grzybkowych, wśród których wymienić należy przede wszystkim łatwość wykonania, a więc niski koszt, odporność na zanieczyszczenia oraz dużą szczelność zaworu w stanie zamkniętym. Podstawowy węzeł konstrukcyjny układu grzybek–gniazdo pokazano na rysunku 2.21.



Rys. 2.21. Układ grzybek–gniazdo przyjęty do badań. d_z – średnica gniazda, l – długość tworzącej gniazdo, z_g – wznios grzybka, $2\alpha_g$ – kąt rozwarcia grzybka stożkowego

Ponieważ producenci w swych katalogach nie podają wartości częstości drgań własnych zaworów maksymalnych, ograniczając się do charakterystyk statycznych, autor monografii w swojej pracy doktorskiej opracował formułę pozwalającą na podstawie charakterystyki statycznej, wymiarów geometrycznych i parametrów pracy określić częstotliwość własną zaworu jednostopniowego (pierwszy stopień dwustopniowego) w postaci [120]

$$f_{0z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{W_z \mu_z \pi^2 d_z^2 \sin \alpha_g \sqrt{\frac{2p_1}{\rho_o}}}{4m_{g zr}}} \quad (2.20)$$

gdzie: W_z – współczynnik wzmocnienia zaworu, którego miarą jest tangens nachylenia zlinearyzowanej charakterystyki statycznej $p_1 = f(Q_z)$, μ_z – współczynnik przepływu zaworu, d_z – średnica gniazda zaworu, α_g – kąt między poboczną grzybka a osią symetrii, ρ_o – gęstość czynnika roboczego, p_1 – wartość ciśnienia pracy, $m_{g zr}$ – masa zredukowana równa masie grzybka powiększonej o 1/3 masy sprężyny.

Zależność (2.20) nie uwzględnia wpływu konstrukcji układu hydraulicznego, w którym zamontowany jest zawór, a dokładniej – efektu ściśliwości medium roboczego i przewodów. Ściśliwość w obliczeniach dynamicznych hydrostatycznych układów napędowych, po przyjęciu parametrów skupionych, ujmuje się w postaci współczynnika K_{cu} nazywanego pojemnością, a będącego stosunkiem objętości V_u zajmowanej przez ciecz w układzie do zastępczego modułu sprężystości objętościowej β_z przewodów i cieczy, czyli:

$$K_{cu} = \frac{V_u}{\beta_z} \quad (2.21)$$

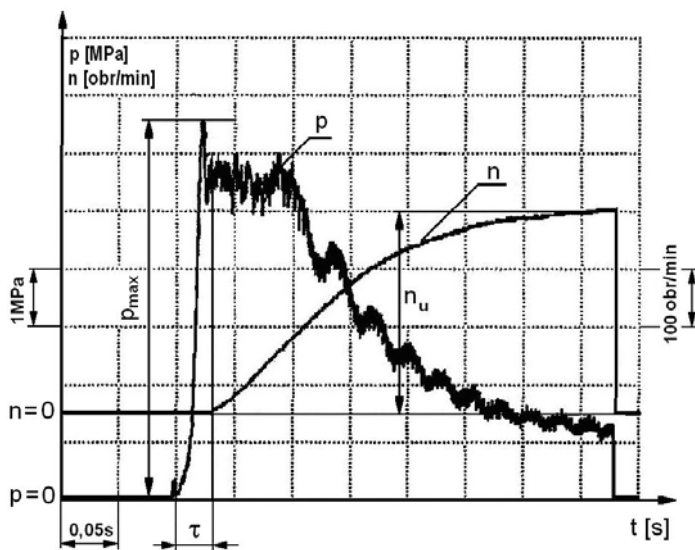
Przyjęcie stałej wartości pojemności pozwala na analogię mechaniczną obwodu hydraulicznego w postaci więzi sprężystej o zredukowanej sztywności c_u określonej wyrażeniem:

$$c_u = \frac{S_{0g}^2 \beta_z}{V_u} \quad (2.22)$$

gdzie: $S_{0g} = \frac{\pi d_z^2}{4}$ – powierzchnia czynna grzybka. (2.23)

Po uwzględnieniu efektu ściśliwości za pomocą sztywności zredukowanej c_u , która ze sztywnością sprężyny mechanicznej zaworu tworzy układ równoległy, częstotliwość drgań własnych nietłumionych jednostopniowego zaworu maksymalnego opisuje zależność [120]:

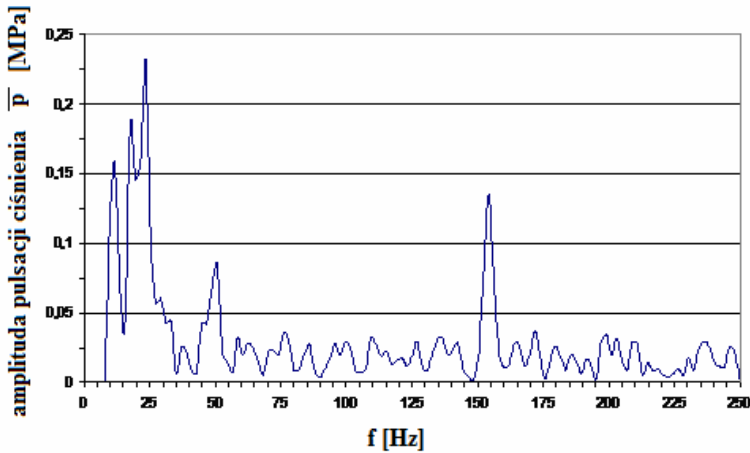
$$f'_{0z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{W_z \mu_z \pi^2 d_z^2 \sin \alpha_g \sqrt{\frac{2p_1}{\rho_0}} + \frac{S_{0g}^2 \beta_z}{V_u m_{gZR}}}{4m_{gZR}}} \quad (2.24)$$



Rys. 2.22. Przebieg ciśnienia p i prędkości obrotowej n_s wałka silnika w funkcji czasu t podczas rozruchu przekładni hydrostatycznej mechanizmu obrotu żurawia samochodowego:

$$Q = 0,20 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}, K_c = 0,27 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N}$$

Przykład pulsacji ciśnienia w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego i przebiegu czasowego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej stosowanej w mechanizmie obrotu żurawia samochodowego z udziałem zaworu maksymalnego [84] pokazano na rysunkach 2.22 i 2.23.



Rys. 2.23. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia podczas procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej z udziałem zaworu maksymalnego

Z rysunku 2.23 wynika, że istotne amplitudy pulsacji ciśnienia zawierają się w granicach 5–25 Hz i 160 Hz. Pierwszy zakres wynika z właściwości rezonansowych zaworu przelewowego $f_{0z} = 25$ Hz określonej według (2.24) i częstotliwości własnej mechanizmu obrotu, natomiast drugi zakres jest konsekwencją pulsacji wydajności pompy wielotłoczkowej typu PNZ 25, która to pompa była zainstalowana w badanej przekładni. Należy zaznaczyć, że zakres występujących częstotliwości, wynikających zarówno z właściwości dynamicznych zaworu maksymalnego, jak i układu mechanizmu obrotu żurawia samochodowego w trakcie rozruchu, pokrywa szczególnie niebezpieczny zakres małych częstotliwości będących źródłem infradźwięków.

3. Metody obliczeń i modelowania nieustalonego przepływu cieczy w przewodach hydraulicznych

W układach napędów i sterowań hydrostatycznych często dochodzi do stanów przejściowych, powodowanych wymuszeniem dynamicznym wynikającym z nagłych zmian obciążenia silnika lub siłownika hydraulicznego, bądź zmiany kierunku ruchu lub prędkości przepływu cieczy roboczej powodowanej przez zespół sterowania [35, 54, 59, 73, 77, 84, 171, 173, 175]. Dokładne poznanie przebiegów dynamicznych w tych stanach jest w wielu przypadkach bardzo pożądane. Można tu wymienić przypadek projektowania układów automatycznej regulacji lub analizę wytrzymałościową przewodów [163, 177] i innych elementów układu hydraulicznego, a także zagadnienia związane z wyciszaniem układów napędowych.

Podczas badania stanów przejściowych szczególną uwagę należy zwrócić na przypadek, gdy mamy do czynienia z hydrauliczną linią długą [2, 3, 192, 212, 235], a więc gdy długość przewodu jest rzędu długości propagowanej w nim fali ciśnienia, bądź jest od niej większa [3]. Dindorf [35] zaleca nawet, aby przewód hydrauliczny traktować

jako linię długą już wtedy, gdy spełniony jest warunek $\lambda_f \leq \frac{c_0}{10f_{\max}}$ (λ_f – długość

fali, c_0 – prędkość propagacji fali ciśnienia w przewodzie, f_{\max} – maksymalna częstotliwość wymuszeń). Wówczas przewód taki traktuje się jako element układu o parametrach rozłożonych, a więc należy uwzględnić fakt, że zmiany ciśnienia i natężenia przepływu rozchodzą się wzdłuż osi przewodów ze skończoną prędkością w postaci fal bieżących i odbitych [1, 3, 137, 179]. W literaturze powszechnie stosowane są dwie, zasadniczo różne metody opisu przebiegów nieustalonych w układach z hydrauliczną linią długą. Pierwsza traktuje linię długą jako dwuwrotny element układu o dwóch wejściach i dwóch wyjściach: ciśnienie i natężenie przepływu, czyli jako tak zwany czwórnik hydrauliczny. Ponieważ założono na wejściu wymuszenie harmoniczne, więc jest to metoda badań przebiegów częstotliwościowa. Druga metoda polega na badaniu procesów przejściowych w funkcji czasu.

3.1. Równania podstawowe niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach hydraulicznych

Podczas wyprowadzania równań niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach zamkniętych przyjmowane są powszechnie następujące założenia upraszczające [236]:

- przepływ osiowosymetryczny,
- siły masowe działające na ciecz w przewodzie są pomijalnie małe,
- wpływ wlotowego i wylotowego odcinka przewodu jest pomijalny,
- ścianki przewodu odkształcają się w zakresie stosowności prawa Hooke'a,
- promień wewnętrzny przewodu jest stały,
- ciecz jest newtonowska,
- ciecz jest ściśliwa,
- zmiany temperatury cieczy są pomijalne, tak że można traktować przepływ jako izotermiczny i przyjmując stałą lepkość cieczy,
- zmiany przestrzenne gęstości cieczy są pomijalne w stosunku do zmian gęstości w czasie,
- stały rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym przewodu,
- średnia prędkość cieczy jest dużo mniejsza od prędkości dźwięku w przewodzie.

Dla podanych założeń ruch cieczy (laminarny i turbulentny) opisują równania [236]:

– równanie ruchu w kierunku osi z

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r v_t \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \quad (3.1)$$

– równanie ciągłości

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_o c_o^2 \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) = 0 \quad (3.2)$$

gdzie: v_z – chwilowa prędkość cieczy w przewodzie w kierunku osiowym, v_r – chwilowa prędkość cieczy w przewodzie w kierunku promieniowym, p – chwilowe ciśnienie cieczy, ν – kinematyczny współczynnik lepkości molekularnej, v_t – kinematyczny współczynnik lepkości turbulentnej, ρ_o – ustalona gęstość cieczy, z – współrzędna osiowa przewodu, r – współrzędna promieniowa przewodu, c_o – prędkość propagacji fali ciśnienia, t – czas.

W przypadku ruchu turbulentnego v_z i p przedstawiają wielkości uśrednione według reguł Reynoldsa [236].

W przypadku ruchu laminarnego kinematyczny współczynnik lepkości turbulentnej v_t przyjmuje wartość zerową, a więc ostatni składnik równania (3.1) zanika.

Całkując równania (3.1) i (3.2) po przekroju poprzecznym przewodu, otrzymuje się układ równań, który może być przedstawiony następująco [169, 227, 236]:

$$\rho_o \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{2}{R} \tau_w = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_o c_o^2 \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

gdzie: $v = v(z, t)$ – prędkość cieczy, średnia w przekroju poprzecznym przewodu, $p = p(z, t)$ – ciśnienie średnie w przekroju poprzecznym przewodu, R – promień wewnętrzny przewodu, τ_w – naprężenie styczne na ścianie przewodu.

Występujące w równaniu (3.3) wyrażenie $f(t) = \frac{2}{R} \tau_w$ przedstawia spadek ciśnienia na jednostkę długości z powodu tarcia.

3.2. Metody symulacji przepływów niestacjonarnych w układach hydraulicznych

Spośród metod współcześnie stosowanych do symulacji przepływów niestacjonarnych w układach hydraulicznych z linią długą należy wymienić takie, jak:

- metoda charakterystyk [5, 29, 59, 137, 164, 227],
- metoda objętości skończonych [75, 85, 150, 187, 240],
- metoda elementów skończonych [92, 193],
- metoda operatorowa (odwrotne przekształcenie Laplace'a) [6, 184, 222, 229, 234],
- metoda grafów [34, 59, 61],
- metoda segmentowego modelowania parametrami skupionymi (Simhydraulics – Matlab) [243].

Z wymienionych metod umożliwiających rozwiązanie równań różniczkowych cząstkowych opisujących przepływ nieustalony, na szczególną uwagę zasługuje tzw. metoda charakterystyk (MOC), która doskonale interpretuje istotę fizyczną zjawiska przepływu nieustalonego, a przy tym charakteryzuje się szybką zbieżnością, łatwością uwzględniania zróżnicowanych warunków brzegowych, jak i dużą dokładnością wyników obliczeń.

Powyższe równania są quasi-jednowymiarowymi równaniami typu hiperbolicznego. Wykorzystując metodę charakterystyk, układ równań (3.3), (3.4) może być przekształcony w parę równań różniczkowych zwyczajnych [6, 10, 15, 59, 148]. W ten sposób otrzymujemy [2, 5, 59, 148, 236]:

$$\frac{dv}{dt} \pm \frac{1}{c_o \rho_o} \frac{dp}{dt} + \frac{2\tau_w}{\rho_o R} = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{dz}{dt} = \pm c_o \quad (3.6)$$

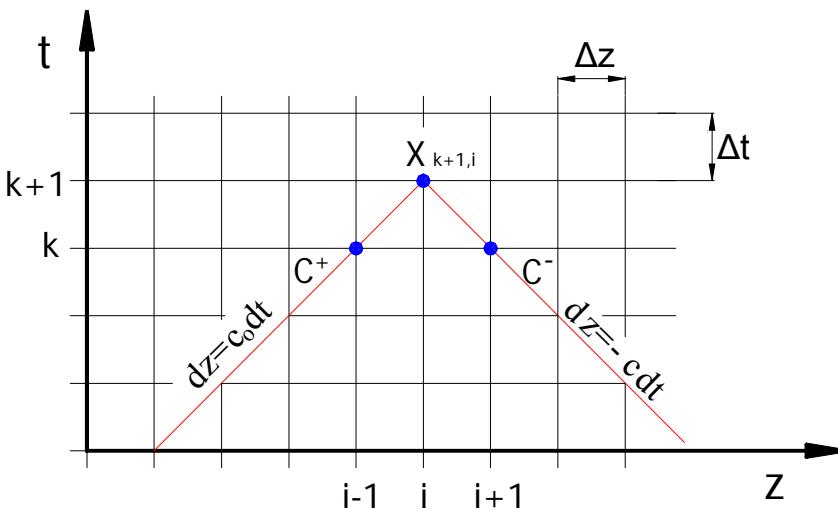
Równania (3.6) nazywamy równaniami charakterystyk, natomiast równania (3.5) równaniami zgodności. Można je zapisać w postaci następującego układu równań:

$$C^+ \begin{cases} \frac{dv}{dt} + \frac{1}{c_o \rho_o} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{\rho_o} f(t) = 0 & (3.7) \\ \frac{dz}{dt} = c_o & (3.8) \end{cases}$$

$$C^- \begin{cases} \frac{dv}{dt} - \frac{1}{c_o \rho_o} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{\rho_o} f(t) = 0 & (3.9) \\ \frac{dz}{dt} = -c_o & (3.10) \end{cases}$$

Powyższy układ jest układem zamkniętym. Szukanymi funkcjami są prędkość przepływu v i ciśnienie p . Natomiast spadek hydrauliczny na jednostkę długości, w najczęściej stosowanych modelach, jest uzależniony od prędkości przepływu bądź od prędkości przepływu i czasu t .

Równania charakterystyk oraz równania zgodności można zinterpretować graficznie na tak zwanej siatce planu (droga–czas) przedstawionej na rysunku 3.1. Na siatce tej równania zgodności opisują poszukiwane funkcje w dowolnym zadanym punkcie swojej charakterystyki (charakterystyki dodatniej C^+ opisanej przez równanie (3.7) i ujemnej C^- opisanej przez równanie (3.9)). Innymi słowy, linie charakterystyczne reprezentują trajektorie rozchodzenia się zaburzeń powstałych w dowolnym punkcie rozpatrywanego układu z uwzględnieniem czasu ich propagacji.



Rys. 3.1. Siatka charakterystyk do obliczeń numerycznych

Punkty wynikające z przecięcia się charakterystyk nazywamy punktami węzłowymi. Zakładając stałą prędkość propagacji fali ciśnienia (prędkość dźwięku) c_0 oraz pomijalnie małą prędkość przepływu cieczy w porównaniu z prędkością propagacji fali ciśnieniowej krzywe charakterystyczne są liniami prostymi. Tworzą one, przy przyjętej skończonej wartości przyrostu drogi, tak zwaną siatkę prostokątną [164].

Liczbowe rozwiązanie układu równań (3.7)–(3.10) sprowadza się do obliczenia, w każdym z punktów węzłowych, kolejnego kroku czasowego $X_{k+1,i}$ wartości szukanych wielkości (ciśnienia $p_{k+1,i}$ i prędkości przepływu $v_{k+1,i}$) na podstawie znanych wartości w poprzednich krokach czasowych.

W analizie złożonych układów hydraulicznych należy pamiętać, że każdy przewód ma własną siatkę charakterystyk, w której długość kroku czasowego zależna jest od prędkości propagacji fali, długości przewodu oraz liczby odcinków pomiarowych. Dlatego należy zwrócić szczególną uwagę na zapewnienie zgodności węzłów na wspólnych brzegach siatki, która jest warunkiem otrzymania poprawnych wyników.

W celu numerycznego scałkowania układu równań (3.7) i (3.10) można aproksymować występujące w nich pochodne funkcji schematami różnicowymi [199]. W pracach [29, 227] udowodniono, że aproksymowanie pochodnych schematem różnicowym pierwszego rzędu, co się wiąże założeniem liniowości funkcji p i v w przedziale Δt , daje dostatecznie dobre wyniki pod warunkiem zachowania małego kroku czasowego, a co za tym idzie stosunkowo małych długości odcinków obliczeniowych. Należy być jednak ostrożnym w przypadku dużych wartości strat tarcia, gdyż aproksymacja różnicami pierwszego rzędu może dawać niestabilne rozwiązania [29]. Ponadto, w przypadku gdy stosujemy w obliczeniach schematy interpolacyjne, a tym samym liczba Couranta (określana jako $C_n = c_0 \Delta t / \Delta z$ [28]) $C_n \neq 1$ dochodzi do tak zwanego rozmycia przebiegu fali uderzeniowej [28, 227]. W takich przypadkach należy albo znacznie zmniejszyć wartość kroku czasowego Δt , albo stosować aproksymację drugiego rzędu [29, 227].

Jak udowodniono w pracy [28], stosowanie aproksymacji różnicowej drugiego rzędu w przypadku obliczeń, gdzie liczba Couranta jest równa jedności ($C_n = 1$), nie wnosi znaczącej poprawy wyników. W przypadku gdy liczba Couranta jest mniejsza od jedności ($C_n < 1$), uzyskuje się pewną poprawę wyników w zależności od przyjętej metody aproksymacji drugiego rzędu. Generalnie, aproksymacja drugiego rzędu umożliwia przy mniejszej liczbie punktów węzłowych w siatce do obliczeń numerycznych uzyskanie takiej samej dokładności jak aproksymacja pierwszego rzędu [28]. Pozwala to na skrócenie czasu symulacji numerycznej, szczególnie w przypadku skomplikowanych układów hydraulicznych [28].

Równania (3.7) i (3.10) w literaturze najczęściej aproksymowane są schematem różnicowym pierwszego rzędu. Pozwala to, po prostych przekształceniach, na napisanie układu równań algebraicznych pozwalających na obliczenie szukanych średnich w przekroju poprzecznym chwilowych wartości ciśnień oraz prędkości przepływu.

Formalnie, całkowanie równań zgodności wzdłuż odpowiednich charakterystyk C^+ i C^- przedstawić można następująco:

$$C^+ : \int_{v_{k,i-1}}^{v_{k+1,i}} dv + \frac{1}{c_o \rho_o} \int_{p_{k,i-1}}^{p_{k+1,i}} dp + \frac{1}{\rho_o} \int_{t_{k,i-1}}^{t_{k+1,i}} f(t) dt = 0 \quad (3.11)$$

$$C^- : \int_{v_{k,i+1}}^{v_{k+1,i}} dv - \frac{1}{c_o \rho_o} \int_{p_{k,i+1}}^{p_{k+1,i}} dp + \frac{1}{\rho_o} \int_{t_{k,i+1}}^{t_{k+1,i}} f(t) dt = 0 \quad (3.12)$$

Zastosowanie aproksymacji różnicowej pierwszego rzędu:

$$\int_{x_0}^{x_1} f(x) dx \approx f(x_0)(x_1 - x_0) \quad [200] \text{ do całkowania równań (3.11) i (3.12),}$$

pozwala na napisanie następujących zależności:

$$C^+ : (v_{k+1,i} - v_{k,i-1}) + \frac{1}{c_o \rho_o} (p_{k+1,i} - p_{k,i-1}) + \frac{1}{\rho_o} f(t)_{(k,i-1)} \Delta t = 0 \quad (3.13)$$

$$C^- : (v_{k+1,i} - v_{k,i+1}) - \frac{1}{c_o \rho_o} (p_{k+1,i} - p_{k,i+1}) + \frac{1}{\rho_o} f(t)_{(k,i+1)} \Delta t = 0 \quad (3.14)$$

Należy zaznaczyć, iż takie podejście wyraża tylko te przypadki przepływu, w których mamy do czynienia z przewodem odkształcalnym w zakresie stosowalności prawa Hooke'a oraz gdy ciecz jednofazowa (nie zawierająca pęcherzy gazowych), posiadająca stosunkowo duży moduł sprężystości objętościowej przepływa z niewielką prędkością w stosunku do prędkości propagacji fali ciśnienia, pokonuje przy tym niewielkie różnice poziomów cieczy.

W przepływach, gdzie występują duże prędkości przepływu i małe prędkości rozchodzenia się fali ciśnieniowej, przyspieszenie konwekcyjne nie może być pominięte [5, 72]. Gdy dodatkowo występują zmiany prędkości rozchodzenia się fali wzdłuż przewodu, w tych przypadkach linie charakterystyczne C^+ i C^- nie są liniami prostymi. Należy wówczas stosować schematy interpolacyjne [5, 59, 227]. W pracy [5] metody interpolacyjne, jako rozszerzenie metody charakterystyk, zostały szeroko opisane, jak również udowodniono, iż interpolacja po czasie jest korzystniejsza od interpolacji po długości.

Ogólnie rzecz biorąc, metoda charakterystyk jest wystarczająco dokładnym sposobem określania parametrów ruchu niestacjonarnego pod warunkiem zachowania następujących kryteriów [5, 72, 164]:

- zgodności aproksymacji różnicowej, czyli zgodności układu równań różnicowych, z zachowaniem małych kroków przestrzennych i czasowych z układem różniczkowym,
- dokładności i zbieżności rozwiązywania numerycznego.

Można tu wyodrębnić dwa rodzaje błędów:

- a) błąd „obciążenia” wynikający z przybliżenia równań różniczkowych równaniami różnicowymi,
- b) błąd „zaokrąglenia” wynikający z zapisu zmiennej w pamięci komputera.

Zbieżność metody wymaga, aby przy zagęszczaniu węzłów obliczeniowych wyniki zdążyły do rozwiązania dokładnego, a więc, aby błędy dążyły do zera, lub stabilności, czyli tendencji do wytlumienia dowolnego przypadkowego zakłócenia rozwiązania pojawiającego się w czasie obliczeń (np. błędu zaokrąglenia).

Zgodnie z kryterium Couranta–Lewy’ego [5, 28, 164, 227] warunkiem osiągnięcia stabilności metody charakterystyk jest spełnienie kryterium w odniesieniu do kroku czasowego Δt w postaci:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta z}{\max(v + c_o)} \quad (3.15)$$

- efektywności, czyli przeprowadzenia jak najmniejszej liczby operacji arytmetycznych, logicznych i operacji zapamiętywania, jakie musi przeprowadzić komputer w celu otrzymania rozwiązania na jednym kroku czasowym danego zagadnienia; ma to oczywiście ścisły związek z czasem obliczeń komputerowych.

W pracy [5] podkreślono, iż należy mieć świadomość, że błędy metody numerycznej nakładają się na niedokładność modelu. Jest oczywiste, że przy dużych uproszczeniach modelu (jakim może być na przykład stosowanie quasi-ustalonych strat tarcia w obliczaniu przebiegów przejściowych lub zbyt niedokładne oszacowanie prędkości propagacji fali ciśnieniowej) matematyczna i komputerowa niedoskonałość rozwiązania może mieć drugorzędne znaczenie. Dlatego nie należy oceniać poprawności metody numerycznej przez porównanie danych doświadczalnych z wynikami symulacji komputerowej. Należy wyraźnie odróżnić dokładność modelu matematycznego od dokładności sposobu rozwiązania.

Aby uzyskać jednoznaczne rozwiązanie układu równań (3.7)–(3.10), musi być określone tak zwane zagadnienie Cauchy’ego, a więc dodatkowo należy wyznaczyć warunki graniczne. Na temat warunków granicznych bardziej szczegółowe informacje można uzyskać w literaturze [5, 55, 164].

W wyniku aproksymowania układu równań (3.7)–(3.10) schematem różnicowym pierwszego rzędu otrzymano układ równań algebraicznych. Odpowiednie przekształcenie tego układu pozwala na obliczenie szukanych średnich w przekroju poprzecznym chwilowych ciśnień p oraz prędkości przepływu v :

- dla wewnętrznych punktów węzłowych siatki charakterystyk:

$$p_{k+1,i} = 0,5 \left[(p_{k,i-1} + p_{k,i+1}) + \rho_o c_o (v_{k,i-1} - v_{k,i+1}) + \frac{2c_o \Delta t}{R} (\tau_{w(k,i+1)} - \tau_{w(k,i-1)}) \right] \quad (3.16)$$

$$v_{k+1,i} = 0,5 \left[(v_{k,i-1} + v_{k,i+1}) + \frac{1}{\rho_o c_o} \left[(p_{k,i-1} - p_{k,i+1}) + \frac{2c_o \Delta t}{R} (\tau_{w(k,i+1)} + \tau_{w(k,i-1)}) \right] \right] \quad (3.17)$$

- dla brzegowych punktów węzłowych siatki charakterystyk:
 - przypadek gdy z lewej strony siatki charakterystyk określona jest prędkość przepływu v , a z prawej ciśnienie p :

$$p_{k+1,1} = p_{k,2} + \rho_o c_o \left[(v_{k+1,1} - v_{k,2}) + \frac{2\Delta t}{\rho_o R} \tau_{w(k,2)} \right] \quad (3.18)$$

$$v_{k+1,h+1} = v_{k,h} + \frac{1}{\rho_o c_o} (p_{k,h} - p_{k+1,h+1}) - \frac{2\Delta t}{\rho_o R} \tau_{w(k,h)} \quad (3.19)$$

- przypadek gdy z lewej strony siatki charakterystyk określone jest ciśnienie p , a z prawej prędkość przepływu v :

$$v_{k+1,1} = v_{k,2} + \frac{1}{\rho_o c_o} (p_{k+1,1} - p_{k,2}) - \frac{2\Delta t}{\rho_o R} \tau_{w(k,2)} \quad (3.20)$$

$$p_{k+1,h+1} = p_{k,h} + \rho_o c_o \left[(v_{k,h} - v_{k+1,h+1}) - \frac{2\Delta t}{\rho_o R} \tau_{w(k,h)} \right] \quad (3.21)$$

gdzie: $i = 2, 3, \dots, h$, $k = 1, 2, \dots, m$, m – liczba kroków czasowych, h – liczba odcinków obliczeniowych wzdłuż linii hydraulicznej.

3.3. Modele oporów hydraulicznych w przewodach układów hydrostatycznych podczas przepływu niestacjonarnego

Chwilowe naprężenie styczne na ściance przewodu τ_w może być przedstawione w postaci sumy wielkości quasi-ustalonej τ_{wq} i zmiennej w czasie wielkości τ_{wn} [217],

$$\tau_w = \tau_{wq} + \tau_{wn}. \quad (3.22)$$

W przypadku gdy w modelu chcemy uwzględnić jedynie model quasi-ustalonego tarcia [200], wówczas drugi składnik w powyższym równaniu (3.22) pomijamy. Pozostaje więc $\tau_w = \tau_{wq}$.

Należy podkreślić, że obecnie w licznych pracach stosowane są w obliczeniach stanów nieustalonych w przewodach quasi-ustalonych modele oporów tarcia [34, 59, 65, 161, 164, 200, 225]. Jednakże jest to słuszne w przypadku powolnych zmian prędkości, dotyczy to małych częstotliwości wymuszeń bądź niewielkich przyspieszeń cieczy.

3.3.1. Modelowanie quasi-ustalonych strat tarcia

Wielkość τ_{wq} wyznacza się na podstawie przekształconej formuły Darcy'ego-Weisbacha [169]:

$$\tau_{wq} = \frac{1}{8} \lambda \rho_o v |v| \quad (3.23)$$

gdzie: λ – bezwymiarowy współczynnik oporów liniowych (strat tarcia).

W przypadku przepływu laminarnego ($Re \leq Re_{kq}$, gdzie $Re_{kq} = 2320$) współczynnik oporów liniowych obliczany jest z prawa Hagea–Poiseuille’a [72, 171, 208]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.24)$$

Podczas przepływu laminarnego warstwa strumienia wypełnia chropowate zagłębienia przewodu, tworząc gładką powierzchnię, po której przepływa ciecz. Potwierdzone to zostało licznymi badaniami eksperymentalnymi. A więc, w tym rodzaju przepływu opór hydrauliczny nie zależy od chropowatości ścian rurociągu [72].

W przypadku przepływu turbulentnego ($Re \geq Re_{kq}$) współczynnik strat tarcia dla rur chropowatych wyraża się zależnością Colebrooka–White’a [72]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \ln \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,71} \right) \quad (3.25)$$

gdzie ε – chropowatość względna wewnętrznych ścian rurociągu.

Dla rur hydraulicznie gładkich wzór przyjmuje postać wzoru Prandtla–Karmana [152]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0,869 \log(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (3.26)$$

Wyniki doświadczalne [72] wykazują, że wzór ma bardzo dobrą zgodność dla dowolnie dużych liczb Reynoldsa.

W przypadku liczb Reynoldsa $< 8 \cdot 10^4$ powyższa zależność może być aproksymowana zależnością Blassiusa [12, 72]:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.27)$$

3.3.2. Modele niestacjonarnych strat tarcia

Niestacjonarne modele strat tarcia ogólnie można podzielić na trzy grupy [19, 207]:

- modele zależne od chwilowych pochodnych prędkości w przekroju poprzecznym przewodu,
- modele wykorzystujące teorię termodynamiki procesów nieodwracalnych,
- modele zależne od historii zmian prędkości przepływu w danym przekroju przewodu (przyspieszeń lokalnych płynu).

Pierwsza grupa modeli uzależnia chwilowy współczynnik strat od różnych chwilowych wartości:

- średniej prędkości przepływu [33],
- pochodnej lokalnej prędkości przepływu [20, 68, 149, 188, 195],
- pochodnej konwekcyjnej prędkości przepływu [20, 21, 22, 219].

Najbardziej zaawansowanym w tej grupie modeli jest model Brunone [20], który został ostatecznie poprawiony przez Vitkovsky i in. [16, 219]:

$$\tau_w = \tau_{wq} + k_n \frac{\rho_o D}{4\nu|v|} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + c_o \frac{|v|}{v} \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right) \quad (3.28)$$

gdzie: k_n – według Brunone współczynnik wyznaczany empirycznie, natomiast według autorów [219] k_n jest zależne od liczby Re i może być opisane wyrażeniem:

$$k_n = \frac{1}{2\sqrt{B^*}} \quad (3.29)$$

gdzie: B^* – współczynniki występujący w funkcji wagi dla przepływu turbulentnego według Vardy–Brown [215, 217,] (podczas przepływu laminarnego $B^* = 210$; podczas przepływu turbulentnego $B^* = Re^\kappa/12,86$; $\kappa = \log_{10}(15,29/Re^{0,0567})$).

Drugą grupę modeli, bazująca na termodynamice procesów nieodwracalnych, badał m.in. Axworthy [10] i inni. Podejście to opiera się na równaniu bilansu entropii, w którym produkcja entropii jest miarą dyssypacji energii. Rozważania autorów prowadzą do następującej zależności [10]:

$$\tau_w = \tau_{wq} + k_T \frac{\rho_o D}{4} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.30)$$

gdzie: k_T – fenomenologiczny współczynnik reprezentujący częstotliwość (lub czas relaksacji).

Warto podkreślić, iż jest to współczynnik zmieniający się w czasie i przestrzeni (nie jest stały). Jego wartość i zmienność należy wyznaczyć doświadczalnie, D – średnica przewodu.

Ostatnia grupa modeli niestacjonarnego tarcia to modele, które uzależniają niestacjonarny składnik naprężenia stycznego na ścianie przewodu od historii przyspieszeń lokalnych płynu. Charakteryzują się one nie tylko wysoką zgodnością stopnia tłumienia fali ciśnieniowej, ale również dokładnie odzwierciedlają kształt jej przebiegu [10]. Modele te wykazują zgodność z danymi doświadczalnymi [2, 3, 4, 5, 235, 241].

3.3.2.1. Modele dla przepływu laminarnego

a) Model Zielke [242]:

W swoim modelu Zielke [242] wykorzystał związek opisujący impedancję linii hydraulicznej w funkcji częstotliwości:

$$Z_0(s) = \frac{\frac{\rho_o s}{\pi R^2}}{1 - \frac{2J_1\left(jR\sqrt{\frac{s}{\nu}}\right)}{jR\sqrt{\frac{s}{\nu}}J_0\left(jR\sqrt{\frac{s}{\nu}}\right)}} \quad (3.31)$$

gdzie: s – operator przekształcenia Laplace’a, ν – współczynnik lepkości kinematycznej, J_0, J_1 – funkcje Bessela pierwszego rodzaju rzędu 0 i 1, j – jednostka urojona.

W wyniku odwrotnego przekształcenia Laplace’a Zielke [242] otrzymał zależność na chwilowe naprężenie styczne na ścianie przewodu w postaci:

$$\tau_w(t) = \frac{4\mu}{R} \nu + \frac{2\mu}{R} \int_0^t w(t-u) \frac{\partial \nu}{\partial t}(u) du \quad (3.32)$$

gdzie: $w(t)$ – funkcja wagi, u – czas w całce spłotowej.

Wyrażenie to ma postać zgodną ze wzorem (3.22), a więc pierwszy składnik:

$$\tau_{wq} = \frac{1}{8} \lambda \rho_o \nu |v|, \text{ po wstawieniu zależności (3.24) wynosi } \tau_{wq} = \frac{4\mu}{R} \nu.$$

Drugi składnik opisuje wpływ niestacjonarności przepływu na naprężenie styczne. Jest on całką spłotową z chwilowego przyspieszenia cieczy i pewnej funkcji wagowej $w(\hat{t})$.

Funkcja wagi w modelu Zielke ma następującą postać:

$$w(\hat{t}) = \sum_{i=1}^6 m_i \hat{t}^{(i-2)/2} \quad \text{dla } \hat{t} \leq 0,02 \quad (3.33a)$$

$$w(\hat{t}) = \sum_{i=1}^5 e^{-n_i \cdot \hat{t}} \quad \text{dla } \hat{t} > 0,02 \quad (3.33b)$$

gdzie: $\hat{t} = \nu t / R^2$ – bezwymiarowy czas, współczynniki m_i, n_i przyjmują następujące wartości:

$$m_i = 0,28209; -1,25; 1,05778; 0,93750; 0,396696; -0,351563$$

$$n_i = 26,3744; 70,8493; 135,0198; 218,9216; 322,5544.$$

Zielke przedstawił również numeryczną aproksymację zmiennego w czasie składnika chwilowego naprężenia stycznego na ścianie przewodu τ_{wn} (drugi składnik w wyrażeniu (3.32)) w następującej postaci:

$$\tau_{wn} = \frac{2\mu}{R} \sum_{j=1,3,\dots}^{n-2} (v_{i,j+2} - v_{i,j}) w((n-1-j)\Delta t) = \frac{2\mu}{R} \sum_{j=1,3,\dots}^{n-2} (v_{i,n-j+1} - v_{i,n-j-1}) w(j\Delta t) \quad (3.34)$$

gdzie: i – numer kolejnego odcinka obliczeniowego przewodu zmieniający się od 1 do h , j – numer czasowego kroku obliczeniowego zmieniający się co 2 od 1 do n dla $n \geq 3$.

b) Model Zarzyckiego [235]

W modelu Zarzyckiego niestacjonarne naprężenie styczne na ścianie przewodu τ_{wn} w równaniu (3.32) opisane jest zależnością podobną jak w modelu Zielke (242), z tą różnicą, że funkcja wagowa $w(\hat{t})$ ma inną matematyczną postać:

$$w(\hat{t}) = C_1 \hat{t}^{-0.5} + C_2 e^{-m\hat{t}} \quad (3.35)$$

gdzie: $C_1 = 0,2812$; $C_2 = -1,5821$; $m = 8,8553$.

Wyniki funkcji wagi uzyskane z podanego modelu [235, 236, 237, 238] są zbieżne z wynikami modelu Zielke [242]. Propozycja obliczeń numerycznych splotu przedstawiona przez Zielke (równanie (3.34)) prowadzi do dokładnych wyników, jednak jest ona niezwykle obciążająca komputer (czas obliczeń rośnie wykładniczo wraz ze wzrostem liczby kroków czasowych). Dlatego też model ten doczekał się wielu tzw. efektywnych aproksymacji. Modele efektywne polegają w pierwszej kolejności na aproksymacji funkcji wagowej (3.33a)–(3.33b) jednym wyrażeniem o postaci:

$$w(\hat{t}) = \sum_{i=1}^n m_i e^{-n_i \hat{t}} \quad (3.36a)$$

a następnie aproksymacji sposobu obliczania całki splotowej (3.32). Prekursorem takiego podejścia był Trikha [207], następnie zależność tę udoskonalali m.in. Kagawa, [95], Schohl [191], Vitkovsky i in. [219, 220], Vardy–Brown [216] oraz najnowszą propozycję przedstawili Urbanowicz i Zarzycki [213].

Urbanowicz i Zarzycki przedstawili aproksymację wagi Zielke, uzyskując bardzo mały błąd względny (poniżej 0,02%) w bardzo szerokim zakresie bezwymiarowego czasu $10^{-9} \leq \hat{t} \leq \infty$ [213]:

$$w_{\text{apr}}(\hat{t}) = \sum_{i=1}^{26} m_i e^{-n_i \hat{t}} \quad (3.36b)$$

gdzie: $m_1 = 1$; $m_2 = 1$; $m_3 = 1$; $m_4 = 1$; $m_5 = 1$; $m_6 = 2,141$; $m_7 = 4,544$; $m_8 = 7,566$; $m_9 = 11,299$; $m_{10} = 16,531$; $m_{11} = 24,794$; $m_{12} = 36,229$; $m_{13} = 52,576$; $m_{14} = 78,150$; $m_{15} = 113,873$; $m_{16} = 165,353$; $m_{17} = 247,915$; $m_{18} = 369,561$; $m_{19} = 546,456$; $m_{20} = 818,871$; $m_{21} = 1209,771$; $m_{22} = 1770,756$; $m_{23} = 2651,257$; $m_{24} = 3968,686$; $m_{25} = 5789,566$; $m_{26} = 8949,468$; $n_1 = 26,3744$; $n_2 = 70,8493$; $n_3 = 135,0198$; $n_4 = 218,9216$; $n_5 = 322,5544$; $n_6 = 499,148$; $n_7 = 1072,543$; $n_8 = 2663,013$; $n_9 = 6566,001$; $n_{10} = 15410,459$; $n_{11} = 35414,779$; $n_{12} = 80188,189$; $n_{13} = 177078,960$; $n_{14} = 388697,936$; $n_{15} = 850530,325$; $n_{16} = 1835847,582$; $n_{17} = 3977177,832$; $n_{18} = 8721494,927$; $n_{19} = 19120835,527$; $n_{20} = 42098544,558$; $n_{21} = 92940512,285$; $n_{22} = 203458923,000$; $n_{23} = 445270063,893$; $n_{24} = 985067938,878$; $n_{25} = 2166385706,058$; $n_{26} = 4766167206,672$.

Dla podanej wagi można zastosować procedurę obliczania niestacjonarnego tarcia zaproponowaną przez Schohla [191]:

$$\tau_w \approx \tau_{wq} + \frac{2\mu}{R} \sum_{i=1}^5 y_i \quad (3.37)$$

gdzie:

$$y_i(t + \Delta t) = y_i(t) e^{-n_i \left(\frac{v}{R^2}\right) \Delta t} + m_i e^{-n_i \left(\frac{v}{R^2}\right) \frac{\Delta t}{2}} \left[v(t + \Delta t) - v(t) \right] \quad (3.38)$$

Model ten daje bardzo zbieżne wyniki z modelem Zielke dla $\hat{t} > 10^{-9}$.

3.3.2.2. Modele dla przepływu turbulentnego

Niestacjonarne straty tarcia, podobnie jak dla przepływu laminarnego, modeluje się poprzez uzależnienie naprężenia stycznego na ścianie przewodu od chwilowego przyspieszenia cieczy i funkcji wagowej, ważącej historię zmian prędkości przepływu. Całkowite naprężenie styczne na ścianie przewodu może być przedstawione w postaci analogicznej do przepływu laminarnego:

$$\tau_w = \tau_{wq} + \frac{2\mu}{R} \int_0^t w(t-u) \frac{\partial v}{\partial t}(u) du \quad (3.39)$$

W tej grupie modeli, dla rur hydraulicznie gładkich, za które możemy uważać przewody w hydrostatycznych układach napędowych, możemy wyróżnić następujące prace:

a) Model A.E. Vardy'go i J.M. Browna [214, 215, 217]

Funkcja wagi $w(\hat{t}, Re)$ w tym modelu jest zależna nie tylko od bezwymiarowego czasu \hat{t} , jak również od liczby Reynoldsa Re .

Autorzy [215] podali zależność na funkcję wagi na podstawie prostego modelu strat tarcia podany w pracach Wooda i Funka [56, 226]. W modelu tym efekty tarcia lepkiego zostały skupione w lepkiej podwarstwie, a efekty bezwładności i ściśliwości cieczy w rdzeniu turbulentnym. To podejście wynika z analizy przepływu cieczy w osiowo-symetrycznym przewodzie w dwóch warstwach ze względu na empiryczny rozkład współczynnika lepkości turbulentnej. Jest to tzw. model dwuwarstwowy. Aproksymowana zależność na funkcję wagi może być stosowana w zakresie liczb Reynoldsa $2000 < Re < 10^8$. Ma ona postać [215]:

$$w(\hat{t}) = \frac{1}{2\sqrt{\pi\hat{t}}} \exp\left(\frac{-\hat{t}}{C^*}\right) \quad (3.40)$$

gdzie: $C^* = 12,86/Re^\kappa$, $\kappa = \log_{10}(15,29/Re^{0,0567})$.

b) Model Zarzyckiego [235, 236]

W modelu tym do wyznaczania naprężeń stycznych na ścianie przewodu τ_w wykorzystano dwuwymiarowe równanie Reynoldsa. Zlinearyzowana postać tego równania jest następująca:

$$\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu_\Sigma \frac{\partial^2 \bar{v}_z}{\partial r^2} + \left(r \frac{\partial \nu_\Sigma}{\partial r} + \frac{\nu_\Sigma}{r} \right) \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial r} \quad (3.41)$$

gdzie: r – zmienna przestrzenna promieniowa, \bar{v}_z, \bar{p} – przedstawiają uśrednione w czasie odpowiednio: składową prędkości cieczy w kierunku osiowym z oraz ciśnienie, ν_Σ – lepkość kinematyczna, określona zależnością:

$$\nu_\Sigma = \nu + \nu_t \quad (3.42)$$

Założono, iż zmiany wartości lepkości turbulentnej ν_t w czasie są pomijalnie małe, a więc jest ona stała w przekroju poprzecznym przewodu. Rozpatrzono profil rozkładu lepkości ν_x w czterech warstwach (lepka podwarstwa, warstwa buforowa, warstwa rozwiniętego przepływu i rdzeń turbulentny). Rozwiązując równania dla poszczególnych warstw otrzymano funkcję przejścia (po przekształceniu Laplace'a) pomiędzy naprężeniem stycznym na ścianie przewodu, a średnią prędkością przepływu w przekroju poprzecznym. Dokonując odwrotnego przekształcenia Laplace'a, autor uzyskał chwilowe naprężenie styczne na ścianie przewodu, które zawiera funkcję wagową zależną, podobnie jak w modelu Vardy'ego–Browna, od bezwymiarowego czasu \hat{t} i liczby Reynoldsa Re [236]. Wyrażenie to przedstawiono w następującej postaci [186, 239]:

$$\tau_w = \frac{1}{8} \rho_o \lambda \nu |v| + \frac{2\mu}{R} \int_0^t w(t-u) \frac{\partial v}{\partial t}(u) du \quad (3.43)$$

gdzie:

$$w(\hat{t}) = \frac{1}{2} (g(\hat{t}) - \eta) \quad (3.44)$$

$$\eta = \frac{1}{16} \lambda Re \quad (3.45)$$

$$g(\hat{t}) = \frac{2}{\pi} \left[\alpha_1 \text{Si}(\Omega_1 \hat{t}) + \delta [\text{Si}(\Omega_2 \hat{t}) - \text{Si}(\Omega_1 \hat{t})] + \beta \frac{1}{\sqrt{\hat{t}}} [S^*(\Omega_2 \hat{t}) - S^*(\Omega_1 \hat{t})] + \varepsilon \frac{1}{\sqrt{\hat{t}}} S_1^*(\Omega_2 \hat{t}) \right] \quad (3.46)$$

gdzie: $\alpha = 4$, $\beta = 0,69683$, $\delta = 1,79765$, $\varepsilon = 0,7071$, Si – sinus całkowity, S^* – sinus całkowity Fresnela, S_1^* – dopełnienie sinusa S^* .

$$\text{Si}(z) = \int_0^z t^{-1} \sin t \, dt; \quad S^*(z) = \int_0^z t^{-1/2} \sin t \, dt; \quad S_1^*(z) = \int_z^\infty t^{-1/2} \sin t \, dt \quad (3.47)$$

$$z = \Omega \hat{t} \quad (3.48)$$

$$\Omega_1 = 0,111 Re \sqrt{\lambda} \quad (3.49)$$

$$\Omega_2 = 0,00785 Re^2 \lambda \quad (3.50)$$

Zależność (3.44) wraz z (3.45) i (3.46) ma skomplikowaną postać matematyczną i do obliczeń dla układów z hydrauliczną linią długą jest mało przydatna. Dlatego, w celu zwiększenia efektywności obliczeń, aproksymowano ją prostszym wyrażeniem. Rozważane były różne aproksymacje funkcji wagi, spośród których największy współczynnik korelacji dwuwymiarowej R_2 ($R_2 = 0,99982$), a tym samym najlepsze odwziewiercenie pierwowzoru uzyskała następująca funkcja [237]:

$$w_{\text{apr}} = C \frac{1}{\sqrt{\hat{t}}} Re^n \quad (3.51)$$

gdzie: $C = 0,299635$; $n = -0,005535$.

Podobnie jak dla przepływu laminarnego, modele strat tarcia zostały aproksymowane wyrażeniami pozwalającymi obliczać efektywnie przebiegi dynamiczne zmian ciśnienia i prędkości przepływu. Należy tu wyróżnić prace Vikovsky'ego i in. [220], Vardy'ego i Browna [216], Zarzyckiego i Kudźmy [238]

W pracy [238] przedstawiono następującą postać funkcji wagi dla przepływu turbulenta (która przyjmuje wartości pośrednie pomiędzy wagą Vardy'ego–Browna a Zarzyckiego):

$$w_N(\hat{t}) = (c_1 Re^{c_2} + c_3) \sum_{i=1}^8 A_i e^{-b_i \cdot \hat{t}} \quad (3.52)$$

$c_1 = -13,27813$; $c_2 = 0,000391$; $c_3 = 14,27658$;
 $A_1 = 1,568$, $A_2 = 60,73$, $A_3 = 10,76$, $A_4 = 33,26$, $A_5 = 2,799$, $A_6 = 5,527$, $A_7 = 0,2137$,
 $A_8 = 18,99$,
 $b_1 = 8,44$, $b_2 = 96940$, $b_3 = 2162$, $b_4 = 29250$, $b_5 = 88,02$, $b_6 = 480,5$, $b_7 = 0,09834$,
 $b_8 = 8425$.

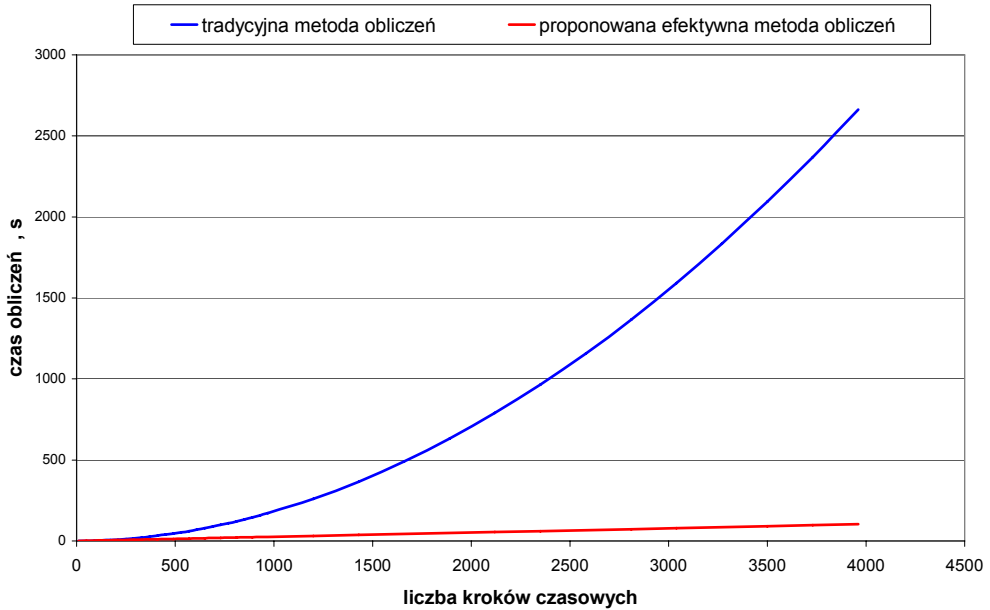
Zaproponowano następujący sposób liczenia niestacjonarnego składnika naprężenia stycznego na ścianie przewodu:

$$\begin{aligned} \tau_{wn}(t + \Delta t) \approx \frac{2\mu}{R} \sum_{i=1}^8 y_i(t) e^{-b_i \frac{v}{R^2} \Delta t} \\ + (c_1 Re^{c_2} + c_3) \frac{A_i R^2}{\Delta t b_i v} \left[1 - e^{-b_i \frac{v}{R^2} \Delta t} \right] \left[v(t + \Delta t) - v(t) \right] \end{aligned} \quad (3.53)$$

Powyższa metoda pozwala na przeprowadzenie efektywnych obliczeń w zakresie zmienności liczby Reynoldsa i bezwymiarowego czasu, odpowiednio: $2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^7$, $10^{-5} \leq \hat{t} \leq 10^{-1}$.

Warto jeszcze raz podkreślić, iż stosowanie efektywnych modeli niestacjonarnego tarcia cieczy w bardzo znaczący sposób skraca czas obliczeń numerycznych, z jednoczesnym bardzo niewielkim zmniejszeniem dokładności metody symulacji. Na rysunku 3.2 przedstawiono wykresy obrazujące czas obliczeń w zależności od liczby kroków czasowych. Krzywe pokazują wyraźnie, iż w przypadku stosowania metody tradycyjnej

(zal. 3.34) czas obliczeń rośnie znacznie szybciej w stosunku do metody efektywnej (zal. 3.53).



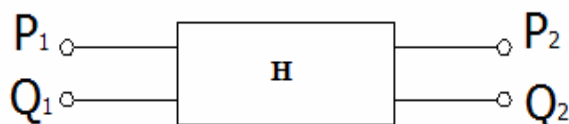
Rys. 3.2. Porównanie czasu numerycznych obliczeń przebiegów dynamicznych w zależności od liczby kroków czasowych. Niebieska linia przedstawia czas obliczeń z wykorzystaniem tradycyjnej metody (zal. (3.34)), czerwona czas obliczeń z wykorzystaniem efektywnej metody obliczeń (zal. (3.53))

3.4. Metoda częstotliwościowa

Podczas przepływu quasi-ustalonego chwilowe ciśnienie \tilde{p} i natężenie przepływu \tilde{q} można przedstawić w postaci sumy dwóch składników [29, 227]: $\tilde{p} = P_0 + p$, $\tilde{q} = Q_0 + q$, gdzie: P_0 , Q_0 – odpowiednio ciśnienie i natężenie przepływu średnie w czasie, natomiast p i q stanowią odchyłki od wartości średniej.

Do badania przebiegów dynamicznych w dziedzinie częstotliwości służy tzw. metoda częstotliwościowa, za pomocą której w stosunkowo prosty sposób można tworzyć charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe oraz fazowo-częstotliwościowe układów hydraulicznych z hydrauliczną linią długą.

W metodzie tej linię hydrauliczną traktuje się jako dwuwrotny element układu o dwóch wejściach i dwóch wyjściach: ciśnienie \tilde{p} i natężenie przepływu \tilde{q} , czyli jako tzw. czwórnik hydrauliczny [69, 139, 140, 185, 192, 234, 235]. Czwórnik hydrauliczny w sposób poglądowy przedstawiono to na rysunku 3.3.



Rys. 3.3. Czwórnik hydrauliczny

Poszczególne symbole oznaczają: P_1, Q_1 odpowiednio transformaty Laplace'a ciśnienia \tilde{p}_1 i natężenia przepływu \tilde{q}_1 na początku linii, P_2, Q_2 odpowiednio transformaty Laplace'a ciśnienia \tilde{p}_2 i natężenia przepływu \tilde{q}_2 na końcu linii. \mathbf{H} – operatorowa funkcja przejścia. Dokonując przekształceń Laplace'a na równaniach (3.1) i (3.2) (opisanych szczegółowo w pracach, np. [34, 59, 91, 185, 192, 222, 234, 235]), otrzymujemy macierzową funkcję przejścia w formie operatorowej, wiążącą transformatę ciśnienia P_1 , i transformatę natężenie przepływu Q_1 na początku hydraulicznej linii długiej z transformatami ciśnieniem P_2 i natężenia przepływu Q_2 na końcu linii hydraulicznej [30, 34, 59, 69, 91, 114, 137, 142, 192, 222, 234]:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma(s)L] & Z_c(s)\sinh[\Gamma(s)L] \\ Z_c^{-1}(s)\sinh[\Gamma(s)L] & \cosh[\Gamma(s)L] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

gdzie: L – długość linii hydraulicznej,

- operator propagacji

$$\Gamma(s) = \sqrt{Z_0 Y_0} \quad (3.55)$$

- impedancja falowa

$$Z_c(s) = \sqrt{\frac{Z_0}{Y_0}} \quad (3.56)$$

- impedancja szeregową

$$Z_0 = R_0 + M_0 s \quad (3.57)$$

$$Y_0 = C_0 s \quad (3.58)$$

$$M_0 = \frac{\rho_0}{\pi R^2} \quad (3.59)$$

$$C_0 = \frac{\pi R^2}{\beta_z} \quad (3.60)$$

Wymienione wielkości tworzą parametry podłużne [137, 142, 234]

- rezystancję R_0 (opór czynny), która uwzględnia wpływ lepkości cieczy,
- inertancję M_0 (opór bierny), która uwzględnia wpływ bezwładności cieczy oraz parametr poprzeczny:
- Y_0 admitancja uwzględniająca wpływ pojemności C_0 , charakteryzującą wpływ ściśliwości cieczy i sprężystości materiału przewodu, s – operator przekształcenia Laplace’a, ρ_o – gęstość czynnika roboczego, R – promień wewnętrzny rurociągu, β_z – zastępcza wartość modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu.

Korzystając ze schematu blokowego na rysunku 3.3, transmitancję macierzową hydraulicznej linii długiej można przedstawić następująco :

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

W przypadku wymuszeń harmonicznycch, korzystając z wyrażenia na transmitancję macierzową (3.54) po podstawieniu $s = j\omega$, elementy macierzy $h_{i,k}$ macierzy transmitancji \mathbf{H} mają postać [147, 234, 235]:

$$h_{11} = \cosh(T\psi_z j\omega) \quad (3.62)$$

$$h_{12} = Z_c \psi_z \sinh(T\psi_z j\omega) \quad (3.63)$$

$$h_{21} = \frac{1}{Z_c \psi_z} \sinh(T\psi_z j\omega) \quad (3.64)$$

$$h_{22} = \cosh(T\psi_z j\omega) \quad (3.65)$$

gdzie:

- stała czasowa

$$T = \frac{L}{c_o} \quad (3.66)$$

- impedancja charakterystyczna przewodu

$$Z_c = \frac{\rho_o c_o}{\pi R^2} \quad (3.67)$$

ψ_z – operator określający wpływ lepkości (funkcja lepkości).

Gdy przyjmujemy model linii bezstratnej, wówczas $\psi_z = 1$.

W przypadku modelowania niestacjonarnych strat tarcia wpływ lepkości określany jest według [235] wyrażeniem:

$$\psi_z = \frac{\psi}{j\Omega} \quad (3.68)$$

Parametr ψ określony jest zależnością [235]:

$$\psi = \varepsilon + j\delta \quad (3.69)$$

gdzie:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{-\left(\Omega^2 + 2b_2\Omega\right) + \sqrt{\left(\Omega^2 + 2b_2\Omega\right)^2 + \left(2b_1\Omega\right)^2}}{2}} \quad (3.70)$$

$$\delta = \sqrt{\frac{\left(\Omega^2 + 2b_2\Omega\right) + \sqrt{\left(\Omega^2 + 2b_2\Omega\right)^2 + \left(2b_1\Omega\right)^2}}{2}} \quad (3.71)$$

$$b_1 = \operatorname{re} \left(\frac{1}{2} R_o \frac{\pi R^4}{\mu} + 2j\Omega L[w(\hat{t})] \right) \quad (3.72)$$

$$b_2 = \operatorname{im} \left(\frac{1}{2} R_o \frac{\pi R^4}{\mu} + 2j\Omega L[w(\hat{t})] \right) \quad (3.73)$$

gdzie R_o – stały opór (rezystancja) wyznaczony z formuły Darcy'ego–Weisbacha

$$R_o = \frac{\lambda Re \mu}{8\pi R^4} \quad (3.74)$$

▪ częstotliwość bezwymiarowa

$$\Omega = \frac{\omega R^2}{\nu} \quad (3.75)$$

$L[w(\hat{t})]$ – proste przekształcenie Laplace'a funkcji wagi $w(\hat{t})$, która odzwierciedla przyjęty model niestacjonarnego tarcia cieczy (wybór funkcji wagi jest zależny od charakteru przepływu – laminarny lub turbulentny).

W przypadku uwzględniania tylko quasi-ustalonych strat tarcia zależności (3.70) i (3.71) redukują się do postaci [147, 235]:

$$\varepsilon = \sqrt{0,5} \Omega \sqrt{-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{R_o}{\Omega}\right)^2}} \quad (3.76)$$

$$\delta = \sqrt{0,5} \cdot \Omega \sqrt{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{R_o}{\Omega}\right)^2}} \quad (3.77)$$

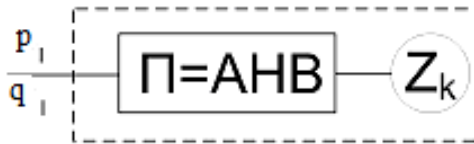
3.4.1. Wyznaczanie charakterystyk częstotliwościowych układu hydraulicznego

Układ z hydrauliczną linią długą może być przedstawiony w sposób poglądowy, pokazany na rys. 3.4. Hydrauliczna linia długa H połączona jest z generatorem przepływu G (pompa wyporowa) za pomocą elementu A , a z odbiornikiem O (np.: silnik, siłownik hydrauliczny, zawór dławiący itp.) za pomocą elementu B



Rys. 3.4. Schematyczne przedstawienie układu hydraulicznego z linią długą [235]

Tak przedstawiony układ hydrauliczny można również przedstawić w postaci złożonego jednowrotnika, co pokazano na rysunku 3.5



Rys. 3.5. Złożony jednowrotnik układu z hydrauliczną linią długą

Elementy A , H i B są traktowane jako dwuwrotniki [25, 33] opisane transmitancjami \mathbf{A} , \mathbf{H} i \mathbf{B} , natomiast odbiornik O reprezentuje jednowrotny element układu. Powyższe przedstawienie układu hydraulicznego w postaci złożonego jednowrotnika, jak na rysunku 3.5 można znaleźć w pracach [19, 22, 25, 185]. Transmitancja macierzowa całego układu ma więc postać:

$$\begin{bmatrix} p_I \\ q_I \end{bmatrix} = \mathbf{\Pi} \cdot \begin{bmatrix} p_{II} \\ q_{II} \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

gdzie:

$$\mathbf{\Pi} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{H} \quad (3.79)$$

Poszczególne wyrazy macierzy transmitancji $\mathbf{\Pi}$ układu hydraulicznego oznaczone są jako: π_{11} , π_{12} , π_{21} , π_{22} .

Znając impedancję obciążenia, określoną jako:

$$Z_k = \frac{p_{II}}{q_{II}} \quad (3.80)$$

otrzymuje się następujące transmitancje układu z hydrauliczną linią długą:

$$G_{p_1 q_1} = \frac{p_1}{q_1} = \frac{\pi_{11} Z_k + \pi_{12}}{\pi_{21} Z_k + \pi_{22}} \quad (3.81)$$

$$G_{p_{II} p_1} = \frac{p_{II}}{p_1} = \frac{Z_k}{\pi_{11} Z_k + \pi_{12}} \quad (3.82)$$

$$G_{q_{II} q_1} = \frac{q_{II}}{q_1} = \frac{1}{\pi_{21} Z_k + \pi_{22}} \quad (3.83)$$

$$G_{p_{II} q_1} = \frac{p_{II}}{q_1} = \frac{Z_k}{\pi_{21} Z_k + \pi_{22}} \quad (3.84)$$

3.5. Funkcja lepkości

W obliczeniach charakterystyk częstotliwościowych hydraulicznej linii długiej (HLD) lub układu hydraulicznego istotną rolę odgrywa sposób uwzględnienia wpływu lepkości czynnika roboczego. Opory tarcia uwzględnia się przez przyjęcie funkcji lepkości Ψ_z , opisana zależnością (3.68). Jak wspomniano w rozdziale 1, powszechnie jest stosowany model linii bezstratnej lub quasi-ustalonych strat tarcia. Takie podejście zaprezentowali między innymi Dindorf [34] i Garbacik [58] wprowadzając w modelu częstotliwościowym HLD funkcję lepkości w postaci uproszczonej:

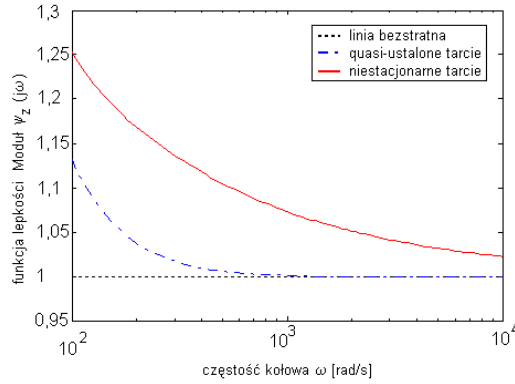
$$\psi_z = \sqrt{1 + \frac{8\nu}{j\omega R^2}} \quad (3.85)$$

Zależność ta powstaje poprzez rozwinięcie w szereg potęgowy funkcji lepkości i ograniczeniu go do dwóch pierwszych wyrazów. Odpowiada to przyjęciu modelu quasi-ustalonych strat tarcia opisanych w niniejszej monografii wzorami (3.68) (3.76) i (3.77).

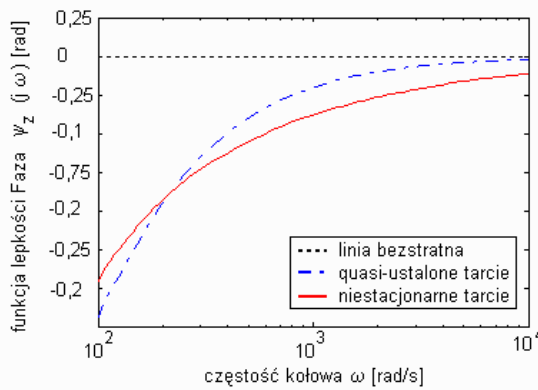
Funkcja lepkości $\psi_z(j\omega)$, uwzględniająca wpływ lepkości i niestacjonarności przepływu jest funkcją częstości kołowej ω . Parametrami w tej funkcji są promień wewnętrzny przewodu R oraz lepkość kinematyczna cieczy ν .

Ogólny przypadek funkcji lepkości (dla przepływu laminarnego i turbulentnego) opisany jest zależnościami (3.68)–(3.77).

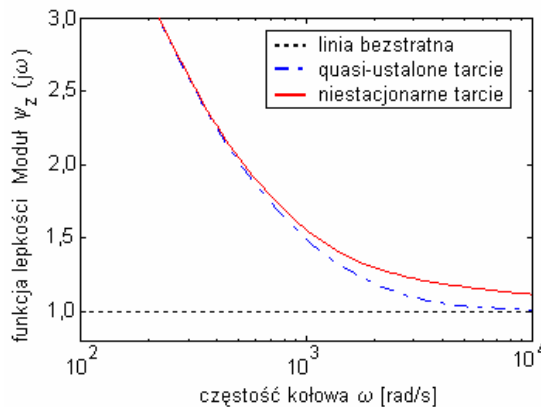
W celu przeanalizowania przyjętego modelu tarcia na przebieg funkcji lepkości Ψ_z przeprowadzono porównania jej przebiegu w funkcji częstości ω dla modelu linii bezstratnej z modelami quasi-ustalonego oraz niestacjonarnego tarcia, jako parametr występuje promień R rurociągu i współczynnik lepkości kinematycznej ν , przedstawiono to na rysunkach 3.6–3.13



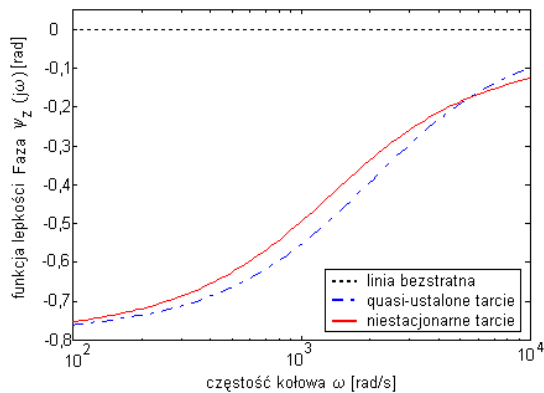
Rys. 3.6. Zależność modułu funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 2$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



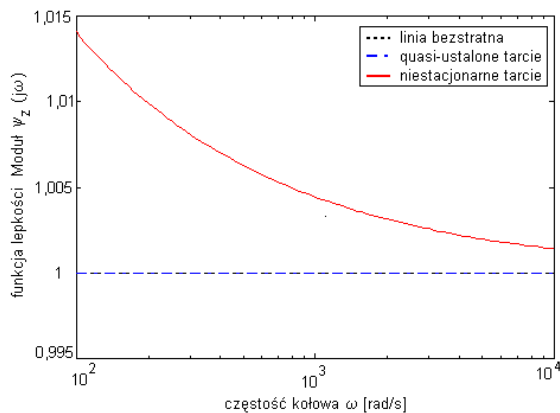
Rys. 3.7. Zależność fazy funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 2$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



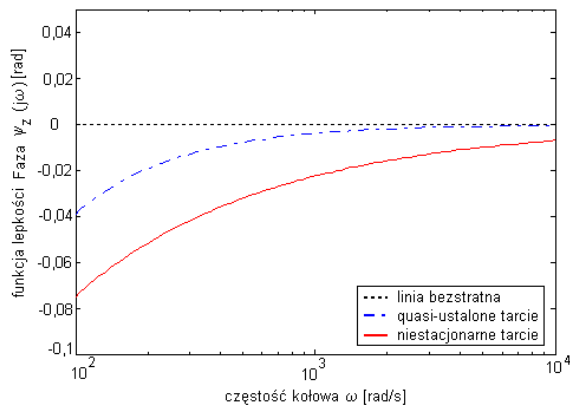
Rys. 3.8. Zależność modułu funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 2$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



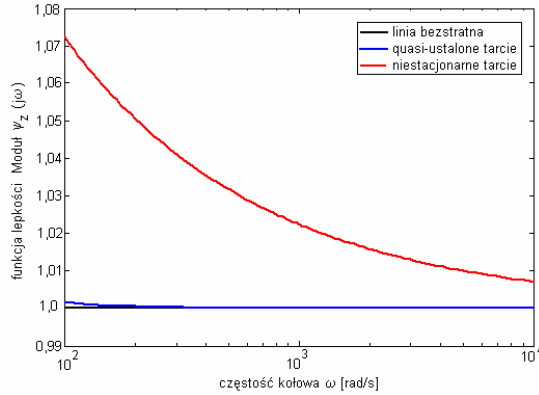
Rys. 3.9. Zależność fazy funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 2$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



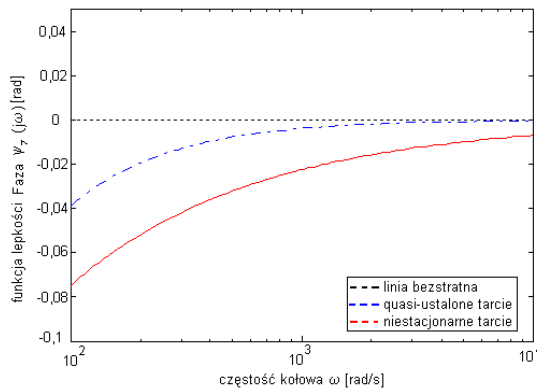
Rys. 3.10. Zależność modułu funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 32$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



Rys. 3.11. Zależność fazy funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 32$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



Rys. 3.12. Zależność modułu funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 32$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



Rys. 3.13. Zależność fazy funkcji lepkości $|\Psi_z|$ od częstości pulsacji ω . Promień przewodu $R = 32$ mm, lepkość kinematyczna czynnika roboczego $\nu = 1000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Z podanego przebiegu wynika, że pomimo iż modele funkcji lepkości dążą do jedności dla dużych częstotliwości (dla $\omega = 10000$ rad/s funkcja lepkości przyjmuje wartość 1,0088777255 dla niestacjonarnego modelu, a 1,0000003906 dla quasi-ustalonego modelu) to wartości te pomnożone przez wartości częstotliwości odgrywają istotną rolę w tworzeniu charakterystyk częstotliwościowych.

Funkcja lepkości jest wielkością bezwymiarowa; moduł funkcji jest bezwymiarowy, natomiast faza wyrażona jest w radianach.

Zamieszczono wykresy dla skrajnych realnych parametrów występujących w warunkach rzeczywistych: promień przewodu $R = 2$ mm i 32 mm, natomiast lepkość od $\nu = (40 - 1000) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, częstość ω ulegała zmianie w zakresie 100–10000 rad/s. Z przeprowadzonej analizy wynika, że przebieg funkcji uwzględniający lepkość wraz ze wzrostem częstości zbliża się asymptotycznie do modelu linii bezstratnej, a więc wpływ lepkości zanika. Największe rozbieżności pomiędzy modelem niestacjonarnego i quasi-ustalonego tarcia są w zakresie średnich i małych częstości, szczególnie dla

mniejszych promieni przewodu hydraulicznego, a więc szczególnie w układach mikrohydraulicznych. Przykładowo dla promienia $R = 2$ mm i lepkości $\nu = 40 \cdot 10^{-6}$ m²/s dla częstości $\omega = 100$ rad/s różnica pomiędzy wartością funkcji lepkości dla linii bezstratnej a modelem niestacjonarnego tarcia wynosi 25%, a w przypadku przyjęcia quasi-ustalonych strat tarcia ta różnica wynosi 12%. Jeszcze większe różnice występują w przypadku wzrostu lepkości. Mniejsze różnice w wartości funkcji lepkości występują przy wzroście promienia przewodu aczkolwiek nie do pominięcia w analizie zjawisk dynamicznych w HLD.

4. Charakter przepływu niestacjonarnego i ustalonego w przewodach i elementach hydraulicznych

W przypadku ustalonego ruchu cieczy w przewodzie o przekroju kołowym kryterium oceny charakteru przepływu stanowi doświadczalnie wyznaczona tzw. wartość krytyczna liczby Reynoldsa. Jej wartość wynosi $Re_{kq} = 2320$.

Natomiast w przypadku zaistnienia niestacjonarnego przepływu zagadnienie jest dużo bardziej skomplikowane.

4.1. Charakter przepływu pulsującego i oscylacyjnego w przewodzie hydraulicznym

W literaturze istnieje kilka określeń odnoszących się do pewnych rodzajów przepływu niestacjonarnego. Do najczęściej używanych, a zarazem tych, które należy bezdyskusyjnie rozróżniać należą: przepływ pulsujący (ang. *pulsating/pulsatile flow*) oraz przepływ oscylujący (ang. *oscillating/oscillatory flow*) [24]. Mianem przepływu pulsującego nazywamy przepływ, podczas którego prędkość przepływu jest sumą dwóch składników, mianowicie: składowej średniej w czasie prędkości przepływu oraz składowej zmiennej (zazwyczaj zmiennej harmonicznie bądź poliharmonicznie) [24]. Przepływ oscylacyjny jest natomiast takim szczególnym przypadkiem przepływu pulsującego, w którym składowa średnia w czasie prędkości przepływu równa jest zeru [24].

Przepływ pulsujący w ogólności może przyjmować trzy charakterystyczne formy: laminarny, przejściowy, turbulentny. Parametrami wpływającymi na charakter przepływu poza składową średnią w czasie prędkości przepływu są również częstotliwość oscylacji, amplituda oscylacji oraz czas trwania przepływu [22]. Wobec tylu zmiennych ustalenie warunków przejścia pomiędzy charakterami przepływu jest bardzo skomplikowane.

Badania na temat krytycznej liczby Reynoldsa dla przepływu oscylującego przeprowadzili między innymi Hino i in. [79], Merkli i Thomann [155] oraz Ohmi i in. [166, 167, 168]. Na ich podstawie ustalono, iż początek strefy przepływu przejściowego rozpoczyna się, gdy liczba Reynoldsa przekroczy wartość krytyczną wyznaczoną z następującej zależności [166]:

$$Re_{kn} = 800\sqrt{\Omega} \quad (4.1)$$

Zależność (4.1) jest słuszna dla

$$2,6 \leq \sqrt{\Omega} \leq 41 \quad (4.2)$$

gdzie częstotliwość bezwymiarowa Ω określona jest równaniem (3.75).

Za przepływ w pełni turbulentny uznaje się taki, który przekroczy następującą krytyczną wartość liczby Reynoldsa [167]:

$$Re_{kn} = 882\sqrt{\Omega} \quad (4.3)$$

Zależność jest słuszna dla $\sqrt{\Omega} \geq 7$

Ohmi i Iguchi ustalili również, że dla $\sqrt{\Omega} \leq 1$ wartość krytyczna liczby Reynoldsa wynosi [167]:

$$Re_{kn} = 2450 \quad (4.4)$$

Należy zauważyć, iż podane zależności nie uwzględniają amplitudy oscylacji. Według Carpinlioglu i Gundogdu, autorów artykułu [24] należałoby przeprowadzić eksperymenty ukazujące jej wpływ na powstawanie turbulencji w przepływie.

W przypadku przepływu pulsującego badania dotyczące określenia krytycznej liczby Reynoldsa były prowadzone m.in. przez Sarpkaya [189], Gerrarda [65], Muto i Nakane [162], oraz Iguchi, Ohmi'ego, Urahata [87, 88]. Dla takiego rodzaju przepływu oceny pojawienia się turbulencji wykonywano za pomocą liczby Reynoldsa uśrednionej w czasie. Jednak nie powstała dotąd żadna zależność w odniesieniu do częstości bezwymiarowej ani amplitudy pulsacji. Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury przez Carpinlioglu i Gundogdu [24] stwierdzono, iż prognozowania powstawania turbulencji można dokonać za pomocą liczby Reynoldsa uśrednionej w czasie. Wartość krytyczna, określająca początek tak zwanej strefy przejściowej, wynosi [180]:

$$Re_{kn,ta} = 2100 \quad (4.5)$$

Natomiast za koniec przedziału przepływu przejściowego, czyli w pełni ukształtowaną turbulencję przyjmujemy, gdy wartość liczby Reynoldsa przekroczy:

$$Re_{kn,ta} = 8330 \quad (4.6)$$

Należy również wspomnieć o tym, iż w literaturze prezentowane są dwa podejścia do doboru modelu na podstawie kryterialnej liczby Reynoldsa:

- a) pierwsze podejście [17, 194, 220] zakłada wybór funkcji wagi przed rozpoczęciem symulacji (a priori), na podstawie liczby Reynoldsa w stanie ustalonym (przed wystąpieniem stanu nieustalonego),
- b) w drugim postulowane jest monitorowanie zmienności liczby Reynoldsa i na jej podstawie dobór funkcji wagi.

Każde z proponowanych podejść ma swoje wady i zalety, np. w przypadku symulowania stanu nieustalonego wywołanego uruchamianiem pompy pierwsze podejście

jest nieprzydatne; natomiast w przypadku drugiego podejścia kontrowersje budzi postulowana szybkozmiennosc charakteru przepływu (laminarny – turbulentny) w przypadku szybkozmiennych przepływów (duża częstotliwość oscylacji, prędkości przepływu).

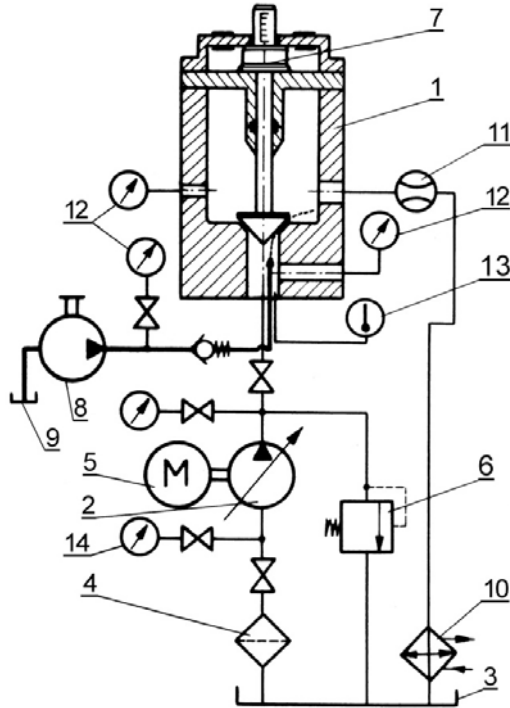
4.2. Charakter przepływu stacjonarnego i pulsującego w szczelinie dławiącej układu grzybek stożkowy–gniazdo

Powszechnie przyjmuje się burzliwy charakter przepływu w szczelinie dławiącej zaworu, chociaż niektórzy autorzy zwracają uwagę, że w przypadku małych wartości liczby Reynoldsa występuje przepływ laminarny. W dostępnej literaturze nie podaje się jednak wartości krytycznej liczby Reynoldsa, która rozgranicza przepływ uwarstwiony od burzliwego w szczelinie zaworu w warunkach stacjonarnych. Zupełnie natomiast jest brak danych dotyczących charakteru przepływu w elementach hydraulicznych przy przepływach niestacjonarnych. Przejście od przepływu uwarstwowego do burzliwego odbywa się w określonych warunkach, które charakteryzuje liczba Reynoldsa. Wyznaczenie charakteru przepływu na drodze analitycznej jest niemożliwe ze względu za specyficzny kształt szczeliny.

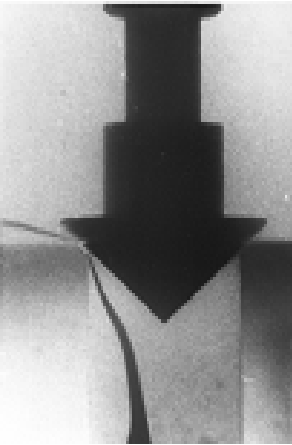
Charakter przepływu można dokładnie określić eksperymentalnie. W tym celu przeprowadzono badania na specjalnie skonstruowanym stanowisku pomiarowym przedstawionym na rys. 5.1. Model zaworu 1, którego korpus wykonany jest ze szkła organicznego zasilano z pompy o zmiennej wydajności 2 pobierającej czynnik roboczy ze zbiornika 3 poprzez filtr ssawny 4. Pompę napędzano silnikiem elektrycznym 5, a układ hydrauliczny zabezpieczono przed ewentualnym przeciążeniem zaworem maksymalnym 6. Przemieszczenie grzybka ustalano za pomocą śruby regulacyjnej 7 z dokładnością do 0,01 mm ($1 \cdot 10^{-5}$ m). Pompa 8 służyła do zasilania układu strugą cieczy kontrastowej ze specjalnej konstrukcji zbiornika 9. Jako ciecz kontrastową zastosowano mieszaninę związku chemicznego $\text{HOCH}_2\text{CHOHCH}_2$ oraz tlenków tytanu. Utrzymanie stałej temperatury czynnika roboczego (olej turbinowy T3), a więc lepkości, umożliwia chłodnica 10. W celu obliczenia liczby Reynoldsa według wzoru (4.7) wymagany był pomiar natężenia przepływu. Dokonano tego za pomocą przepływomierza turbinkowego 11.

Pomiaru ciśnienia przed i za szczeliną dławiącą dokonano za pomocą manometrów 12 o zakresie pomiarowym 0–6 MPa, 0–0,5 MPa i klasie dokładności 0,5. Pomiaru temperatury dokonywano za pomocą termometru termistorowego 13.

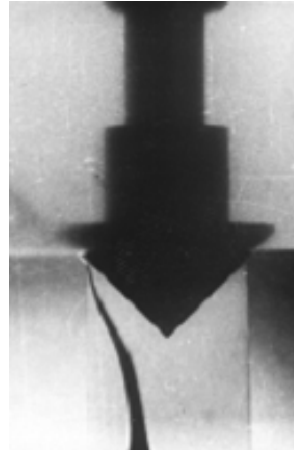
Strugę cieczy kontrastowej doprowadzono do kanału wlotowego zaworu przewodem zakończonym dyszą. Obserwacja i fotograficzne rejestrowanie przepływu strugi cieczy kontrastowej wymagały specjalnego oświetlenia korpusu zaworu. Po zachowaniu się strugi cieczy kontrastowej można było wnioskować o charakterze przepływu. Badania przeprowadzono dla grzybków o kącie wierzchołkowym $2\alpha = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$. Długość tworzącej gniazda l przyjmowała wartości $l = 0$ (krawędź ostra) i $l = 2$ mm ($2 \cdot 10^{-3}$ m). Na rysunkach 4.2a i 4.2b pokazano przykłady przepływu laminarnego lub burzliwego dla układu grzybek–gniazdo.



Rys. 4.1. Schemat układu pomiarowego do określania charakteru przepływu.
 1 – model zaworu, 2 – pompa wielotłoczkowa, 3 – zbiornik, 4 – filtr ssawny, 5 – silnik elektryczny,
 6 – zawór maksymalny, 7 – śruba regulacyjna, 8 – pompa o napędzie ręcznym, 9 – zbiornik cieczy
 kontrastowej, 10 – chłodnica, 11 – przepływomierz, 12 – manometry, 13 – termometr,
 14 – manowakuometr



Rys. 4.2a. Przepływ laminarny $\alpha_g = 45^\circ$,
 $l = 2 \cdot 10^{-3}$ m, $Re = 63$

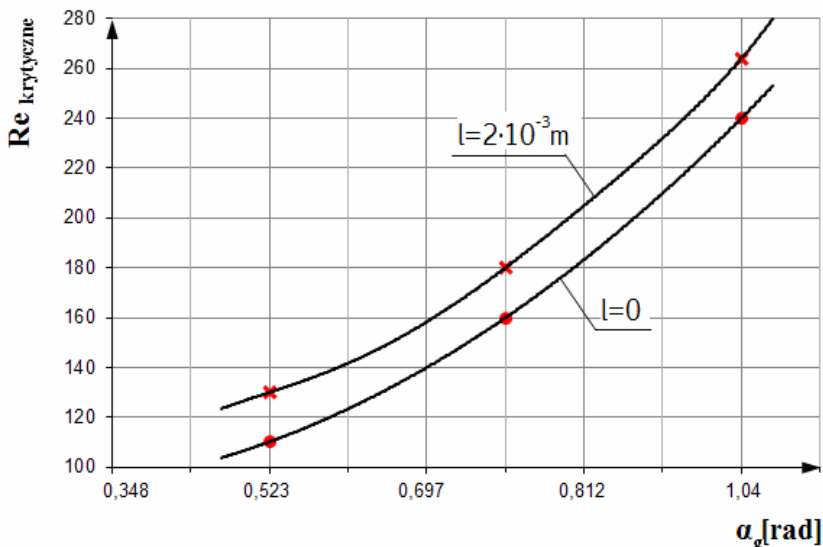


Rys. 4.2b. Przepływ burzliwy $\alpha_g = 45^\circ$,
 $l = 2 \cdot 10^{-3}$ m, $Re = 180$

Liczbę Reynoldsa dla przepływu przez przekrój niekołowy, taki występuje w przypadku układu grzybek–gniazdo, określono według relacji (oznaczenia zgodnie z rys. 2.22) [121]:

$$Re = \frac{2Q_z}{\pi(d_z - z_g \sin \alpha_g \cos \alpha) \nu} \quad (4.7)$$

Na rysunku 4.3 pokazano zależność krytycznej liczby Reynoldsa $Re_{krytyczne}$ rozgraniczającej obszar przepływu laminarnego od turbulentnego w szczelinie dławiącej układu grzybek stożkowy–gniazdo od kąta α_g zawartego pomiędzy osią symetrii a poboczną stożka.



Rys. 4.3. Zależność krytycznej liczby Reynoldsa $Re_{krytyczne}$ od kąta α_g zawartego pomiędzy osią symetrii a poboczną grzybka stożkowego dla przepływu stacjonarnego

Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów doświadczalnych określono zależność krytycznej wartości liczby Reynoldsa dla przepływu stacjonarnego w układzie grzybek stożkowy–gniazdo sfazowane lub ostrokrawędziowe.

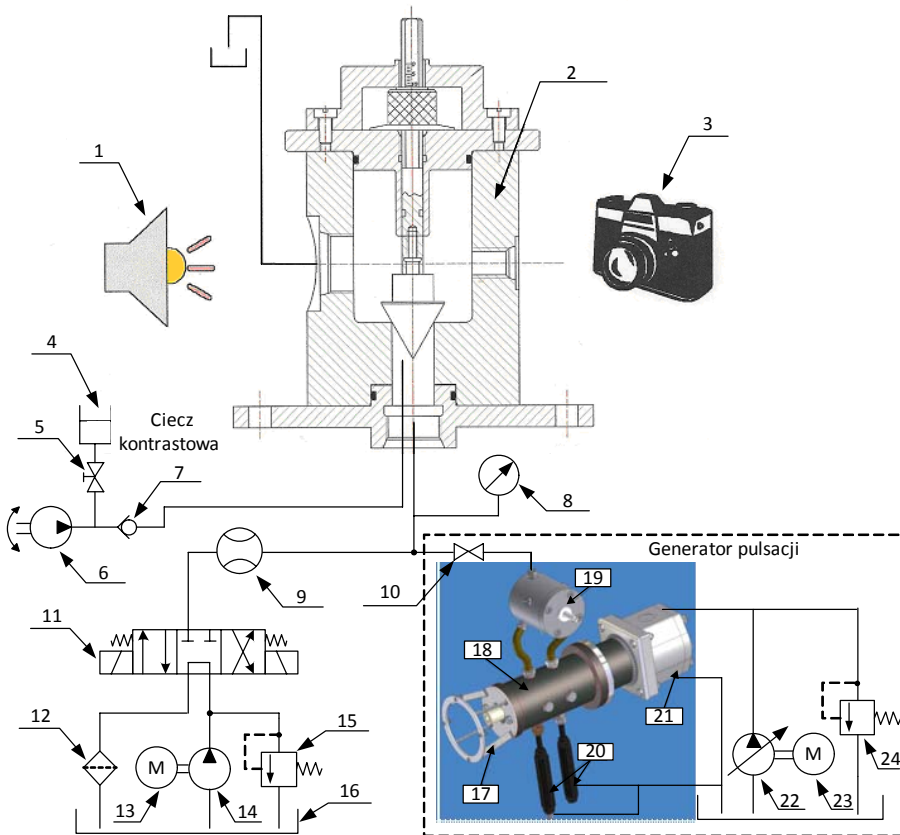
$$Re_{krytyczne} = 0,0786 \alpha_g^2 - 2,576 \alpha_g + 135,89 \quad \text{dla } l = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (4.8)$$

$$Re_{krytyczne} = 0,0674 \alpha_g^2 - 1,7368 \alpha_g + 101,63 \quad \text{dla } l = 0 \quad (4.9)$$

W rozdziale 4.1 przedstawiono rodzaje przepływów niestacjonarnych w przewodzie hydraulicznym i na podstawie dostępnej literatury zaproponowano wartości krytycznych liczb Reynoldsa w zależności od tego czy przepływ jest oscylacyjny czy pulsacyjny. W celu określenia charakteru przepływu w elementach oporowych podczas

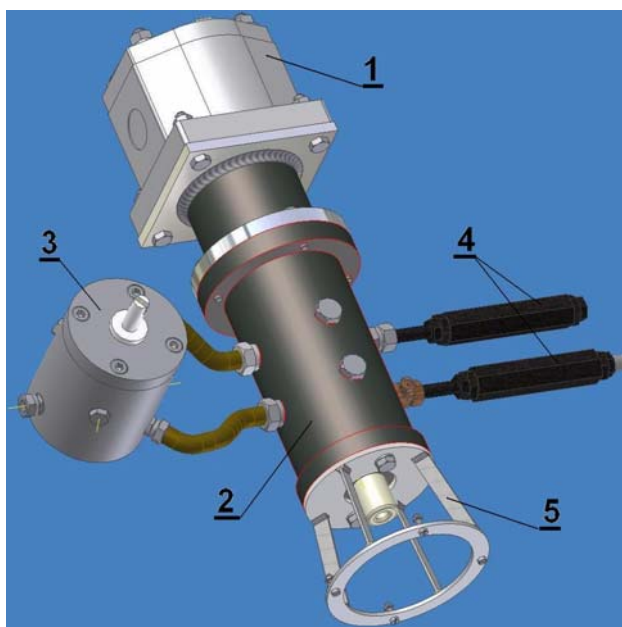
przepływów pulsacyjnych, gdzie jest zupełny brak danych w literaturze na ten temat, przeprowadzono badania doświadczalne w układzie grzybek stożkowy–gniazdo ostrokrawędziowe. Schemat hydrauliczny do badań przepływów pulsacyjnych w elementach hydraulicznych pokazano na rysunku 4.4.

Układ do badań dla przepływów ustalonych (rys. 4.1) został dodatkowo wyposażony w generator pulsacji ciśnienia własnej konstrukcji. Zastosowany hydrauliczny generator pulsacji działa na zasadzie zmiany ciśnienia przez dławienie. Idea jego pracy polega na okresowej zmianie pola powierzchni okna przepływowego, tak aby uzyskać przebieg ciśnienia w przybliżeniu harmoniczny. Konstrukcja i sposób działania wzbudnika impulsów ciśnienia przedstawiono dokładnie w [108].



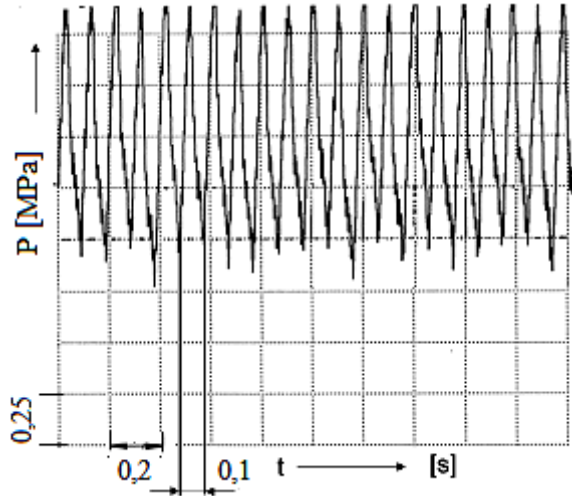
Rys. 4.4. Schemat stanowiska do badań przepływów pulsacyjnych w elementach hydraulicznych.
 1 – źródło światła, 2 – model zaworu, 3 – aparat fotograficzny, 4 – zbiornik cieczi kontrastowej,
 5, 10 – zawór odcinający, 6 – pompa z napędem ręcznym, 7 – zawór zwrotny, 8 – manometr,
 9 – przepływomierz turbinkowy, 11 – rozdzielacz, 12 – filtr, 13, 23 – silnik elektryczny,
 14, 22 – pompa zmiennej wydajności 15, 24 – zawór maksymalny, 16 – zbiornik, 17 – mocowanie
 obrotomierza, 18 – zawór dławiący obrotowy, 19 – rozdzielacz dwupołożeniowy,
 20 – zawór dławiący, 21 – silnik hydrauliczny

Widok generatora pulsacji pokazano na rysunku 4.5. Układ napędowy generatora pulsacji (rys. 4.4) złożony z pompy wielotłokowej PNZ-25 o nastawnej wydajności oraz silnika hydraulicznego MZ-3-6,3 zapewnia płynną zmianę prędkości obrotowej dławika obrotowego generatora, a zatem umożliwia dokładny wybór częstotliwości harmonicznych wymuszeń pulsacji ciśnienia. Z drugiej strony konstrukcja dwóch dławików obrotowych generatora o liczbie krzywek 3 i 6 przypadających na pełny kąt obrotu generatora, umożliwia 3- i 6-krotne zwiększenie częstotliwości generowanych wymuszeń, wynikających z przyjętej prędkości obrotowej ω . Wartość amplitudy generowanych wymuszeń pulsacji ciśnienia ustalona była nastawami odpowiednich zaworów dławiających dla zadanych parametrów pracy układu hydraulicznego poddawanego generowanym wymuszeniom.

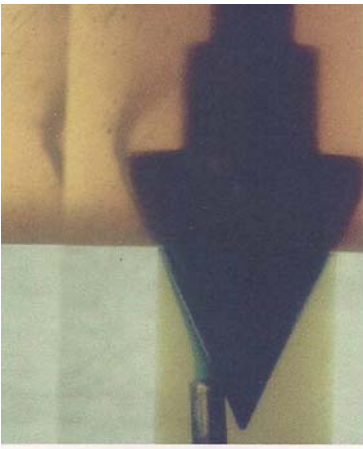


Rys. 4.5. Wzbudnik impulsów ciśnienia: 1 – silnik hydrauliczny MZ3-6,3/20-0-114z, 2 – generator pulsacji, 3 – rozdzielacz obrotowy trójdrogowy dwupołożeniowy, 4 – zawory dławiające, 5 – kołnierz mocujący miernika prędkości obrotowej analog-digital converter model e2/cppb

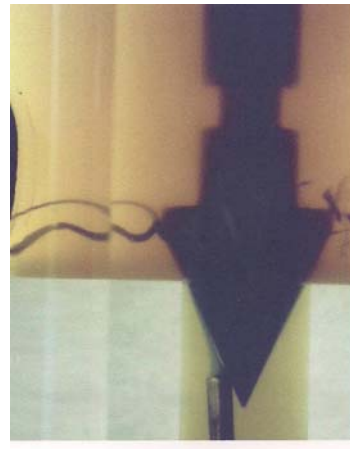
Badania charakteru przepływu przy przepływach pulsacyjnych w szczelinie dławiającej zaworu polegały na fotograficznej rejestracji strugi cieczy kontrastowej dla danego średniego natężenia przepływu $Q_{\text{śrz}}$ i ustalonej amplitudzie or częstotliwości pulsacji ciśnienia. Amplitudę pulsacji ciśnienia utrzymywano na poziomie 30% wartości ciśnienia średniego. Liczbę Reynoldsa określano z zależności (4.7), uwzględniając, że Q_z odpowiada pomierzonej wartości średniej przepływu $Q_{\text{śrz}}$. Na rysunku 4.6 pokazano przykładowy przebieg ciśnienia dla częstotliwości wymuszeń $f_w = 10$ Hz.



Rys. 4.6. Przebieg ciśnienia generowany wzbudnikiem pulsacji ciśnienia w badaniach przepływów pulsacyjnych.



Rys. 4.7. Przykład przepływu turbulentnego
Przepływ pulsacyjny $f_w = 10$ Hz, $\alpha_g = 30^\circ$,
 $Re_{knp} = 43$

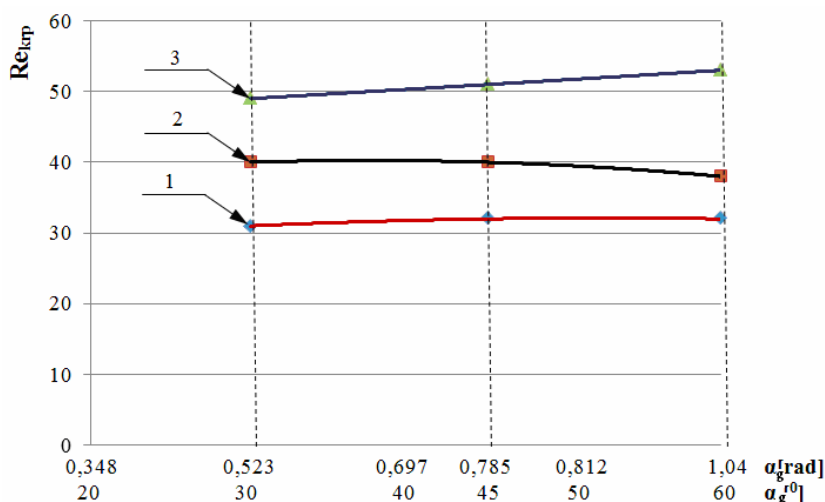


Rys. 4.8. Przykład przepływu laminarnego
Przepływ pulsacyjny $Re_p = 28$, $f_w = 10$ Hz,
 $\alpha_g = 30^\circ$

Na rysunkach 4.7 i 4.8 pokazano przykłady przepływu turbulentnego i laminarnego w szczelinie dławiącej układu grzybek stożkowy–gniazdo ostrokrawędziowe. Realizowany był przepływ pulsacyjny o częstotliwości $f_w = 5, 10, 25$ Hz.

Na rysunku 4.9 zobrazowano zależność krytycznej liczby Reynoldsa Re_{knp} podczas przepływu pulsacyjnego w szczelinie dławiącej układu grzybek stożkowy–gniazdo ostrokrawędziowe od kąta α_g . Jako parametr potraktowano częstotliwość pulsacji

ciśnienia, przyjmując w każdym przypadku stałą amplitudę pulsacji na poziomie 30% ciśnienia średniego.



Rys. 4.9. Zależność krytycznej liczby Reynoldsa Re_{knp} od kąta α_g zawartego pomiędzy osią symetrii a poboczną grzybka stożkowego dla przepływu pulsacyjnego:
 1 – częstotliwość pulsacji $f_w = 5$ Hz, 2 – częstotliwość pulsacji $f_w = 10$ Hz,
 3 – częstotliwość pulsacji $f_w = 25$ Hz

Porównując wykresy na rysunkach 4.3 i 4.9, można zauważyć, że większymi krytycznymi liczbami Reynoldsa, rozgraniczającymi przepływ laminarny od turbulentnego charakteryzuje się ruch cieczy stacjonarny w stosunku do przepływu pulsującego. Aczkolwiek w obu przypadkach są to wartości dużo mniejsze w stosunku do krytycznych liczb Reynoldsa dla przewodów o przekroju kołowym.

5. Prędkości propagacji fali ciśnienia

Prawidłowe określenie prędkości c_o propagacji fali ciśnienia w przewodzie hydraulicznym jest bardzo istotne ze względu na podstawowy jej wpływ na wyniki symulacji przebiegów ciśnień w stanach nieustalonych, zarówno w zakresie amplitudy, jak i częstotliwości ich zmian. Parametr ten jest zazwyczaj wyznaczany ze znanej powszechnie formuły [1, 161, 163, 171, 201, 212, 228]

$$c_o = \sqrt{\frac{\beta_c}{\rho_o \left(1 + \frac{\beta_c D}{E g_p} c_1 \right)}} \quad (5.1)$$

Stała c_1 jest uwarunkowana sposobem umocowania przewodu i można ją wyznaczyć jedną z poniższych zależności [228]:

- dla monolitycznego przewodu o jednostronnym utwierdzeniu

$$c_1 = 1 - 0,5 \nu_p \quad (5.2)$$

- dla przewodu utwierdzonego obustronnie (brak przesunięć osiowych)

$$c_1 = 1 - \nu_p^2 \quad (5.3)$$

- dla przewodu z kompensacją wzdłużną (dylatacje)

$$c_1 = 1 \quad (5.4)$$

gdzie ν_p – współczynnik Poissona materiału przewodu.

Zależność (5.1) wyprowadzono, przyjmując założenie, że podczas stanu nieustalonego w ścianach przewodu występuje tylko jednokierunkowy stan naprężenia, a zatem jej stosowanie ogranicza się do przewodów cienkościennych. Przewód hydrauliczny jest cienkościennym, jeżeli spełnia warunki bezmomentowej powłoki błonowej. Stan naprężenia i odkształcenia powłoki błonowej można opisać równaniami Laplace'a, a jej grubość względna m_w musi spełniać warunek [163]:

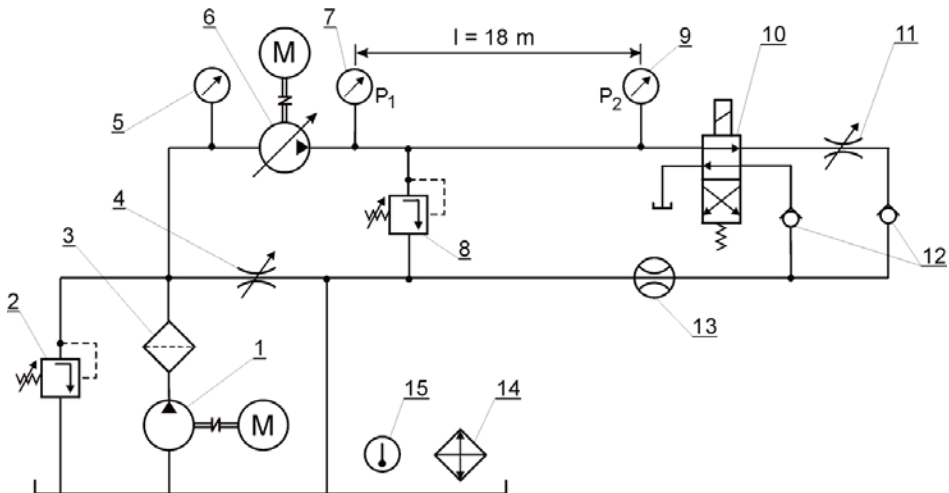
$$m_w = \frac{g_p}{D} < 0,025 \quad (5.5)$$

W współczesnych instalacjach hydrostatycznych układów napędowych, ze względu na stosowane zakresy wartości ciśnień, grubość względna m_w bardzo często znacznie przekracza wartość graniczną równą 0,025. Z tych też względów należy sądzić, że stosowanie formuły (5.1) do wyznaczania prędkości propagacji fali ciśnienia ma w praktyce ograniczone zastosowanie i niejednokrotnie może prowadzić do błędnych wyników. Równanie (5.1) jest też zupełnie nieprzydatne w przypadku stosowania przewodów elastycznych, ponieważ brak jest danych podawanych przez producentów na temat wartości modułu sprężystości E materiału przewodów, szczególnie gdy jest zastosowanych kilka oplotów stalowych w budowie przewodu elastycznego.

W celu uściślenia wartości prędkości propagacji fali ciśnienia opracowano metodę i przeprowadzono badania doświadczalne pozwalające precyzyjnie określić prędkość fali ciśnienia w zależności od rodzaju materiału przewodu i wartości ciśnienia.

5.1. Badania doświadczalne prędkości propagacji fali ciśnienia w zależności od materiału przewodu

- Badania doświadczalne określające prędkość propagacji c_0 fali ciśnienia w zależności od rodzaju materiału przewodu przeprowadzono na stanowisku, którego schemat hydrauliczny zobrazowano na rysunku 5.1. Badania polegały na rejestracji przebiegu ciśnienia przy pompie p_1 i przy rozdzielaczu p_2 po skokowym przesterowaniu rozdzielacza na kierunek przepływu przez zawór dławiący 11 (skokowa zmiana obciążenia).



Rys. 5.1. Schemat hydrauliczny układu do badania prędkości propagacji fali ciśnienia:
 1 – pompa wyporowa stałej wydajności doładowująca, 2 – zawór bezpieczeństwa zespołu doładowującego, 3 – filtr, 4 – zawór dławiący, 5 – manowakuometr, 6 – pompa wyporowa zmiennej wydajności, 7 – przetwornik ciśnienia, 8 – zawór bezpieczeństwa, 9 – przetwornik ciśnienia, 10 – rozdzielacz 4/2, 11 – zawór dławiący, 12 – zawór zwrotny, 13 – przepływomierz, 14 – chłodnica wodna, 15 – termometr

Określając opóźnienie Δt_p pomiędzy początkiem wzrostu ciśnienia przy rozdzielaczu (koniec przewodu) i pompie (początek przewodu) wyznaczono prędkość propagacji fali ciśnienia dla przewodów elastycznych (jeden lub dwa oploty stalowe średnica wewnętrzna $D = 9$ mm) i sztywnych ($D = 9$ mm, grubość ścianki $g_p = 1,5$ mm) wg relacji:

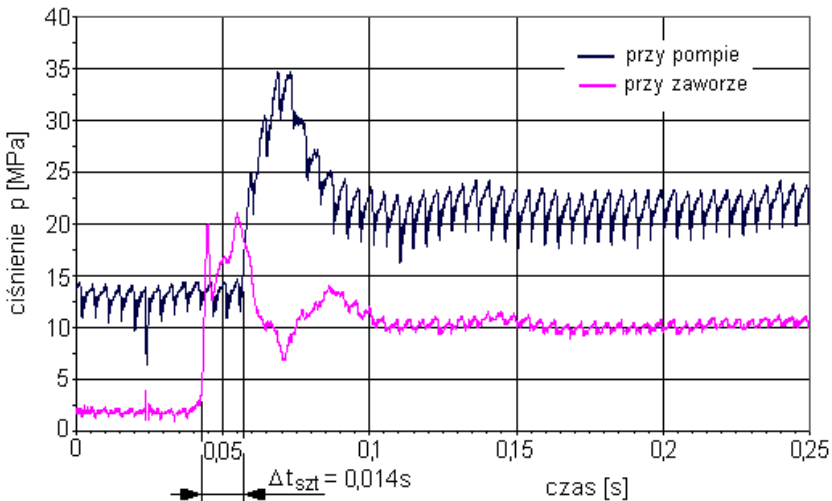
$$c_o = \frac{L_p}{\Delta t_p} \quad (5.6)$$

gdzie L_p – długość przewodu badanego = 18 m, Δt_p – różnica czasu.

Warunki prowadzenia badań były następujące:

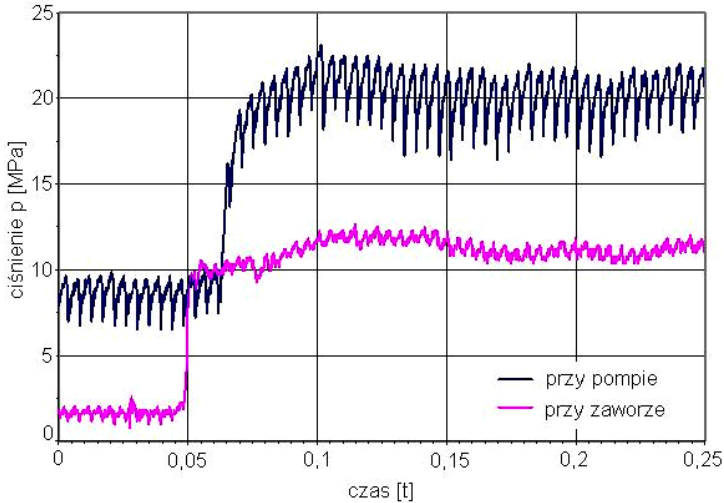
- ciecz robocza – olej hydrauliczny HL68,
- temperatura cieczy roboczej $T = 323 \pm 2$ K,
- ciśnienie tłoczenia $p_t = (0-20,0)$ MPa,
- ciśnienie ssania $p_s = 0,01$ MPa,
- prędkość obrotowa $n_p = 25$ s⁻¹ (1500 obr/min).

Przykładowe przebiegi ciśnienia w układzie badawczym dla przewodu sztywnego i elastycznego przedstawiają rysunki 5.2 i 5.3.



Rys. 5.2. Przebieg ciśnienia w układzie badawczym dla przewodu sztywnego

Do rejestracji przebiegów chwilowych ciśnień w odpowiednich punktach na linii hydraulicznej wykorzystano zestaw aparatury pomiarowej składającej się z: tensometrycznych czujników ciśnienia własnej konstrukcji, przewodów ekranowanych, eliminujących zakłócenia zewnętrzne, oscyloskopu cyfrowego Tektronix TDS-224, wielokanałowego wzmacniacza sygnału TDA-6 oraz z komputera z kartą analogowo cyfrową AD/DA i oprogramowaniem Wave Star – Tektronix.



Rys. 5.3. Przebieg ciśnienia w układzie badawczym dla przewodu elastycznego, jeden opłot stalowy, $\Delta t_{el} = 0,022$ s

W celu określenia dokładności rejestracji przebiegu ciśnienia (przez wyznaczenie maksymalnej niepewności systematycznej) należy zsumować poszczególne niepewności występujące w całym torze pomiarowym, poczynając od czujnika poprzez wzmacniacz i komputer. Maksymalna niepewność pomiarowa $\delta_{p_{max}}$ wyrażona jest zależnością:

$$\delta_{p_{max}} = \left| \delta_{p_{czujnika}} \right| + \left| \delta_{p_{wzmacniacza}} \right| + \left| \delta_{p_{komputera}} \right| \quad (5.7)$$

Do badań wykorzystano:

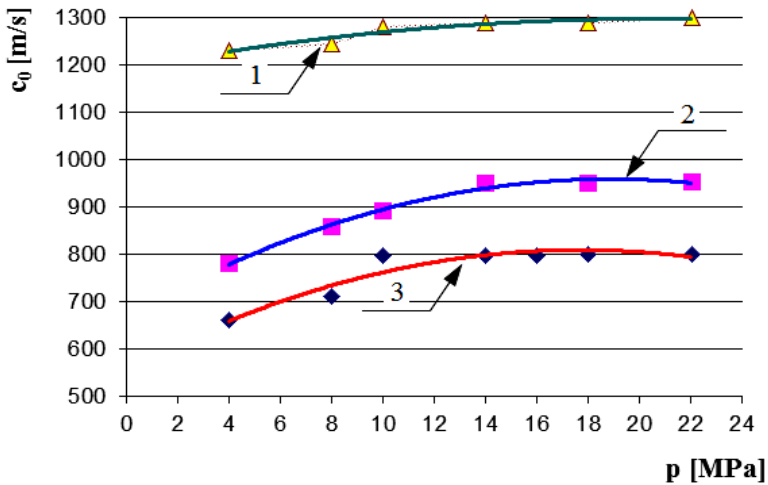
- czujniki tensometryczne, których niepewność pomiarową określono poprzez wzorcowanie $\delta_{p_{czujnika}} = \pm 0,5\%$
- wzmacniacz TDA – 6 o niepewności pomiarowej $\delta_{p_{wzmacniacza}} = \pm 1\%$
- komputer z kartą analogowo-cyfrową $\delta_{p_{komputera}} \leq \pm 1\%$

Uwzględniając poszczególne niepewności pomiarowe, oceniono niepewność rejestracji ciśnienia poniżej $\delta_{p_{max}} \leq 2,5\%$.

Prędkość propagacji fali ciśnieniowej wyznaczono na podstawie kilkakrotnie powtórzonych pomiarów opóźnienia rejestracji sygnału przez kolejne czujniki tensometryczne. Niepewność pomiarową prędkości propagacji fali ciśnienia oceniono na poziomie $\delta_{p_{max}} = 2,5\%$.

Średnia z serii 10 pomiarów dla przewodu sztywnego wyniosła $\Delta t_{szt} = 0,014$ s, $c_{oszt.} = 1288$ m/s – średnia prędkość propagacji fali ciśnienia przewód sztywny, $c_{oel.} = 800$ m/s – przewód elastyczny. Podane prędkości propagacji fali ciśnienia odnoszą się do warunków, gdy w przewodzie ciśnienie statyczne było większe od 10 MPa. Zależ-

ność prędkości c_0 propagacji fali ciśnienia od ciśnienia statycznego p dla różnych przewodów pokazano na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Zależność prędkości c_0 propagacji fali ciśnienia od ciśnienia średniego p na długości rurociągu dla różnych materiałów przewodów: 1 – przewód sztywny, 2 – przewód elastyczny dwa opłoty stalowe, 3 – przewód elastyczny jeden opłot stalowy

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów uzyskano równania empiryczne opisujące zależność prędkości propagacji fali ciśnienia c_0 od wartości ciśnienia statycznego mierzonego w środku długości badanych przewodów. Równania te uzyskano w zakresie ciśnień 4–22 MPa w następującej postaci:

- przewód sztywny, stalowy przewód sztywny: grubość względna $m_p = 0,166$ ($D = 9$ mm, $g_p = 1,5$ mm)

$$c_{oszt} = -0,2508p^2 + 10,296p + 1190,7 \quad (5.8)$$

- przewód elastyczny, dwa opłoty stalowe;

$$c_{oel2} = -0,8157p^2 + 30,746p + 668,51 \quad (5.9)$$

- przewód elastyczny, jeden opłot stalowy;

$$c_{oel1} = -0,8041p^2 + 28,394p + 558,27 \quad (5.10)$$

6. Badania numeryczne i eksperymentalne stanów nieustalonych w układach z hydrauliczną linią długą (HLD)

W hydrostatycznych układach napędowych często stosuje się konstrukcję zblokową zasilacza hydraulicznego. Polega to na tym, że wszystkie elementy rozmieszczone są przy pompie, najczęściej na górnej płycie zbiornika, a cały zasilacz połączony jest z odbiornikiem przewodami zasilającym i zlewowym. W ocenie właściwości dynamicznych układu napędowego należy też uwzględnić wpływ rodzaju przewodów i ich geometrii.

Stany nieustalone w układach hydrostatycznych są powodowane wymuszeniami wynikającymi z nagłych zmian obciążenia odbiornika mocy bądź gwałtownych zmian prędkości przepływu cieczy roboczej powodowanych przez zespół sterowania. W przewodzie zasilającym powstaje wtedy szybkozmienny przepływ cieczy, któremu towarzyszą fale podwyższonego lub obniżonego ciśnienia. Na problemy dynamiczne występujące w przewodzie zasilającym należy zwrócić uwagę wtedy, gdy przewód ten będzie zaliczony do hydraulicznej linii długiej (HLD). W opisie ruchu cieczy należy wtedy stosować parametry rozłożone [1, 5, 7, 14, 234]. Z hydrauliczną linią długą mamy do czynienia wówczas, gdy długość fali propagowanej jest rzędu długości przewodu. Należy zaznaczyć, że długość fali zależna jest, między innymi, od częstotliwości wymuszeń i zakwalifikowanie rurociągu jako HLD nie zależy tylko od długości geometrycznej.

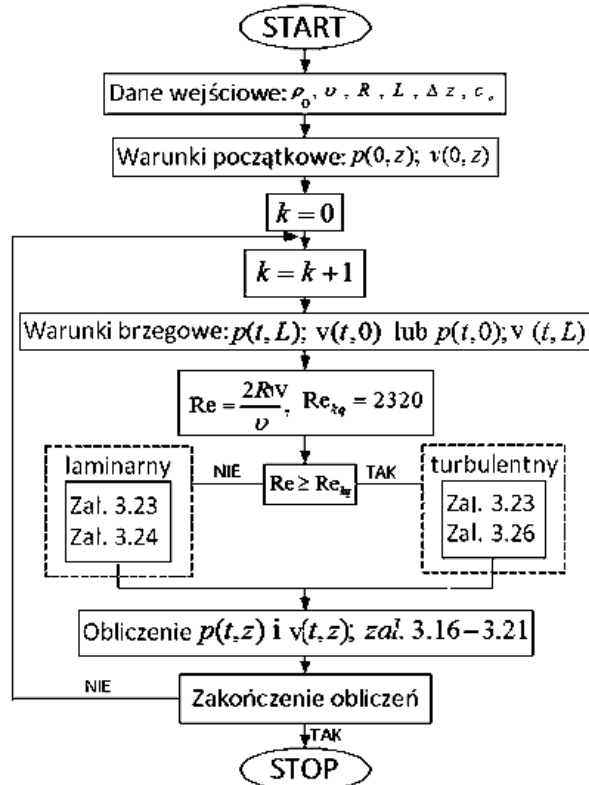
Należy podkreślić, iż przebieg stanu nieustalonego w znacznym stopniu zależy nie tylko od geometrii hydraulicznej linii długiej, ale również od materiału, z którego wykonane są przewody.

W rozdziale 6 przedstawiono symulację oraz wyniki badań doświadczalnych stanów nieustalonych metodą charakterystyk oraz przeanalizowano wpływ rodzaju i średnicy przewodów hydraulicznych na uzyskiwane przebiegi, wywołane skokowym obciążeniem odbiornika. Pod uwagę wzięto przewody sztywne (stalowe) oraz elastyczne (węże gumowe z opłotem stalowym). Znajomość przebiegu ciśnienia i prędkości stanu nieustalonego w układzie hydrostatycznym, napędowym bądź sterowania, jest szczególnie pożądana w kontekście funkcjonalności urządzenia, w którym pracuje układ (niebezpieczeństwo uszkodzenia elementów układu, niedogodności związane z procesem sterowania itp.), jak również ze względu na aspekty ekologiczne (hałas układu).

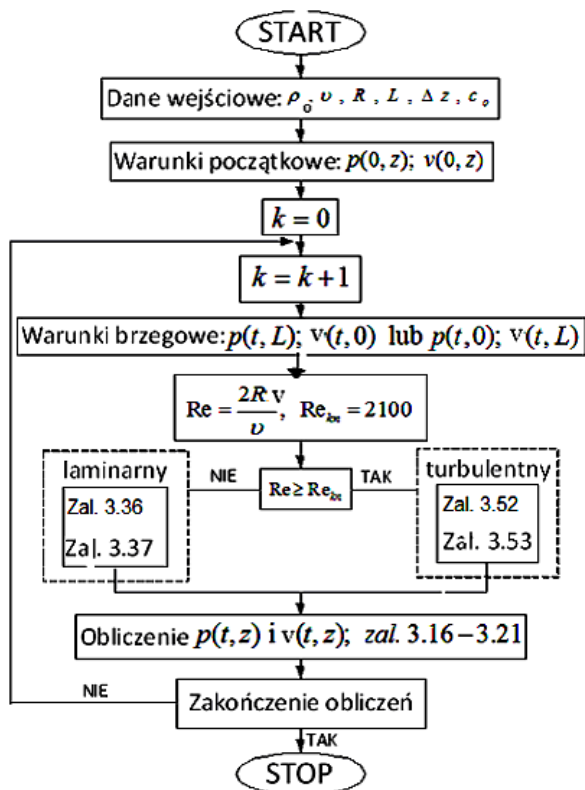
W opracowaniu przedstawiono analizę przebiegów dynamicznych dokonaną poprzez symulacje komputerowe porównane z wynikami doświadczalnymi oraz wykazano konsekwencje zastosowania poszczególnych rodzajów przewodów. Przeanalizowano wpływ dwóch rodzajów tarcia o ścianki przewodu – tarcie quasi-ustalone i niestacjonarne.

6.1. Algorytmy obliczeń przebiegów ciśnienia i prędkości przepływu w stanach przejściowych hydraulicznej linii długiej

Na podstawie przeglądu (rozd. 3) metod wyznaczania naprężenia stycznego na ścianie przewodu opracowano algorytmy pozwalające obliczyć zmiany ciśnienia $p(t, z)$ i prędkości przepływu $v(t, z)$ w stanach nieustalonych hydraulicznej linii długiej. Rozpatrzono dwa przypadki w zależności od przyjętego modelu tarcia tarcie quasi ustalone pokazane na rysunku 6.1 i tarcie niestacjonarne na rysunku 6.2.



Rys. 6.1. Algorytm obliczeń zmian ciśnienia $p(t, z)$ i prędkości przepływu $v(t, z)$ w stanach przejściowych metodą charakterystyk z użyciem efektywnych metod obliczania naprężenia stycznego na ścianie przewodu, model tarcia quasi-ustalonego



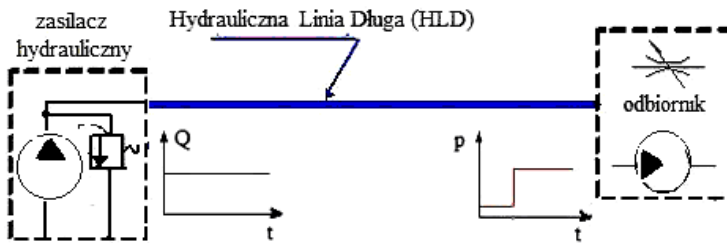
Rys. 6.2. Algorytm obliczeń zmian ciśnienia $p(t, z)$ i prędkości przepływu $v(t, z)$ w stanach przejściowych metodą charakterystyk z użyciem efektywnych metod obliczania naprężenia stycznego na ścianie przewodu, przepływ pulsacyjny, model tarcia niestacjonarnego

Podczas dokładnych obliczeń symulacyjnych stanów przejściowych, w każdym punkcie linii hydraulicznej i w każdej chwili sprawdzana jest liczba Reynoldsa: $Re = D|v|/\nu$. Jej wartość jest porównywana z wcześniej określoną liczbą krytyczną i na tej podstawie przepływ, w konkretnym czasie i miejscu, zostaje zakwalifikowany jako turbulentny bądź laminarny. Następnie wykonuje się obliczenia odpowiadające tym dwóm rodzajom przepływu. Sprowadza się to do zastosowania odpowiedniego współczynnika strat tarcia λ (w modelu strat quasi-liniowym) oraz funkcji wagi $w(\hat{t})$ (w modelu strat niestacjonarnych) adekwatnej charakterowi przepływu.

6.2. Wpływ rodzaju przewodów na stany nieustalone w układach hydraulicznych z linią długą

Podstawowym celem przeprowadzonych symulacji i weryfikacji doświadczalnej, oprócz określenia wpływu rodzaju przewodów na stany nieustalone w HLD, było potwierdzenie słuszności przyjętej metody charakterystyk i rodzajów tarcia w oblicze-

niach przebiegów prędkości i ciśnienia podczas skokowej zmiany obciążenia odbiornika hydraulicznego. Taki rodzaj stanu przejściowego bardzo często występuje w trakcie eksploatacji maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym i to było podstawą przyjęcia takiego rodzaju wymuszenia w symulacji i badaniach doświadczalnych. Przeanalizowano dwa układy hydrauliczne, w których badano wpływ odkształcalności przewodów (reprezentowanej przez prędkość propagacji fali ciśnienia) na przebieg stanów nieustalonych. Odkształcalność przewodów była analizowana na przykładzie przewodów sztywnych oraz przewodów elastycznych. Sprężystość przewodów ma istotny wpływ na prędkość rozchodzenia się zaburzeń wzdłuż linii hydraulicznej. Na podstawie badań eksperymentalnych podanych w rozdziale 4 ustalono prędkość rozchodzenia się zaburzeń dla przewodu elastycznego $c_{oel} = 800$ m/s (jeden opłot stalowy, średnica wewnętrzna $D = 9$ mm) oraz $c_{oszt} = 1288$ m/s dla przewodu sztywnego ($D = 9$ mm, grubość ścianki $g_p = 1,5$ mm), przy wartości ciśnienia w układzie > 10 MPa. Na rysunku 6.3 pokazano schemat analizowanego układu hydraulicznego z zaznaczoną hydrauliczną linią długą (HLD) zasilaną stałym natężeniem przepływu (generator ma dużą nadwyżkę mocy), zaznaczonymi warunkami brzegowymi oraz bezinercyjnym odbiornikiem, w którym w pewnej chwili nastąpiło skokowe zwiększenie obciążenia, czego skutkiem jest skokowy wzrost ciśnienia na końcu przewodu. Układ do weryfikacji doświadczalnej uzyskanych przebiegów z symulacji jest taki sam jak przedstawiono na rysunku 5.1, różnica polega tylko na tym, że został skrócony do $L = 9$ m przewód zasilający.



Rys. 6.3. Schemat modelowanego układu hydraulicznego

Dane użyte w symulacjach i badaniach doświadczalnych:

$\rho_o = 890$ kg/m³ – gęstość cieczy, $\nu = 20$ cSt – lepkość kinematyczna cieczy, $Q_{sr} = 20$ dm³/min, początkowe natężenie przepływu, $c_{oszt} = 1288$ m/s – prędkość propagacji fali ciśnienia w przypadku przewodu sztywnego, $c_{oel} = 800$ m/s – prędkość propagacji fali ciśnienia w przypadku przewodu elastycznego, $L = 9$ m – długość linii hydraulicznej, $D = 0,009$ m średnica wewnętrzna przewodu – I wariant, $D = 0,032$ m – II wariant. Ciśnienie przy odbiorniku zmienia się w sposób skokowy, początkowa wartość: 10 MPa, końcowa: 15 MPa, czas po którym wywołano skok ciśnienia: $t_s = 0,05$ s, liczony od chwili rozpoczęcia symulacji. Obliczenia wykonano według opracowanych algorytmów – rysunki 6.1 i 6.2.

Na rysunku 6.4 pokazano porównanie przebiegów ciśnienia w trakcie stanu przejściowego uzyskane dla dwóch modeli tarcia w przewodzie sztywnym; tarcia quasi-ustalonego i niestacjonarnego z naniesionymi wynikami pomiarów doświadczalnych. Jak wynika z tego porównania model tarcia niestacjonarnego dokładniej odzwierciedla wyniki symulacji w porównaniu z danymi doświadczalnymi.

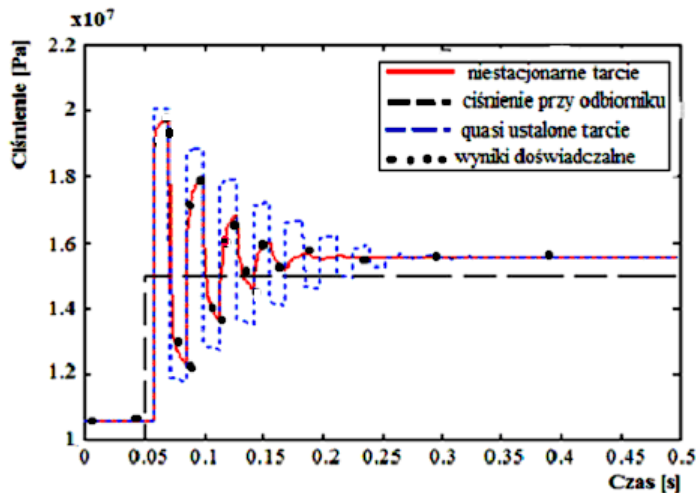
Na rysunku 6.5 zobrazowano przebieg zmian ciśnienia w trakcie stanu przejściowego generowanego skokową zmianą obciążenia odbiornika dla przewodu elastycznego i sztywnego. Naniesiono wyniki doświadczalne, gdzie różnica pomiędzy symulacją a doświadczalnymi rezultatami mieści się w granicach niepewności pomiarowej określonej w rozdziale 5 (zależność 5.7) na poziomie 2,5%. Z przedstawionych symulacji i potwierdzonych wynikami eksperymentalnymi wynika, że podczas procesu przejściowego wynikającego ze skokowej zmiany obciążenia odbiornika hydraulicznego w przewodzie zasilającym generowane są fale ciśnienia i przepływu których częstotliwość można określić z zależności dotyczącej prostego uderzenia hydraulicznego, odpowiadającej częstotliwości rezonansowej HLD [27]:

$$f_{\text{HLD}} = \frac{c_o}{4L} \quad (6.1)$$

gdzie: f_{HLD} – częstotliwość rezonansowa HLD.

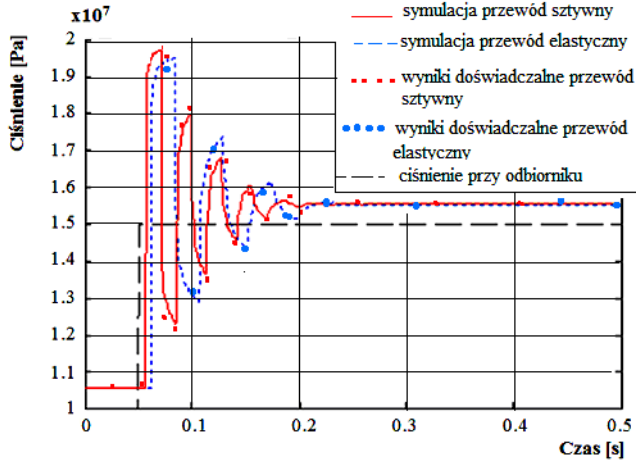
W analizowanych przypadkach częstotliwość rezonansowa dla HLD wynosiła:

- przewód sztywny, symulacja $f_{\text{HLD}} = 35 \text{ Hz}$, pomiar – 35,7 Hz
- przewód elastyczny, symulacja $f_{\text{HLD}} = 22 \text{ Hz}$, pomiar – 22,9 Hz.



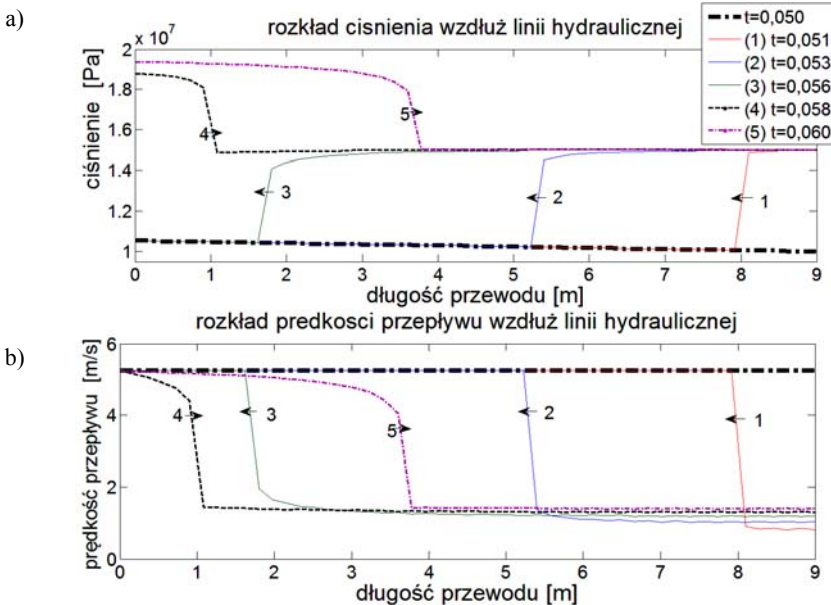
Rys. 6.4. Przebiegi zmian ciśnienia \tilde{p} przy pompie w układzie z HLD porównanie przebiegów w przypadku użycia modelu quasi-ustalonych oraz niestacjonarnych strat tarcia.

Obliczenia wykonano dla przewodów sztywnych ($c_{\text{oszt}} = 1288 \text{ m/s}$) o średnicy $D = 9 \text{ mm}$



Rys. 6.5. Przebiegi zmian ciśnienia \bar{p} przy pompie w układzie z HLD wskutek gwałtownej zmiany ciśnienia przy odbiorniku – porównanie przypadków dla przewodu elastycznego ($c_{oel} = 800$ m/s) oraz sztywnego ($c_{osz} = 1288$ m/s) o średnicy $D = 9$ mm, model niestacjonarnych strat tarcia

W celu zobrazowania przebiegu fali ciśnienia i prędkości przepływu na długości przewodu w początkowych odcinkach czasu, przeprowadzono symulację tego procesu pokazaną na rysunku 6.6.



Rys. 6.6. Rozkłady ciśnienia \bar{p} : a) i prędkości przepływu v_z , b) wzdłuż linii hydraulicznej w kolejnych krokach czasowych wskutek gwałtownego wzrostu ciśnienia na jej końcu.

Przewód sztywny, niestacjonarny model tarcia

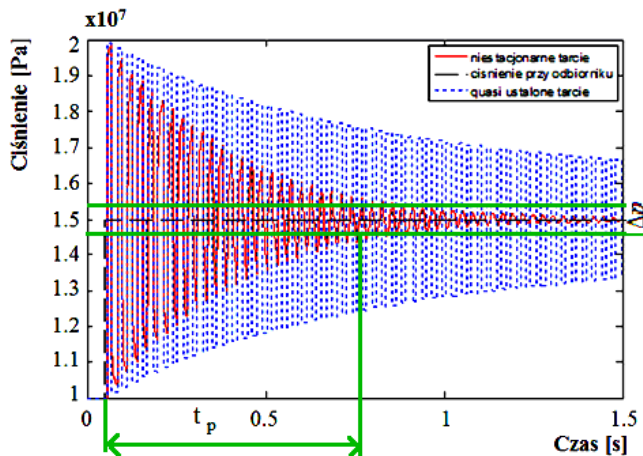
W celu ilościowego porównania uzyskanych przebiegów zmian ciśnienia na drodze symulacji numerycznej wykorzystujących model niestacjonarnego tarcia cieczy i zamiennie quasi-ustalonych strat tarcia, można posłużyć się wskaźnikiem do oceny jakości procesu przejściowego, tzw. czasem trwania procesu przejściowego t_p . Jest on definiowany jako czas, po upływie którego wychylenie y spełnia nierówność [153]:

$$\left| y(t_p) - y(\infty) \right| \leq \Delta y \quad (6.2)$$

gdzie: $y(t_p)$ – wartość, jaką osiąga wielkość y po upływie czasu t_p , $y(\infty)$ – wartość, jaką osiągnęłaby wielkość y , gdyby oddziaływanie zewnętrzne miało idealnie statyczny charakter, Δy – dopuszczalna różnica wielkości $y(t_p)$ i $y(\infty)$ (przyjęto $\pm 5\%$ od wartości $y(\infty)$ na rysunku 6.7).

Wskaźnik ten ma szczególne znaczenie w projektowaniu hydraulicznych układów automatycznego sterowania, gdyż w istotny sposób wpływa na jakość procesu sterowania.

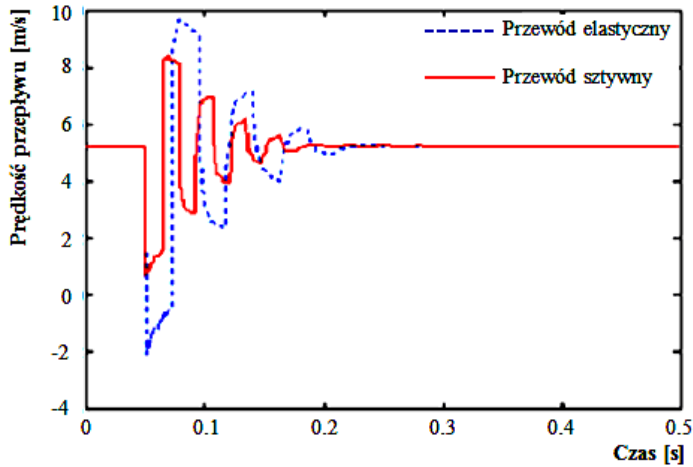
Na rysunku 6.7 przedstawiono czas trwania procesu przejściowego dla założonego przykładowo przedziału Δp . Jak widać na tym rysunku symulacja uwzględniająca model niestacjonarnego tarcia cieczy poprawnie przewiduje czas trwania procesu. Natomiast dla symulacji z uwzględnionym tylko quasi-ustalonym tarcia, czas t_p jest kilkukrotnie dłuższy.



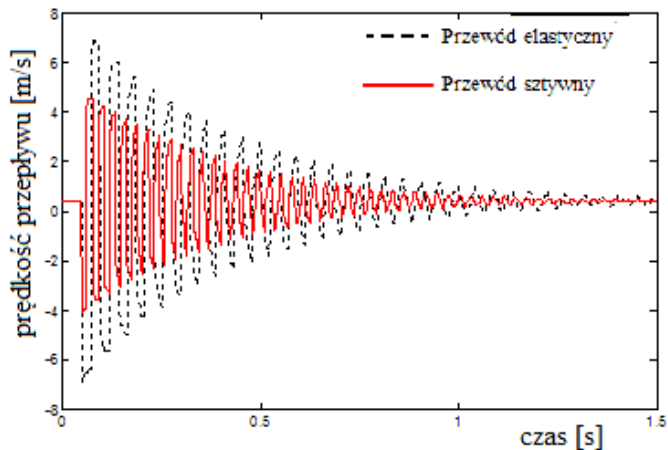
Rys. 6.7. Przebieg zmian ciśnienia \tilde{p} przy pompie w układzie z HLD porównanie przebiegów w przypadku użycia modelu quasi-ustalonych oraz niestacjonarnych strat tarcia.

Obliczenia wykonano dla przewodów sztywnych ($c_{oszt} = 1288$ m/s) o średnicy $D = 32$ mm

Przebieg zmian prędkości v_z przepływu przy odbiorniku w układzie z HLD wskutek gwałtownej zmiany ciśnienia przy odbiorniku – porównanie przypadków dla przewodu elastycznego i sztywnego dla różnych średnic wewnętrznych pokazano na rysunkach 6.8 i 6.9.



Rys. 6.8. Przebieg zmian prędkości v_z przepływu przy odbiorniku w układzie z HLD wskutek gwałtownej zmiany ciśnienia przy odbiorniku – porównanie dla przewodu elastycznego ($c_{oel} = 800$ m/s) i sztywnego ($c_{oszt} = 1288$ m/s) o średnicy $D = 9$ mm, model niestacjonarnych strat tarcia



Rys. 6.9. Przebieg zmian prędkości v_z przepływu przy odbiorniku w układzie z HLD wskutek gwałtownej zmiany ciśnienia przy odbiorniku – porównanie dla przewodu elastycznego ($c_{oel} = 800$ m/s) oraz sztywnego ($c_{oszt} = 1288$ m/s) o średnicy $D = 32$ mm, model niestacjonarnych strat tarcia

6.3. Stany nieustalone układów hydraulicznych z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy

Symulację stanu przejściowego wywołanego skokową zmianą obciążenia odbiornika z uwzględnieniem wpływu pulsacji pompy przeprowadzono dla układu hydraulicz-

nego pokazanego na rysunku 5.1. W pierwszym etapie przyjęto warunki, aby zapewnić przepływ pulsacyjny laminarny.

Warunki przeprowadzonych pomiarów i symulacji były następujące:

Lepkość kinematyczna $\nu = 150 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, długość przewodu $L = 18 \text{ m}$, średnie natężenie przepływu $Q_{\text{sr}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, przewód sztywny – średnica wewnętrzna $D = 9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, liczba Reynoldsa $Re = 471$.

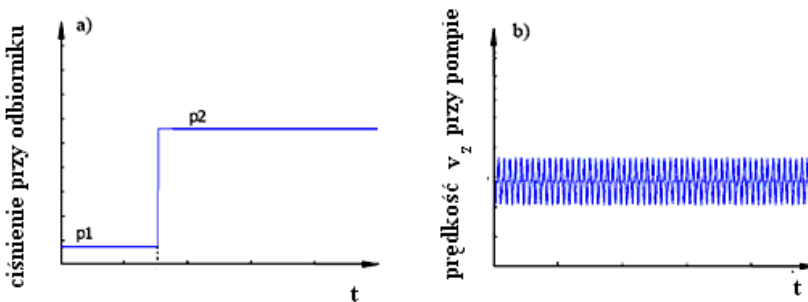
Przyjęto następujące warunki brzegowe dla hydraulicznej linii długiej:

- od strony rozdzielacza, podczas ustalonej pracy układu, gwałtowne zwiększenie ciśnienia,
- od strony pompy hydraulicznej stałe natężenie przepływu Q_{sr} i chwilowe natężenie przepływu \tilde{q} opisane jest równaniem (2.8).

Warunek brzegowy dla pompy PTOZ-100 (taka pompa była stosowana w badaniach doświadczalnych) zgodnie z definicją prędkości przepływu w przekroju poprzecznym przewodu hydraulicznego i wykorzystując w równaniu (2.8) wyznaczoną amplitudę pulsacji wydajności poszczególnych harmonicznych (rys. 2.13), uwzględniając pierwsze trzy składowe harmoniczne, uzyskano:

$$v(t, 0) = \frac{4\tilde{q}}{\pi D^2} = 7,8 \left\{ 1 - (0,051 \cos 1394t + 0,038 \cos 2788t + 0,018 \cos 4182t) \right\} \quad (6.3)$$

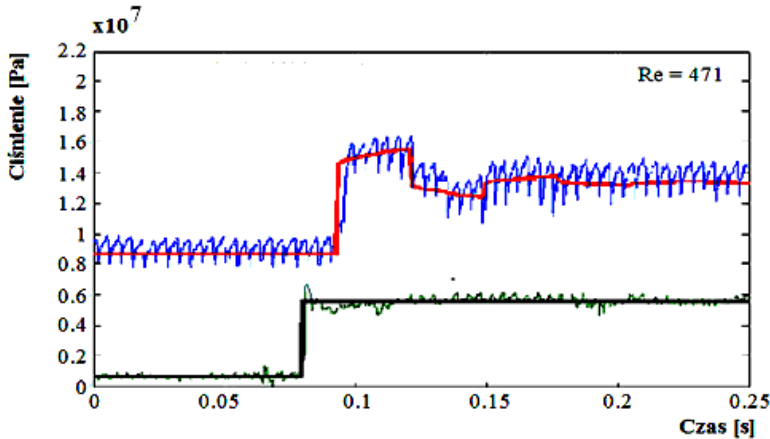
W sposób poglądowy warunki brzegowe pokazano na rysunku 6.10.



Rys. 6.10. Poglądowe przedstawienie warunków brzegowych dla symulacji z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy, a) przebieg ciśnienia przy odbiorniku hydraulicznym, b) przebieg prędkości przepływu przy pompie hydraulicznej

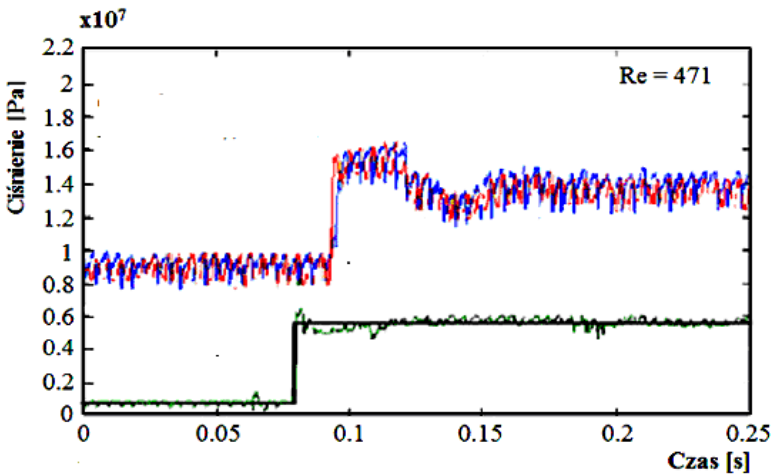
Badania symulacyjne przeprowadzono według algorytmu przedstawionego na rysunku 6.2 (niestacjonarny model tarcia). Przyjęto liczbę odcinków pomiarowych $h = 20$, długość odcinka obliczeniowego $\Delta z = L/h = 0,9 \text{ m}$, wielkość kroku czasowego $\Delta t = \Delta z/c_o = 0,0007 \text{ s}$.

Na rysunkach 6.11 i 6.12 przedstawiono zarejestrowane przebiegi oraz naniesione przewidywane przebiegi symulowane numerycznie – bez uwzględnienia pulsacji wydajności pompy (rys. 6.11) i z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy (rys. 6.12).



- — symulacja numeryczna, przebieg przy pompie hydraulicznej
- — przebieg ciśnienia przy zaworze (warunek brzegowy w obliczeniach)
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy pompie hydraulicznej
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy zaworze

Rys. 6.11. Porównanie symulacji z przebiegiem doświadczalnym, model niestacjonarnych strat tarcia, bez uwzględnienia pulsacji wydajności pompy. Dane: przewód sztywny, $c_{oszt} = 1288$ m/s, $\nu = 150 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $Q_{sr} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ m³/s, $L = 18$ m, $D = 0,009$ m

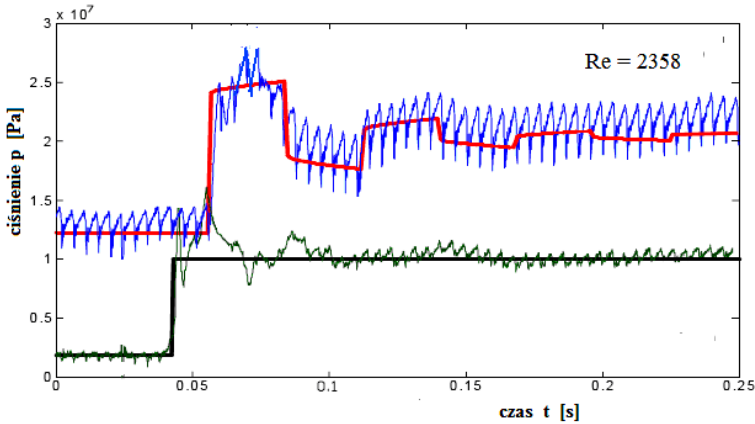


- — symulacja numeryczna, przebieg przy pompie hydraulicznej
- — przebieg ciśnienia przy zaworze (warunek brzegowy w obliczeniach)
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy pompie hydraulicznej
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy zaworze

Rys. 6.12. Porównanie symulacji z przebiegiem doświadczalnym, model niestacjonarnych strat tarcia, z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy. Dane: przewód sztywny, $c_{oszt} = 1288$ m/s, $\nu = 150 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $Q_{sr} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ m³/s, $L = 18$ m, $D = 0,009$ m

W celu zweryfikowania zależności teoretycznych w zakresie przepływu pulsacyjnego turbulentnego zwiększono w układzie badawczym natężenie przepływu do wartości $Q_{sr} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (pompa PTOZ-100 zmiennej wydajności) oraz zmniejszono lepkość oleju do wartości $\nu = 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (poprzez wzrost temperatury oleju), liczba Reynoldsa $Re = 2358$.

Na rysunkach 6.13 i 6.14 przedstawiono zarejestrowane przebiegi oraz naniesione przewidywane przebiegi symulowane numerycznie – bez uwzględnienia pulsacji wydajności pompy i z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy.



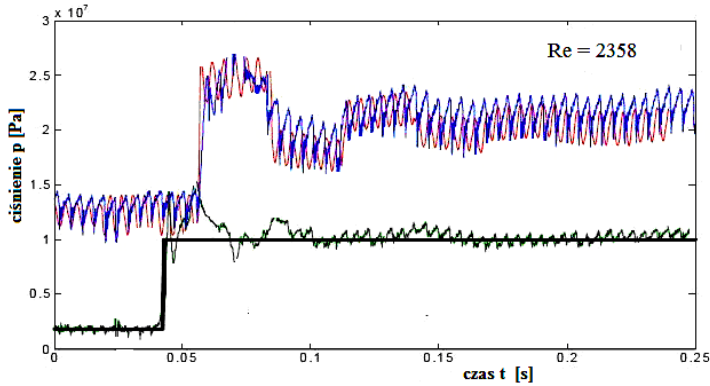
- — — — — symulacja numeryczna, przebieg przy pompie hydraulicznej
- — — — — przebieg ciśnienia przy zaworze (warunek brzegowy w obliczeniach)
- — — — — dane doświadczalne, przebieg zmian przy pompie hydraulicznej
- — — — — dane doświadczalne, przebieg zmian przy zaworze

Rys. 6.13. Porównanie symulacji z przebiegiem doświadczalnym, model niestacjonarnych strat tarcia, bez uwzględnienia pulsacji wydajności pompy. Dane: przewod sztywny, $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$, $\nu = 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $L = 18 \text{ m}$, $D = 0,009 \text{ m}$

Warunek brzegowy dla przypadku z uwzględnieniem pulsacji wydajności dla przepływu turbulentnego wyniósł:

$$v(t, 0) = \frac{4\tilde{q}}{\pi D^2} = 13,1 \{1 - (0,051 \cos 1394t + 0,038 \cos 2788t + 0,018 \cos 4182t)\} \quad (6.4)$$

W rozdziale 6 przeanalizowano wpływ rodzaju przewodów hydraulicznych na przebieg stanów nieustalonych w układach hydrostatycznych. W badaniach wykorzystano przewody sztywne (stalowe) i elastyczne (węże gumowe z opłotem stalowym). Analiza teoretyczna służyła określeniu przebiegów ciśnienia i prędkości przepływu w układzie hydraulicznym przy skokowej zmianie obciążenie odbiornika (silnika hydraulicznego). Cel ten osiągnięto, stosując metodę charakterystyk i uwzględniając model strat tarcia stacjonarnych oraz niestacjonarnych w równaniach opisujących, w parametrach rozłożonych, przepływ cieczy w przewodzie zasilającym. Istnieje wpływ



- — symulacja numeryczna, przebieg przy pompie hydraulicznej
- — przebieg ciśnienia przy zaworze (warunek brzegowy w obliczeniach)
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy pompie hydraulicznej
- — dane doświadczalne, przebieg zmian przy zaworze

Rys. 6.14. Porównanie symulacji z przebiegiem doświadczalnym, model niestacjonarnych strat tarcia, z uwzględnieniem pulsacji wydajności pompy. Dane: przewód sztywny, $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$, $\nu = 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $L = 18 \text{ m}$, $D = 0,009 \text{ m}$

rodzaju przewodów na przebieg ciśnienia i prędkości w HLD. Średnica (wewnętrzna) przewodu hydraulicznego wpływa istotnie na dynamikę przepływu niestacjonarnego w układzie hydraulicznym. Ze względu na małą średnicę przewodu (w analizowanym przykładzie $D = 9 \text{ mm}$) mamy do czynienia, co należy podkreślić, z dużym tłumieniem przebiegu, a co za tym idzie znacznie skróconą pulsacją przepływu (zmiany prędkości przepływu szybko zanikają). Pociąga to za sobą zmniejszony udział niestacjonarnego tarcia cieczy, a więc powoduje znacznie mniejsze rozbieżności pomiędzy modelami quasi-ustalonego i niestacjonarnego tarcia cieczy niż przypadek linii hydraulicznej z dużą średnicą ($D = 32 \text{ mm}$).

W przewodzie elastycznym, z powodu większej pojemności, pulsacje prędkości przepływu są zwiększone (natężenia przepływu), jeśli gwałtownie wzrasta opór na końcu linii hydraulicznej. W przewodzie elastycznym dochodzi do znaczącego zmniejszenia częstotliwości pulsacji ciśnienia. Jest to spowodowane większą odkształcalnością ścianek przewodu, a więc zmniejszonym zastępczym modułem sprężystości objętościowej β_z . Oznacza to też mniejszą prędkość rozchodzenia się zaburzeń w linii hydraulicznej c_{oel} . Częstotliwość pulsacji podczas uderzenia hydraulicznego można obliczyć ze znanej zależności $f = c_o/(4L)$ [234] Jak wynika z zamieszczonych przebiegów, pulsacja ciśnienia zawiera się w zakresie do kilkudziesięciu Hz. Jest to szczególnie niebezpieczne ze względu na możliwość wzbudzenia niepożądanych drgań infradźwiękowych poszczególnych elementów układu hydraulicznego. Dokładniejsze odwzorowanie przebiegów rzeczywistych ciśnienia w stanie nieustalonym uzyskuje się wówczas, gdy w symulacji uwzględni się pulsację wydajności pompy waporowej i przyjmie niestacjonarny model tarcia cieczy o ścianki przewodu.

7. Kształtowanie charakteru rozruchu pod kątem minimalizacji hałasu

Z praktyki pomiarowej wynika, że jednym z głównych źródeł dźwiękotwórczych hydrostatycznych układów napędowych jest pompa wyporowa. Z danych literaturowych i doświadczeń własnych wynika fakt, że poziom emitowanego hałasu przez pompę wyporową jest proporcjonalny do obciążenia tego elementu. Takiego samego zjawiska można spodziewać się w trakcie stanów nieustalonych przekładni hydrostatycznej, gdzie w większości przypadków przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu ma charakter oscylacyjny z tłumieniem, a więc występuje ciśnienie p_{\max} i jak się należy spodziewać występowanie hałasu o przebiegu niestacjonarnym i o maksymalnym natężeniu. Pulsacje będące następstwem rozruchu o małych częstotliwościach są źródłem powstawania hałasu infradźwiękowego. Ochrona przed infradźwiękami jest skomplikowana ze względu na znaczne długości fal infradźwiękowych, dla których tradycyjne ściany, przegrody, ekrany i pochłaniacze akustyczne są mało skuteczne. W niektórych przypadkach fale infradźwiękowe są wzmacniane na skutek rezonansu pomieszczeń, elementów konstrukcyjnych kabin i całych obiektów. Najlepszą ochronę przed szkodliwym działaniem infradźwięków stanowi ich zwalczanie u źródła powstawania, a więc eliminacja przyczyn generujących ten rodzaj hałasu. Zaproponowano sposób sterowania rozruchem przekładni hydrostatycznej eliminujący powstawanie infradźwięków i redukujący poziom hałasu globalnego. Cel ten może być zrealizowany poprzez odpowiednie ukształtowanie nadwyżki ciśnienia nad ciśnieniem ustalonym wynikającym z obciążenia silnika i jego chłonności właściwej. Rozpatrzono dwa rozwiązania łagodzące uderzeniowe zmiany ciśnienia, a tym samym redukując hałas napędu hydrostatycznego w stanach przejściowych. W pierwszym przypadku zastosowano sterowanie w technice proporcjonalnej, drugi wariant dotyczył sterowania rozruchem rozdzielaczem konwencjonalnym i wykorzystanie zaworu rozruchowego własnej konstrukcji.

7.1. Sterowanie układami hydraulicznymi z elementami proporcjonalnymi ze względu na minimum hałasu

Do analizy rozruchu i algorytmu sterowania przyjęto przekładnię hydrostatyczną zbudowaną na podstawie jednostek nienastawnych. Zmiana prędkości wału silnika

hydraulicznego realizowana była metodą dławieniowo równoległą. W tym celu w odgałęzieniu przewodu tłocznego pompy zamontowano rozdzielacz proporcjonalny, który po zaślepieniu odpowiednich otworów wykorzystywany był jako element nastawiający pole powierzchni szczeliny dławiącej. Ten typ sterowania przyjęto ze względów na wyższą sprawność w stosunku do sterowania dławieniowego szeregowego. Różnica ta szczególnie uwidacznia się, gdy wymagana jest mała prędkość obrotowa silnika hydraulicznego.

7.1.1. Model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej sterowanej elementami proporcjonalnymi

Ze względu na strukturę analizowanego układu i charakter występujących w nim zjawisk do analizy teoretycznej wykorzystano model układu o parametrach skupionych, opisany równaniami różniczkowymi zwyczajnymi i algebraicznymi, przyjmując powszechnie stosowane założenia upraszczające [62, 66, 73, 84, 100, 165, 201, 205].

Dla przyjętych założeń upraszczających model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej tworzy się według równania ciągłości przepływu (zasada zachowania masy) oraz warunku równowagi momentów działających na wał silnika. Modelowany układ hydrauliczny z silnikiem obrotowym i zaznaczonymi poszczególnymi parametrami dotyczącymi bilansów przepływów oraz obciążeń przedstawiono na rys. 7.1.

Do budowy modelu matematycznego rozruchu i algorytmu sterowania przyjęto przekładnię hydrostatyczną zbudowaną na podstawie jednostek nienastawnych. Zmiana prędkości wału silnika hydraulicznego realizowana była metodą dławieniową.

Równanie bilansu przepływu dla linii hydraulicznej łączącej pompę 1 z rozdzielaczem 4 ma postać:

$$Q_{pt} = Q_{vp} + Q_Z + Q_R + Q_{rd} + Q_{c1} \quad (7.1)$$

Bilans przepływu przez rozdzielacz 4 sterujący kierunkiem ruchu określa równanie:

$$Q_R = Q_s + Q_{sv} + Q_{c2} \quad (7.2)$$

Po uwzględnieniu, że:

$$Q_{pt} = q_p \omega_p \quad (7.3)$$

$$Q_{vp} = a_p p_p(t) \quad (7.4)$$

$p_p(t)$ – wartość ciśnienia w króćcu tłocznym pompy

$$Q_R = G_R \sqrt{p_p(t) - p_s(t)} \quad (7.5)$$

G_R – przewodność rozdzielacza 4, $p_s(t)$ – ciśnienie w króćcu tłocznym silnika

$$Q_{rd} = G_{rd}(t) \sqrt{p_p(t)} \quad (7.6)$$

G_{rd} – przewodność rozdzielacza 2 (zaworu dławiącego) opisana równaniem:

$$G_{rd}(t) + T_r \frac{dG_{rd}(t)}{dt} = w G_{rd \max} \quad (7.7)$$

T_r – stała czasowa rozdzielacza 2, w – współczynnik sterowania określany równaniem:

$$w = \frac{i - i_{\min}}{i_{\max} - i_{\min}} 100\% \quad (7.8)$$

gdzie: i , i_{\max} , i_{\min} – prąd zasilający elektromagnes proporcjonalny i odpowiednio prąd maksymalny, minimalny

$$Q_{c1} = c_p \frac{dp_p(t)}{dt} \quad (7.9)$$

c_p – pojemność cieczy i przewodów na odcinku pompa 1 rozdzielacz 4.

$$Q_s = q_s \omega_s(t) \quad (7.10)$$

q_s – chłonność właściwa silnika hydraulicznego, $\omega_s(t)$ – prędkość kątowna wału silnika.

$$Q_{c2} = c_s \frac{dp_s(t)}{dt} \quad (7.11)$$

c_s – pojemność cieczy i przewodów na odcinku rozdzielacz 4 silnik hydrauliczny 5.

Równanie (7.10) i (7.2) można zapisać w postaci:

$$q_p \omega_p = a_{vp} p_p(t) + G_R \sqrt{p_p(t) - p_s(t)} + G_{rd} \sqrt{p_p(t)} + c_p \frac{dp_p(t)}{dt} + Q_Z \quad (7.12)$$

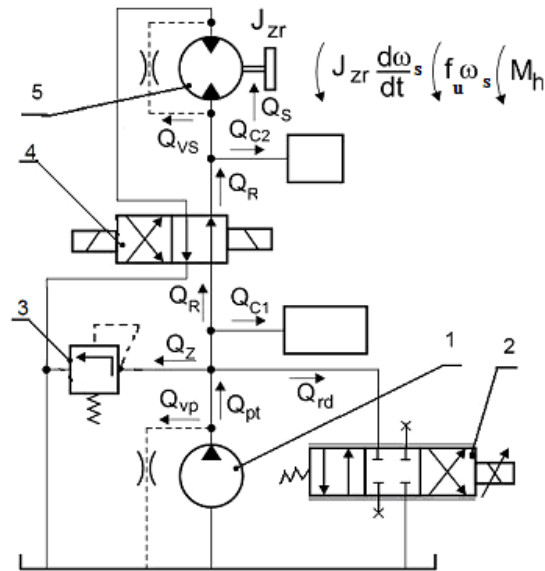
$$G_R \sqrt{p_p(t) - p_s(t)} = q_s \omega_s(t) + a_{vs} p_s(t) + c_s \frac{dp_s(t)}{dt} \quad (7.13)$$

Równanie przepływu przez zawór maksymalny za pracą [54, 205] można przedstawić w postaci:

$$Q_Z(t) + T_Z \frac{dQ_Z}{dt} = h_Z [p_p(t) - p_o] \quad (7.14)$$

$$Q_Z(t) = 0 \text{ dla } p_p(t) \leq p_o \quad (7.15)$$

w której: T_Z – stała czasowa zaworu maksymalnego, h_Z – współczynnik wzmocnienia zaworu, p_o – ciśnienie otwarcia zaworu maksymalnego.



Rys. 7.1. Schemat ideowy przekładni hydrostatycznej sterowanej dławieniowo-równoległe:

Q_{pt} – wydajność teoretyczna pompy 1, Q_{vp} – straty przecieków pompy, Q_z – przepływ przez zawór maksymalny 3, Q_{rd} – przepływ przez zawór 2 wstawiony równoległe w stosunku do przewodu tłocznego, Q_{c1} – przepływy wywołany ściśliwością w objętości pomiędzy pompą 1 a rozdzielaczem sterującym kierunkiem ruchu, Q_R – przepływy przez rozdzielacz 4 sterujący kierunkiem ruchu, Q_S – przepływy do silnika hydraulicznego 5, Q_{vs} – straty przecieków silnika hydraulicznego, Q_{c2} – przepływ wywołany ściśliwością w objętości pomiędzy rozdzielaczem 4 a silnikiem hydraulicznym 5

Warunek równowagi momentów na wałku silnika hydraulicznego przyjmuje postać:

$$q_s p_s(t) = M_h + f_{uo} \omega_s(t) + I_{zr} \frac{d\omega_s(t)}{dt} \quad (7.16)$$

gdzie: q_s – chłonność właściwa silnika, M_h – zredukowany moment hamujący, f_{uo} – współczynnik tarcia wiskotycznego w ruchu obrotowym, I_{zr} – zredukowany do wału silnika masowy moment bezwładności mas napędzanych.

Warunek graniczny:

$$\text{jeżeli } q_s p_s \leq M_h \text{ oraz } \omega_s = 0, \text{ to } \frac{d\omega_s}{dt} = 0 \quad (7.17)$$

Warunki początkowe:

$$\omega_s(0) = 0; p_p(0) = p_s(0) = \left(\frac{q_p \omega_p}{G_{rd \max}} \right)^2; Q_z(0) = 0 \quad (7.18)$$

7.1.2. Badania symulacyjne i doświadczalne układu z elementami proporcjonalnymi

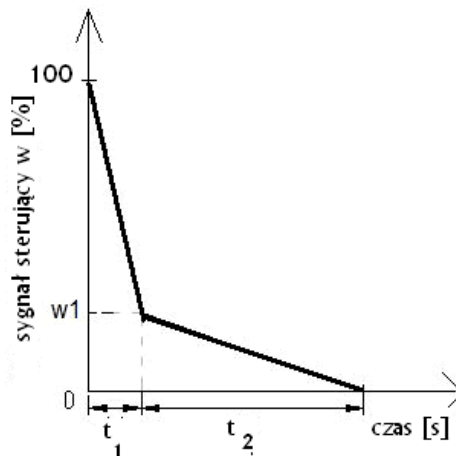
Podstawowym celem modelowania było określenie algorytmu zapewniającego najkorzystniejszy sposób przesterowania zaworu sterującego proporcjonalnego podczas rozruchu przekładni hydrostatycznej. Przez pojęcie „najkorzystniejszy sposób przesterowania” rozumieć należy taki jego rodzaj, przy którym maksymalne chwilowe ciśnienie panujące w układzie jest możliwie najmniejsze, a czas rozruchu możliwie najkrótszy. Spełnienie pierwszego warunku zapewnia mały hałas przy rozruchu, a drugiego – zwiększoną wydajność maszyny.

Model teoretyczny odzwierciedlający równania (7.1)–(7.18) implementowano w programie Matlab 6.5 z wykorzystaniem pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej przeprowadzono parametryzację modelu określając poszczególne wartości współczynników równań z pomiarów statycznych lub danych katalogowych.

Dane liczbowe: $Q_{pl} = 3,33 \text{ E-}4 \text{ m}^3/\text{s}$, $I_{zr} = 2,2 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$, $M_h = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$, $f = 0,063 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$, $c_p = 0,6 \text{ E-}12 \text{ m}^5/\text{N}$, $c_s = 0,9 \text{ E-}12 \text{ m}^5/\text{N}$, $a_{vp} = 2,69 \text{ E-}12 \text{ m}^4/\text{s}/\text{kg}$, $a_{vs} = 6,87 \text{ E-}12 \text{ m}^4/\text{s}/\text{kg}$, $G_R = 4,55 \text{ E-}7 \text{ m}^4/\text{s}\cdot\text{N}^{0,5}$, $G_{rd\max} = 1,11 \text{ E-}7 \text{ m}^4/\text{s}\cdot\text{N}^{0,5}$, $T_Z = 0,019 \text{ s}$, $h_Z = 3,2 \text{ E-}8 \text{ m}^5/\text{N}\cdot\text{s}$, $T_r = 0,02 \text{ s}$, $q_s = 5,03 \text{ E-}6 \text{ m}^3/\text{rd}$.

Sterowanie rozruchem polega na zmianie powierzchni przepływu szczeliny dławiącej w zaworze proporcjonalnym umieszczonym równoległe do przewodu tłoczego w funkcji czasu. Miarą tych zmian jest współczynnik sterowania określony wyrażeniem (7.8) – 100% odpowiada maksymalnej wartości pola przepływu, natomiast 0% zawór jest całkowicie zamknięty. Przyjęty charakter zmian współczynnika sterowania pokazano na rys. 7.2.

W celu sterowania rozdzielaczem proporcjonalnym według założonego algorytmu opracowano specjalny program komputerowy **Hydrosfer**, pozwalający generować dowolny przebieg funkcji sterującej. Opis programu zamieszczony jest w załączniku monografii.

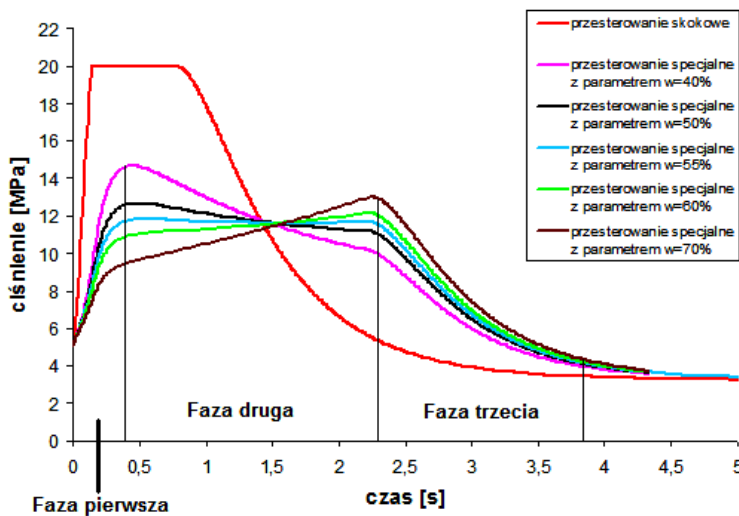


Rys. 7.2. Zależność sygnału sterującego w od czasu

Aby uzyskać najkorzystniejszy przebieg ciśnienia pod względem najmniejszej wartości maksymalnego ciśnienia chwilowego oraz najkrótszego czasu rozruchu, należy dążyć do możliwie „płaskiego” przebiegu ciśnienia. Jest to możliwe, wykorzystując proporcjonalny zawór dławiący połączony równolegle oraz stosując specjalny rodzaj przesterowania scharakteryzowany trzema parametrami: t_1 , t_2 , w_1 pokazanymi na rysunku 7.2.

Po przeprowadzonych analizach, dla rozpatrywanej przekładni, przyjęto czas t_1 jako stały i równy 0,15 sekundy, a czas t_2 jako stały i równy 2,05 sekundy.

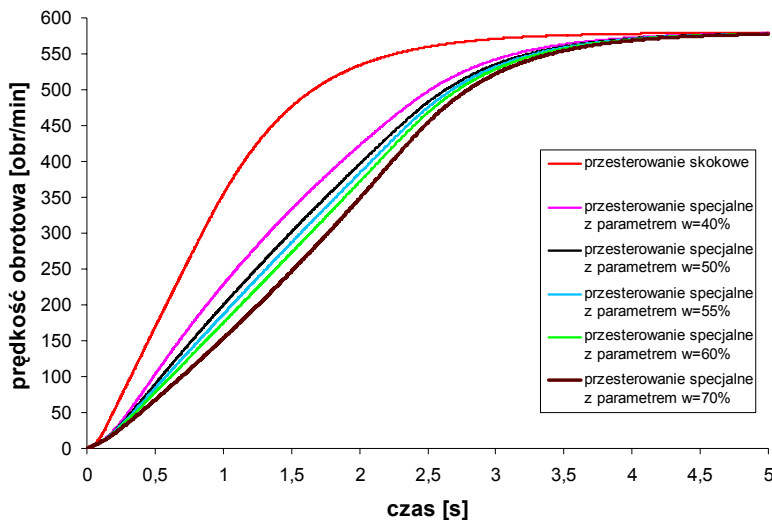
Zmieniano natomiast współczynnik sterowania w_1 , aby uzyskać najkorzystniejszy (najbardziej „płaski”) przebieg ciśnienia. Zaobserwowano, że najkorzystniejszy przebieg ciśnienia będzie wtedy, gdy parametr $w_1 = 55\%$. Na rysunku 7.3 przedstawiono również przypadek skokowego przesterowania sygnału sterującego.



Rys. 7.3. Teoretyczny przebieg ciśnienia p_t w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej w funkcji czasu dla różnych współczynników sterowania w_1

Ogólnie czas rozruchu przy zadaniu takiego sygnału sterującego, jak na rys. 7.2 można podzielić na czas trwania poszczególnych faz rozruchu: t_{f1} (faza pierwsza), t_{f2} (faza druga), t_{f3} (faza trzecia). Czas t_{f1} w przybliżeniu jest równy parametrowi t_1 . Czas t_{f2} w przybliżeniu równy jest parametrowi t_2 . Czas t_{f3} jest ściśle zależny od właściwości fizycznych układu i w przybliżeniu stały, jeśli przebieg ciśnienia w fazie drugiej jest „płaski”.

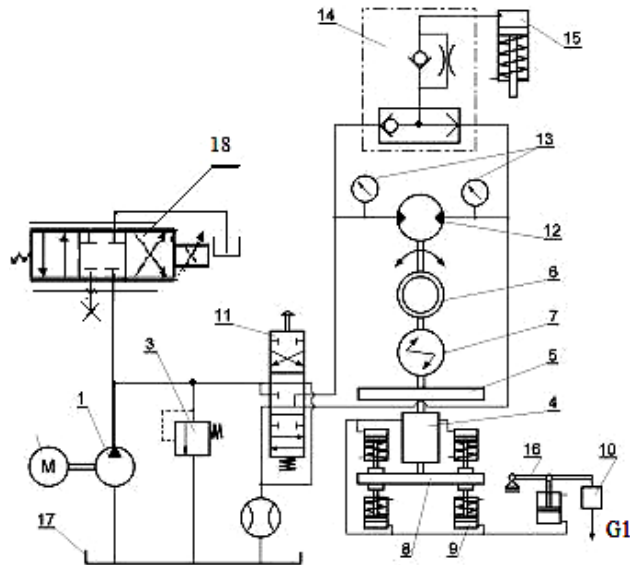
Badaniom doświadczalnym, weryfikującym poprawność przyjętego modelu, a także wpływ przyjętego rodzaju sterowania na hałaśliwość w trakcie rozruchu, poddano przekładnię hydrostatyczną zbudowaną na podstawie rzeczywistego mechanizmu obrotu żurawia samochodowego. Schemat hydrauliczny badanej przekładni przedstawiono



Rys. 7.4. Przebieg prędkości obrotowej n_s wału silnika hydraulicznego w trakcie rozruchu dla różnych współczynników sterowania w_1

na rysunku 7.5. Stanowisko pomiarowe (rys. 7.5) zbudowane zostało na bazie elementów rzeczywistego mechanizmu obrotu, jaki był zamontowany w żurawiu DSO 182 T produkcji FAMABA Głogów. Pompa wielotłoczkowa typ PNZ-25 (w wersji badań z elementami proporcjonalnymi) napędzana jest silnikiem 2 prądu zmiennego, w przypadku badań z zaworem rozruchowym stosowana była pompa wielotłoczkowa PTOZ-100 napędzana silnikiem prądu stałego z płynną nastawą prędkości obrotowej za pomocą układu tyrystorowego. Układ przed przeciążeniem zabezpieczony jest zaworem maksymalnym 3. Ciecz przez rozdzielacz 11 zasila silnik hydrauliczny 12 (typ 1613). Hamulec cierny 15 odblokowywany jest panującym ciśnieniem w układzie poprzez zawór alternatywny 14. W przewodach dolotowym i spływowym silnika hydraulicznego zamontowane są czujniki ciśnienia 13. W celu obciążenia przekładni hydrostatycznej obciążeniem rzeczywistym, jakie panuje podczas pracy żurawia oraz możliwości pomiaru tych obciążeń, dokonano modyfikacji przekładni mechanicznej 4 (typ OH-500). Przeróbka ta polegała na zastosowaniu dodatkowego, oddzielnie ułożyskowanego wałka, sprzęgającego silnik hydrauliczny z przekładnią mechaniczną. Na wałku tym umieszczona jest na sztywno tarcza 5, której wymiary dobrano w ten sposób, aby masowy moment bezwładności tej tarczy był równy zredukowanemu masowemu momentowi bezwładności mas obrotowych żurawia.

Obrotomierz 6 i momentomierz 7 umieszczone na tym wałku umożliwiają pomiar obrotowego momentu wyjściowego i prędkości obrotowej przekładni hydrostatycznej. Symulację oporów łożyska wieńcowego przeprowadzono za pomocą hamulca ciernego. Tarcza hamulcowa 8 zamocowana jest na wyjściu przekładni mechanicznej w miejsce zdemontowanego koła zębatego. Moment hamujący wywierany jest przez klocki

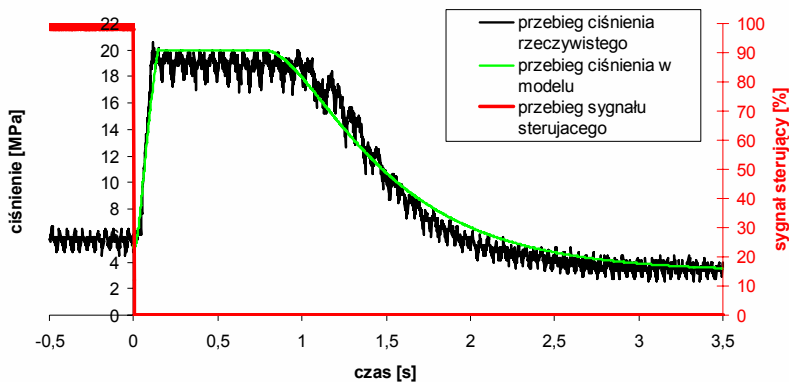


Rys. 7.5. Schemat układu badawczego

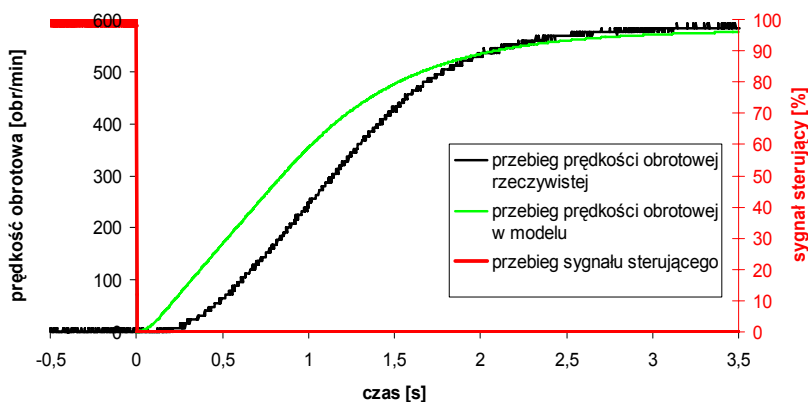
hamulcowe dociskane do tarczy za pomocą cylinderków hamulcowych 9. Wartość tego momentu ustalona jest poprzez ciężar 10, który poprzez układ dźwigniowy 16 obciąża pompę hamulcową, wytwarzając w układzie hamulcowym odpowiednie ciśnienie. Na schemacie hydraulicznym badanej przekładni zaznaczono zainstalowany równoległe rozdzielacz proporcjonalny 18, umiejscowiony tak jak pokazano na schemacie (rys. 7.1) pozycja 2.

Na stanowisku badawczym, przedstawionym na rysunku 7.5, przeprowadzono badania pozwalające określić przebieg ciśnienia p_s , narastanie prędkości obrotowej n_s silnika hydraulicznego w dwóch wersjach. Pierwsza wersja bez udziału wpływu zaworu proporcjonalnego. Porównanie przebiegów tych parametrów, uzyskanych z symulacji, obrazują rysunki 7.6 i 7.7.

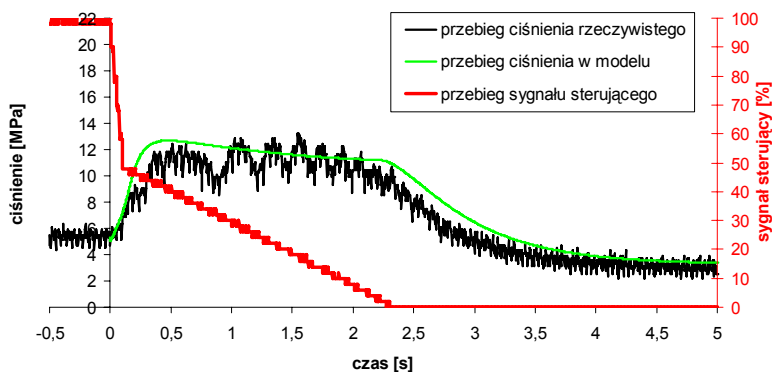
Porównanie przebiegów ciśnienia w króćcu tłocznym pompy oraz prędkości obrotowej silnika hydraulicznego zostało zrobione po to, aby zweryfikować poprawność modelu. Jeżeli przebiegi ciśnienia pokrywają się, to przebieg prędkości obrotowej w modelu jest w początkowej fazie rozruchu nieco opóźniony względem przebiegu prędkości w układzie rzeczywistym. Jest to spowodowane, między innymi tym, że moment hamujący silnika jest większy, gdy silnik jest w spoczynku, niż wtedy, gdy jest w początkowej fazie ruchu. W modelu zostało poczynione założenie upraszczające, że te momenty są równe.



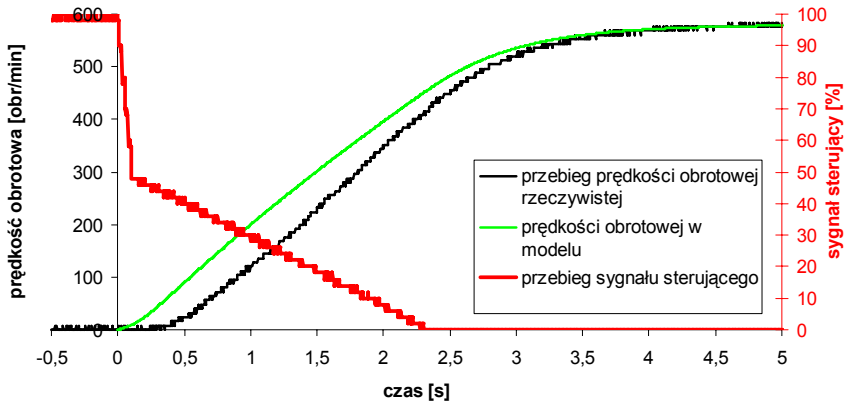
Rys. 7.6. Porównanie przebiegów ciśnienia p_t teoretycznego i doświadczalnego przy skokowej zmianie sygnału (prądu) sterującego. Ciśnienie otwarcia zaworu maksymalnego $p_o = 20$ MPa



Rys. 7.7. Porównanie przebiegów teoretycznego i doświadczalnego zmiany prędkości obrotowej n_s silnika hydraulicznego przy skokowej zmianie sygnału (prądu) sterującego



Rys. 7.8. Porównanie przebiegów ciśnienia p_t teoretycznego i doświadczalnego przy wskaźniku sygnału sterującego $w_1 = 55\%$



Rys. 7.9. Porównanie przebiegów teoretycznego i doświadczonego zmiany prędkości obrotowej n_s silnika hydraulicznego przy wskaźniku sygnału sterującego $w_1 = 55\%$

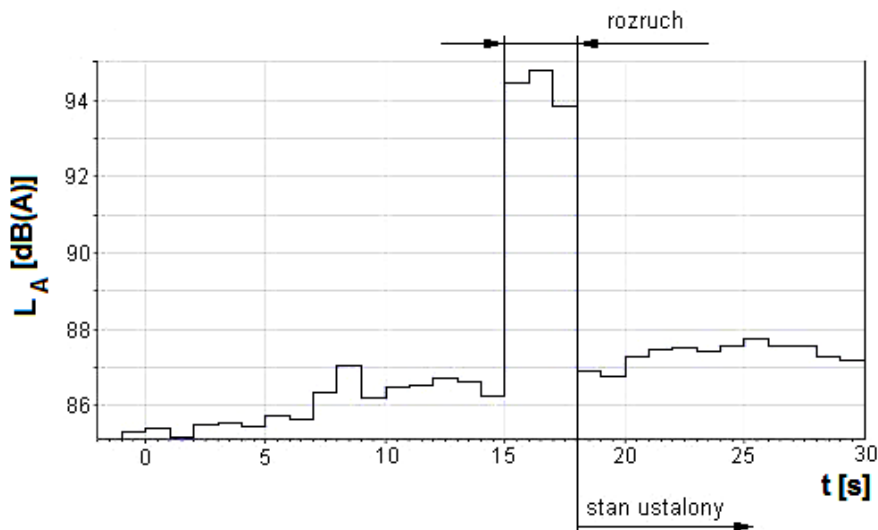
7.1.3. Badania skuteczności obniżenia hałasu w stanach nieustalonych układów hydraulicznych sterowanych w technice proporcjonalnej

W celu określenia zależności pomiędzy charakterem rozruchu a poziomem emitowanego hałasu przekładnię hydrostatyczną (rys. 7.5) umieszczono w komorze akustycznej i jednocześnie rejestrowano przebiegi ciśnienia $p_p(t)$ oraz poziom skorygowanego ciśnienia akustycznego L_A w trakcie rozruchu dla różnych nastaw parametru sterowania w_1 , decydujących o ciśnieniu maksymalnym i czasie trwania stanu nieustalonego. Pomiary odbyły się z wykorzystaniem sonometru firmy Brüel & Kjær typu 2250. Widok badanej przekładni hydrostatycznej umieszczonej w komorze akustycznej pokazuje fotografia na rysunku 7.10

Wyniki pomiarów akustycznych zamieszczono na rys. 7.11–7.14.

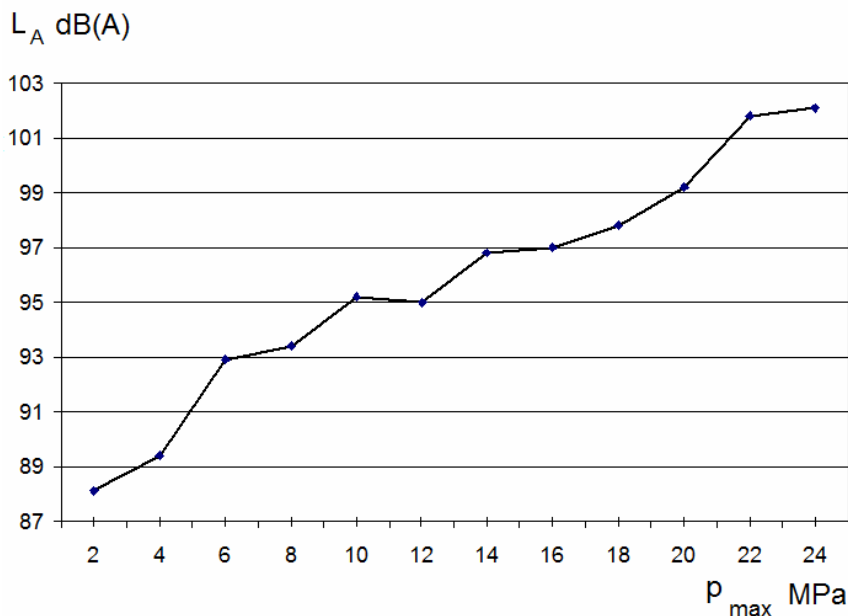


Rys. 7.10. Widok badanej przekładni hydrostatycznej



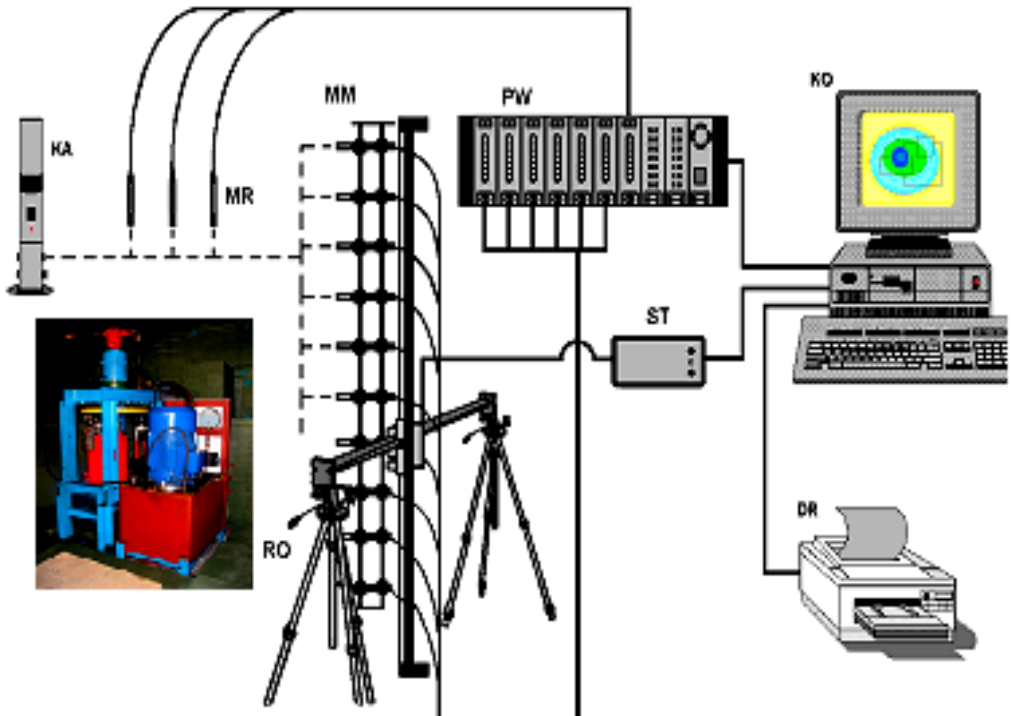
Rys. 7.11. Przebieg skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego w trakcie rozruchu. Parametry rozruchu odpowiadają warunkom z rysunku 7.8

Podczas skokowej zmiany sygnału sterującego w (rys. 7.6) skorygowane ciśnienie akustyczne w trakcie rozruchu osiąga wartość $L_A = 99$ dB(A).

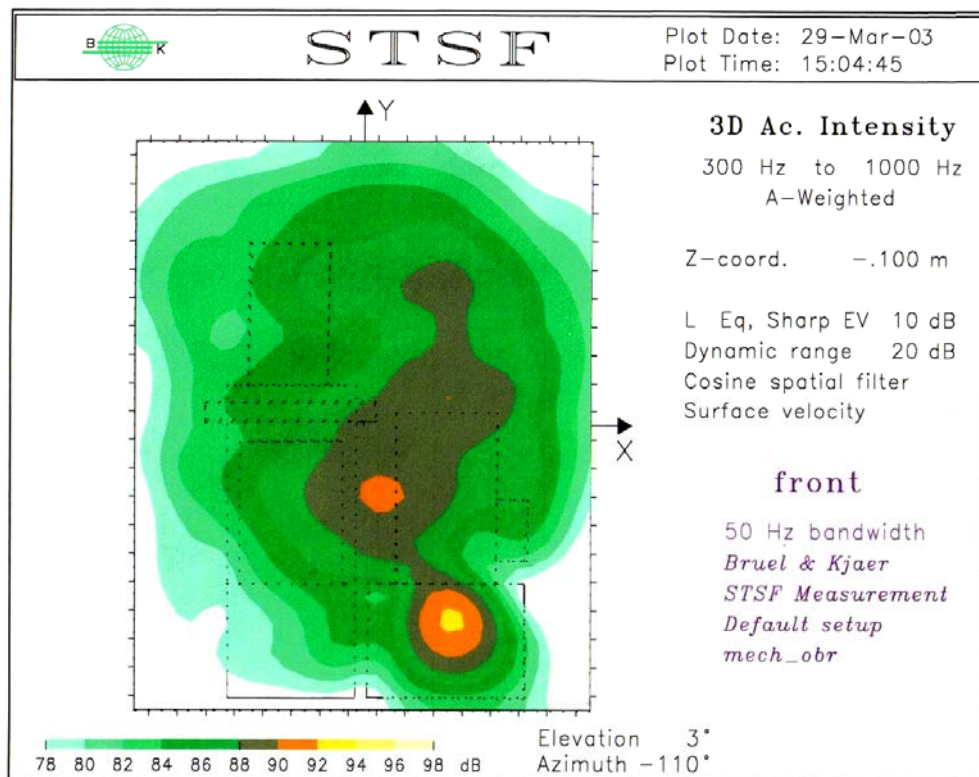


Rys. 7.12. Zależność skorygowanego ciśnienia akustycznego L_A od wartości ciśnienia maksymalnego p_{\max} w trakcie rozruchu badanej przekładni hydrostatycznej

Podstawowym warunkiem skuteczności wyciszenia urządzeń mechanicznych jest lokalizacja źródeł hałasu i oczywiście wskazanie częstotliwości dominujących w danym widmie. Taką możliwość daje, w ostatnich latach opracowana i już dostępna, metoda holografii akustycznej. W celu zlokalizowania elementu najbardziej głośnego w badanej przekładni zastosowano metodę holografii akustycznej znanej pod nazwą NAH (ang. *Near-Field-Holography*). Podstawy teoretyczne oraz sposób pomiarów zwany STSF (ang. *Spatial Transformation of Sound Fields*) podane są w pracach [100, 105]. Pomiar metodą holografii akustycznej umożliwia badanie pól dźwiękowych wokół dowolnego obiektu. Trójwymiarowe wizualizacje takich wielkości akustycznych, jak natężenie dźwięku, prędkość cząsteczki w poszczególnych częstotliwościach pomaga w zlokalizowaniu źródeł hałasu i ustaleniu przyczyn. Na rysunku 7.13 przedstawiono zestaw do pomiarów akustycznych metodą STSF, a na rysunku 7.14 wyniki badań przekładni hydrostatycznej.



Rys. 7.13. Schemat blokowy zestawu do pomiaru metodą STSF: KA – kalibrator natężenia B&K typ 3541, MR – mikrofony referencyjne B&K typ 4196, MM – matryca skanująca B&K typ WA0807 z mikrofonami B&K typ 4196, PW – przetwornik wielokanałowy B&K typ 3561, ST – sterownik robota B&K typ 9655, RO – robot pomiarowy B&K typ 9655, KO – stacja robocza HP z oprogramowaniem B&K typ 7688, DR – drukarka



Rys. 7.14. Rozkład natężenia dźwięku na płaszczyźnie źródłowej badanej przekładni hydrostatycznej, stan ustalony, ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa

Na podstawie przeprowadzonych badań modelowych i weryfikacji doświadczalnej stwierdzono, że istnieje możliwość kształtowania charakteru rozruchu przekładni hydrostatycznej zbudowanej z jednostek nienastawialnych. Można to osiągnąć poprzez instalowanie w odgałęzieniu przewodu tłocznego zaworu dławiącego proporcjonalnego i zastosowaniu odpowiedniego algorytmu sterowania polem powierzchni szczeliny dławiącej w tym zaworze. Sterowanie rozruchem polega na zmianie powierzchni przepływu szczeliny dławiącej w funkcji czasu, w zaworze umieszczonym równolegle. Miarą tych zmian jest współczynnik sterowania określony wyrażeniem (7.8). Aby uzyskać najkorzystniejszy przebieg ciśnienia pod względem najmniejszego maksymalnego ciśnienia chwilowego oraz najkrótszego czasu rozruchu, należy dążyć do możliwie „płaskiego” przebiegu ciśnienia. Jest to możliwe, gdy zastosuje się proporcjonalny zawór dławiący połączony równolegle oraz specjalny rodzaj przesterowania scharakteryzowany trzema parametrami: t_1 , t_2 , w_1 (rys. 7.2). Dobierając odpowiednio parametry rozruchu, można wpływać na ciśnienie maksymalne i czas rozruchu. Istnieje tutaj zależność odwrotnie proporcjonalna – im niższe ciśnienie, tym dłuższy czas rozruchu. Czas rozruchu został przyjęty jako czas, po którym prędkość obrotowa nie różni się od prędkości ustalonej o więcej niż 2%. W badanej przekładni podczas przesterowania

skokowego maksymalne ciśnienie odpowiadało nastawie zaworu maksymalnego $p_{\max} = 20$ MPa i czas rozruchu wynosił $t_{r1} = 2,84$ s, natomiast dla parametrów rozruchu $t_1 = 0,15$ s, $t_2 = 2,25$ s i $w_1 = 55\%$ czas rozruchu został wydłużony do $t_{r2} = 3,82$ s, natomiast $p_{\max2} = 12,3$ MPa. Obniżenie maksymalnego ciśnienia o 7,7 MPa skutkowało redukcją hałasu w stanie nieustalonym o 4,2 dB(A). W badaniach akustycznych stwierdzono znaczny wzrost poziomu hałasu przekładni hydrostatycznej w zależności od wartości ciśnienia maksymalnego w trakcie rozruchu. (rys. 7.12). Dobierając odpowiedni algorytm sterowania, projektant układu napędowego może wpływać na poziom hałasu zastosowanej przekładni hydrostatycznej w stanach nieustalonych i zapewnić spełnienie wymagań normatywnych dotyczących hałasu dopuszczalnego dla danego typu urządzenia. W badaniach, w stanach ustalonych, przeprowadzonych metodą holografii akustycznej stwierdzono, że najgłośniejszym elementem jest pompa wyporowa (rys. 7.14), aczkolwiek zanurzona w oleju, poprzez ścianki zbiornika, jest źródłem hałasu o najwyższym natężeniu w analizowanym układzie napędowym. Drogą do wyciszenia tego elementu jest zastosowanie tłumików pulsacji ciśnienia opisanych w rozdziale 8.

7.2. Zawór rozruchowy obniżający ciśnienie maksymalne w trakcie rozruchu

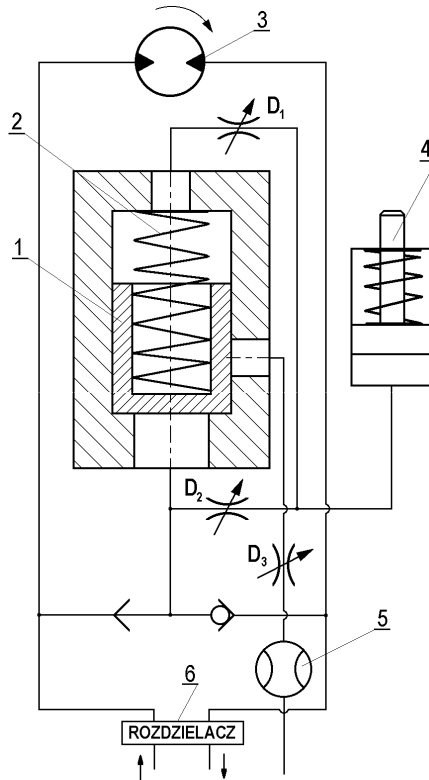
Z przedstawionych rozważań w rozdziale 2.3.1 wynika, że charakter narastania ciśnienia w momencie włączenia przekładni zależy od wartości czterech podstawowych związanych ze sobą wielkości: współczynnika strat wolumetrycznych a_u , współczynnika uwzględniającego sprężystość cieczy i ścianek elementów układu (kapacytancja K_{cu}), chłonności właściwej silnika q_s oraz zredukowanego masowego momentu bezwładności J_{zr} mas napędzanych przez silnik. Poprawę właściwości dynamicznych, objawiających się łagodniejszym narastaniem ciśnienia, a tym samym niższym poziomem hałasu można uzyskać przez wprowadzenie dodatkowych przecieków. Należy jednak nadmienić, że zwiększając przecieki, pogarsza się sprawność napędu, a tym samym wymagane jest większe zapotrzebowanie mocy do realizacji napędu. W celu uniknięcia tej niedogodności przedstawiono koncepcję zaworu rozruchowego, który miałby za zadanie zwiększać przecieki tylko podczas rozruchu, natomiast w ruchu ustalonym pozostawać zamknięty, a tym samym nie zmieniać sprawności napędu. Na rysunku 7.15 pokazano zasadę pracy zaworu rozruchowego. Sprowadza się ona do upuszczania pewnej ilości cieczy z obwodu tłoczenia na zlew podczas rozruchu. Suwak 1 umieszczony w korpusie jest podparty sprężyną o małej sztywności. W momencie przesterowania rozdzielacza następuje podział strumienia cieczy:

$$Q_p = Q_s + Q_{z1} \quad (7.19)$$

gdzie: Q_p – wydajność pompy, Q_s – natężenie przepływu do silnika, Q_{z1} – natężenie przepływu przez zawór rozruchowy na zlew.

W pierwszej fazie następuje uniesienie suwaka 1 i skierowanie praktycznie całego wydatku pompy na zlew. Jednocześnie pewna część cieczy skierowana jest do hydro-

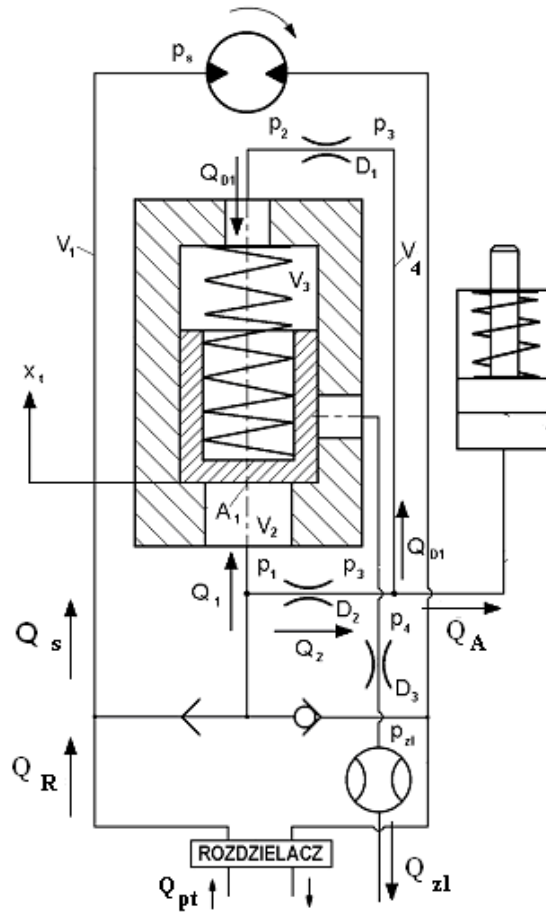
akumulatora 4 o niewielkiej objętości początkowej $V_{0A} = (15-20) 10^{-6} \text{ m}^3$ ($15-20 \text{ cm}^3$), a także na drugą stronę suwaka 1. W chwili gdy nastąpi wyrównanie ciśnień po obu stronach suwaka 1, ściśnięta sprężyna 2 pokonując opory tarcia suwaka 1, powoduje przemykanie otworu wylotowego, a tym samym zmniejszenie strumienia $Q_{zł}$, aż do całkowitego jego zaniku i cała wydajność Q_p zostaje skierowana do silnika hydraulicznego i następuje łagodny rozruch tego elementu. Charakter rozruchu układu hydrostatycznego i jego wskaźniki (patrz rozdział 2.3.1) mogą być kształtowane za pomocą zaworów dławiących D_1 , D_2 i D_3 . Odpowiedni dobór pól powierzchni szczelin $f_{d1}-f_{d3}$ i pojemności C_A hydroakumulatora 4 determinuje podział strumienia zgodnie z równaniem (7.19).



Rys. 7.15. Schemat zaworu rozruchowego

7.2.1. Model matematyczny zaworu rozruchowego

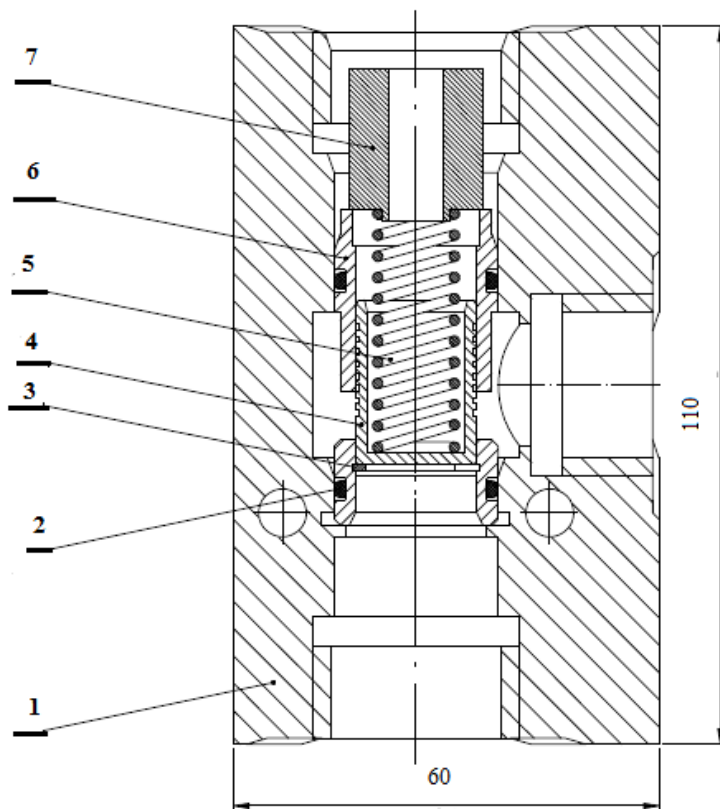
Na rysunku 7.16 przedstawiono schemat części układu przekładni hydrostatycznej takiej samej jak na rysunku 7.5, z dodatkowym elementem w postaci zamontowanego zaworu rozruchowego wraz z zaznaczonymi podstawowymi parametrami charakteryzującymi tę część układu w trakcie pracy. Przekrój osiowy podstawowego węzła konstrukcyjnego zaworu rozruchowego przedstawiono na rysunku 7.17.



Rys. 7.16. Schemat włączenia zaworu rozruchowego do przekładni hydrostatycznej z zaznaczonymi parametrami charakteryzującymi układ w trakcie rozruchu

Zawór składa się z kadłuba 1, wewnątrz którego znajduje się tuleja 6. Wewnątrz tulei porusza się suwak 4 osadzony za pomocą pierścienia osadczego wewnętrznego 3. Suwak porusza się pod wpływem działającego na niego ciśnienia i siły pochodzącej od sprężyny 5. Uszczelnienie wewnętrznej komory zaworu zostało osiągnięte za pomocą dwóch oringów 2. Zadaniem tulei dystansowej 7 jest ustawienie sprężyny suwaka w osi oraz docisk tulei 4 do korpusu. Docisk tulei 4 do korpusu realizowany jest za pomocą śruby nastawczej, nie pokazanej na rysunku. Śruba wkręcana jest w kadłub zapewniając docisk tulei 4 do korpusu poprzez tuleję dystansową 7.

Ponieważ zawór rozruchowy montowany jest bezpośrednio przy silniku hydraulicznym, więc wpływ przewodów można zaniedbać. Do analizy teoretycznej wykorzystano model układu o parametrach skupionych, opisany równaniami różniczkowymi zwyczajnymi i algebraicznymi. Przyjęto powszechnie stosowane założenia upraszczające [62, 66, 73, 84, 100, 165, 201, 205].



Rys. 7.17. Przekrój osiowy badanego zaworu rozruchowego: 1 – kadłub, 2 – uszczelnienie typu oring, 3 – pierścień osadcy, 4 – suwak, 5 – sprężyna, 6 – tuleja prowadząca, 7 – tuleja dystansowa

Model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej z udziałem zaworu rozruchowego tworzy się według bilansu przepływów (zasada zachowania masy) oraz warunku równowagi sił działających na suwak zaworu i momentów działających na wał silnika. Należy przyjąć, że ruch silnika wymuszony jest skokowym natężeniem przepływu, spowodowanym przesterowaniem rozdzielacza, które odbywa się w czasie $\Delta t = 0$.

Zgodnie z oznaczeniami na rysunku 7.16 równania bilansów natężeń przepływów w poszczególnych węzłach układu hydraulicznego mają postać:

- w przewodzie zasilającym

$$Q_{pt} = Q_R + Q_{vp} + \frac{V_{p1}}{\beta_z} \frac{dp_p}{dt}, \quad (7.20)$$

- przez rozdzielacz

$$Q_R = G_R \sqrt{p_p - p_s} \quad (7.21)$$

gdzie: G_R – przewodność rozdzielacza, p_p – ciśnienie w króćcu tłocznym pompy, p_s – ciśnienie w króćcu zasilającym silnik, V_{p1} – objętość pomiędzy pompą a rozdzielaczem.

Straty przecieków w pompie określa zależność

$$Q_{vp} = a_{vp} p_p \quad (7.22)$$

Objętościowe natężenie przepływu przez rozdzielacz Q_R dzielone jest na przepływ Q_s do silnika hydraulicznego 3 (rys. 7.15) oraz na przepływ Q_1 przez zawór rozruchowy i Q_2 przepływ przez zawór dławiący D_2

$$Q_R = Q_s + Q_1 + Q_2 \quad (7.23)$$

$$Q_s = q_s \omega_s + a_{vs} p_s + \frac{V_1}{\beta_z} \frac{dp_s}{dt} \quad (7.24)$$

gdzie V_1 – objętość zawarta pomiędzy rozdzielaczem a króćcem zasilającym silnika hydraulicznego

$$Q_2 = G_{D2} \sqrt{|p_1 - p_3|} \quad (7.25)$$

gdzie G_{D2} – przewodność szczeliny dławiącej D_2

$$Q_2 = Q_A + Q_{D1} \quad (7.26)$$

Objętościowe natężenie przepływu Q_2 przez zawór dławiący D_2 dzielone jest na przepływ Q_A do hydroakumulatora i Q_{D1} przez zawór dławiący D_1

$$Q_A = C_A \frac{dp_3}{dt} \quad (7.27)$$

gdzie C_A – pojemność hydroakumulatora.

Na podstawie zależności definicyjnej pojemność hydroakumulatora sprężynowego określa wzór:

$$C_A = \frac{\Delta V_A}{\Delta p_3} \quad (7.28)$$

gdzie: ΔV_A – przyrost objętości hydroakumulatora, Δp_3 – różnica ciśnienia p_3 w przewodzie zasilającym hydroakumulator.

Natężenie przepływu przez zawór dławiący D_1 określa wyrażenie:

$$Q_{D1} = G_{D1} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad (7.29)$$

gdzie: G_{D1} – przewodność zaworu dławiącego D_1 .

Strumień ciecży roboczej, przepływając przez zawór dławiaczy D_1 , wypełnia komorę V_3 zawartą pomiędzy zaworem dławiaczym D_1 a powierzchnią suwaka 4 (rys. 7.16), można więc napisać równanie bilansu przepływu:

$$G_{D1} \sqrt{|p_3 - p_2|} = \frac{V_3}{\beta_z} \frac{dp_2}{dt} - A_1 \frac{dx_t}{dt}. \quad (7.30)$$

Natężenie przepływu skierowane do zaworu rozruchowego:

$$Q_1 = \mu_z A_{z1}(x_t) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_4)}{\rho_o}} + A_1 \frac{dx_t}{dt} + \frac{V_2}{\beta_z} \frac{dp_s}{dt}, \quad (7.31)$$

V_2 – objętość zawarta pomiędzy powierzchnią czołową A_1 suwaka i szczeliną D_2

Powierzchnia przepływu $A_{z1}(x_t)$ jest funkcją przemieszczenia suwaka x_t i opisana jest zależnością uzyskaną na podstawie wymiarów geometrycznych zaprojektowanego zaworu rozruchowego w postaci:

$$A_{z1} = \begin{cases} 0 & x_t < x_{\min} \\ 2 \cdot 21,6 \cdot (x_t - x_{\min}) \cdot 10^{-6} & x_{\min} \leq x_t \leq x_{\text{nasyc}} \\ 2 \cdot 21,6 \cdot 8 \cdot 10^{-6} & x_t > x_{\text{nasyc}} \end{cases} \quad (7.32)$$

W przedziale $x_{\min} < x_t < x_{\text{nasyc}}$ powierzchnia A_{z1} ulega zmianie zgodnie z równaniem (7.32). Dla przemieszczeń $x_t > x_{\text{nasyc}}$ pole powierzchni nie zwiększa się. Przepływ „nasyca się” i przy stałej różnicy ciśnień, mimo zwiększającego się przemieszczenia suwaka, pole powierzchni jest stałe, równe całkowitej powierzchni otworów w tulei 6, w przedziale $x_t < x_{\min}$ występuje przekrycie dodatnie na krawędziach szczeliny dławiaczej zaworu rozruchowego, a więc $A_{z1} = 0$, gdzie: $x_{\min} = 4$ mm, $x_{\text{nasyc}} = 12$ mm (według opracowanej dokumentacji konstrukcyjnej zaworu rozruchowego).

Objętościowe natężenie przepływu Q_{z1} wypływające z zaworu rozruchowego (pierwszy składnik równania (7.31) można zapisać w postaci

$$Q_{z1} = \mu_z A_{z1}(x_t) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_4)}{\rho_o}} = \frac{V_{z1}}{\beta_z} \frac{dp_4}{dt} + Q_{D3} \quad (7.33)$$

gdzie V_{z1} – objętość zawarta pomiędzy wylotem z zaworu rozruchowego a zaworem dławiaczym D_3 .

Przepływ przez zawór dławiaczy D_3 opisuje równanie:

$$Q_{D3} = G_{D3} \sqrt{p_4 - p_{z1}} \quad (7.34)$$

gdzie G_{D3} – przewodność zaworu dławiaczego D_3 .

Warunek równowagi momentów na wałku silnika hydraulicznego przyjmuje postać:

$$q_s p_s = M_h + f_{uo} \omega_s + I_{zr} \frac{d\omega_s}{dt} \quad (7.35)$$

Warunek graniczny: jeżeli $q_s p_s \leq M_h$ oraz $\omega_s = 0$, to $\frac{d\omega_s}{dt} = 0$.

Równanie sił działających na suwak zaworu rozruchowego

$$p_{1 \cdot A_1} = p_2 A_1 + F_{so} + c_s x_t + \left(m_t + \frac{1}{3} m_s \right) \frac{d^2 x_t}{dt^2} + F_{tl} + F_{hyd} \quad (7.36)$$

gdzie: F_{so} – napięcie wstępne sprężyny, c_s – sztywność sprężyny, F_{tl} – siła tarcia wiskotycznego, F_{hyd} – siła hydrodynamiczna.

Siły F_{tl} i F_{hyd} można wyznaczyć z zależności opisanych w [12, 100, 119, 222, 228]

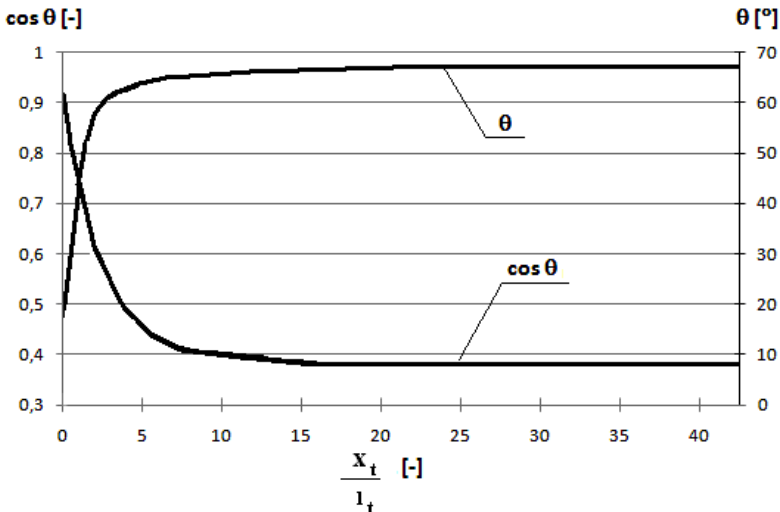
$$F_{tl} = A_{o1} \mu \frac{1}{l_t} \frac{dx_t}{dt}, \quad (7.37)$$

gdzie: A_{o1} – powierzchnia styku suwaka z tuleją, l_t – luz między suwakiem a tuleją.

$$F_{hyd} = \rho_o \frac{Q_{z1}^2}{A_{z1}(x_t)} \cos \theta(x_t), \quad (7.38)$$

gdzie: θ – kąt zawarty pomiędzy kierunkiem wypływu strugi z szczeliny dławiącej zaworu rozruchowego a osią symetrii suwaka.

Kąt θ , według Stryczka [201], jest uzależniony od przemieszczenia x_t suwaka i luzu l_t pomiędzy suwakiem a tuleją. Obrazuje to rysunek 7.18.



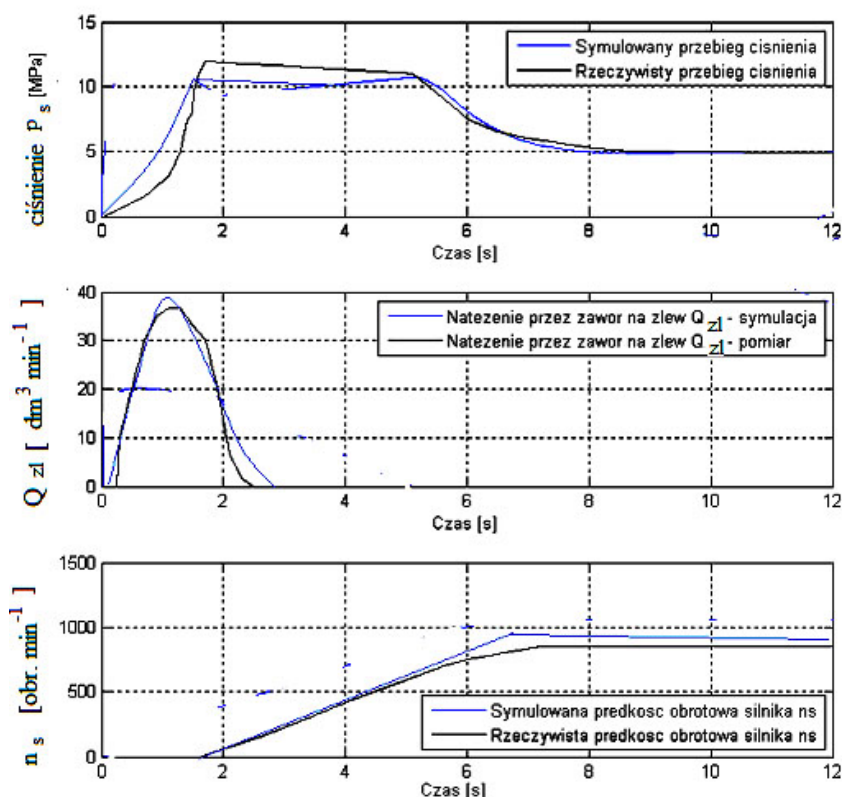
Rys. 7.18. Zależność kąta θ wypływu strugi ze szczeliny dławiącej zaworu rozruchowego od luzu względnego x_t/l_t [201]

7.2.2. Badania symulacyjne, doświadczalne hydrauliczne i akustyczne układu z zaworem rozruchowym

Przyjęto warunki początkowe: $\omega_s(0) = 0$; $p_p(0) = p_s(0) = 0$. W celu określenia zachowania się modelu w dowolnym czasie wybrano następujące zmienne stanu: $p_1 = p_s - p_4$, $p_{z1} = 0$, ω_s , Q_{z1} , x_t .

Model teoretyczny, odzwierciedlający równania (7.20)–(7.38), implementowano w programie Matlab 6.5, z wykorzystaniem pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej przeprowadzono parametryzację modelu, określając poszczególne wartości współczynników równań z pomiarów statycznych, danych katalogowych lub na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej zaprojektowanego zaworu rozruchowego.

Weryfikacja doświadczalna była przeprowadzona w układzie badawczym pokazanym na rysunku 7.5, z tym, że pompa wielotłoczkowa typu PNZ-25 została zastąpiona pompą wielotłoczkową typu PTOZ-100. Uzasadnieniem tej zamiany jest uzyskanie większych prędkości obrotowych ω_s wału silnika, tak aby zbliżyć się do prędkości, jakie występują w warunkach rzeczywistych eksploatacji żurawi samochodowych.

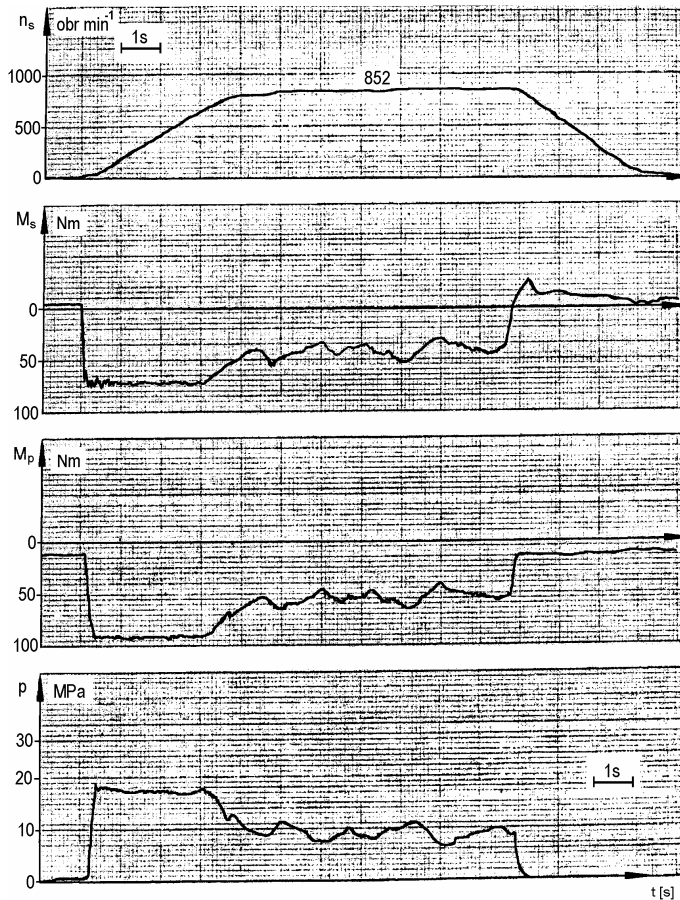


Rys. 7.19. Porównania wyników uzyskanych na drodze symulacji modelu matematycznego zaworu rozruchowego z wynikami doświadczalnymi

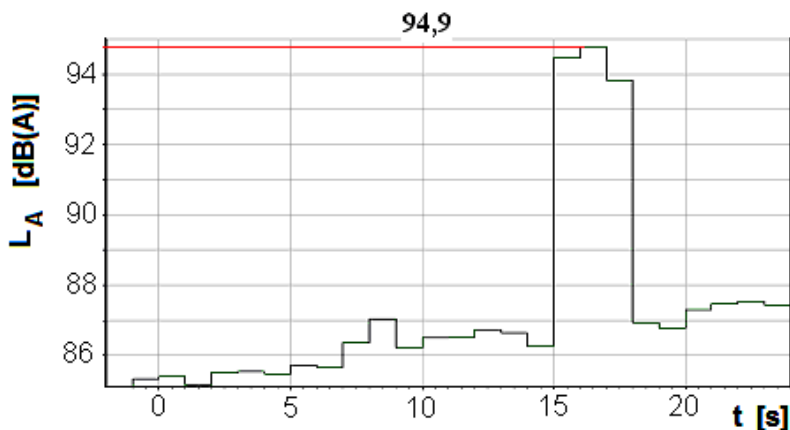
Dodatkową zaletą było to, że pompa wyporowa PTOZ-100 zamontowana była bezpośrednio na wale wprowadzonym do komory akustycznej, a silnik elektryczny napędowy był poza komorą, więc w badaniach akustycznych wpływu zaworu rozruchowego na poziom hałasu uwzględniany był tylko układ hydrauliczny i przekładnia mechaniczna, eliminowany zaś był wpływ silnika elektrycznego na hałas globalny.

Przykładowe porównanie wyników uzyskanych na drodze symulacji z wynikami doświadczalnymi pokazano na rysunku 7.19.

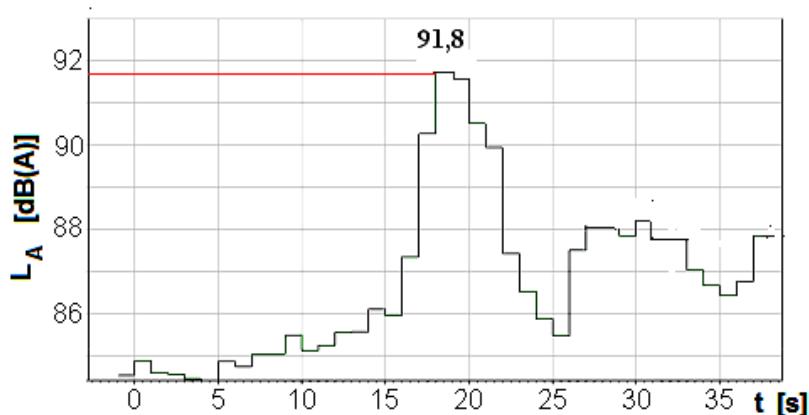
Pomiary akustyczne wykonywano w dwóch wariantach. Pierwszy pomiar polegał na rejestracji parametrów hydraulicznych i akustycznych w trakcie rozruchu przekładni bez zamontowanego zaworu rozruchowego, drugi pomiar, zachowując te same warunki z zaworem rozruchowym. Wyniki doświadczeń przedstawiono na rysunkach 7.20–7.23.



Rys. 7.20. Przebieg charakterystycznych parametrów rozruchu przekładni hydrostatycznej, $n_p = 1500$ obr/min, układ bez zaworu rozruchowego n_s – prędkość obrotowa wału silnika hydraulicznego, M_s – moment obrotowy na wałku silnika hydraulicznego, M_p – moment obrotowy na wałku pomy wyporowej, p – ciśnienie w króćcu zasilającym silnika hydraulicznego



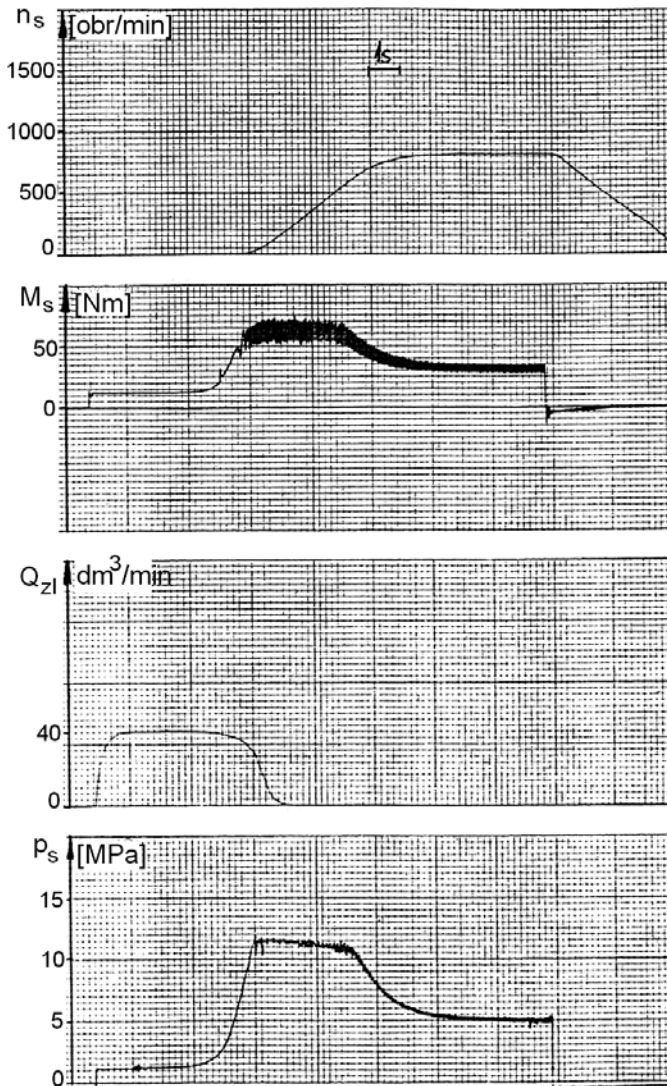
Rys.7.21. Przebieg skorygowanego ciśnienia akustycznego L_A w funkcji czasu t w trakcie rozruchu i stanu ustalonego badanej przekładni hydrostatycznej bez udziału zaworu rozruchowego



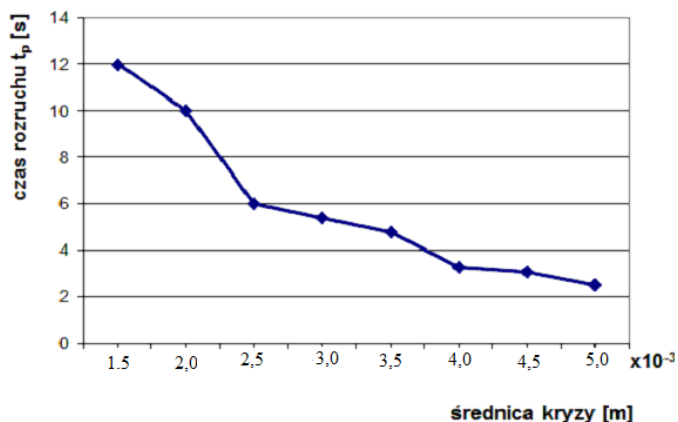
Rys. 7.22. Przebieg skorygowanego ciśnienia akustycznego L_A w funkcji czasu t w trakcie rozruchu i stanu ustalonego badanej przekładni hydrostatycznej z udziałem zaworu rozruchowego

Jednym z istotnych celów było określenie wielkości szczelin D_1 , D_2 , D_3 (rys. 7.16), na parametry rozruchu przekładni hydrostatycznej. Wartość szczelin dławiących D_1 , D_2 , D_3 ustalono za pomocą zaworów dławiących jednakowego typu. Konstrukcja tych zaworów dławiących i sposób pomiaru powierzchni przepływowej opisano w [135]. W badaniach doświadczalnych określono wpływ poszczególnych szczelin na parametry rozruchu przekładni. Zawór D_3 ma wpływ na czas reakcji, to jest okres od momentu przesterowania skokowego rozdzielacza do chwili, w której nastąpi początek ruchu. Wpływ zaworu D_2 jest mniej istotny aczkolwiek nie do pominięcia w projektowaniu zaworu rozruchowego. Zawór D_1 ma istotny wpływ na czas rozruchu – czas od mo-

mentu wymuszenia do uzyskania prędkości ustalonej. Ponieważ w warunkach pomiarów laboratoryjnych powierzchnia przepływu f_{D1} w zaworze D_1 była określana pośrednio poprzez pomiar przemieszczenia suwaka dławiącego i w efekcie uzyskała dość skomplikowaną zależność opisującą pole przepływu, w celu jasnego przedstawienia wpływu zaworu D_1 na czas rozruchu przeliczono powierzchnię z zaworu dławiącego na powierzchnię równoważnego otworu kryzy o powierzchni kołowej średnicy D_k . Wyniki pomiarów przedstawiono w postaci zależności czasu rozruchu od średnicy otworu równoważnego na rysunku 7.24.

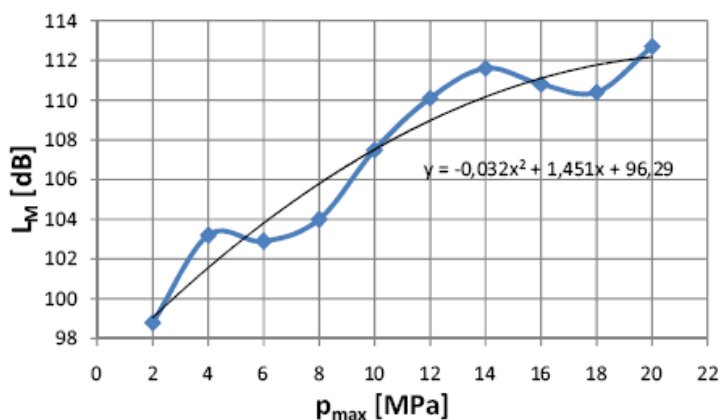


Rys. 7.23. Przebieg charakterystycznych parametrów rozruchu przekładni hydrostatycznej $n_p = 1500$ obr/min, układ z zamontowanym zaworem rozruchowym



Rys. 7.24. Zależność czasu rozruchu t_p od średnicy kryzy D_k otworu równoważnego zaworu D_1 zaworu rozruchowego

Na rysunku 7.25 pokazano zależność empiryczną pomiędzy p_{\max} i L_m w trakcie rozruchu badanej przekładni.



Rys. 7.25. Zależność pomiędzy wartością maksymalną ciśnienia p_{\max} i poziomem ciśnienia akustycznego L_m w trakcie rozruchu badanej przekładni hydrostatycznej

Większość hydrostatycznych układów napędowych pracuje w cyklu zmiennym, występują więc stany nieustalone – rozruch i hamowanie. Rozruch najczęściej ma przebieg oscylacyjny z tłumieniem, występuje więc przeregulowanie określone wartością p_{\max} w stosunku do wartości ciśnienia w stanie ustalonym p_{ust} . Badania dotyczące hałaśliwości maszyn z napędem hydrostatycznym przeprowadzone są zwykle w stanach ustalonych. W opracowaniu przedstawiono wyniki badań dotyczących przebiegów ciśnienia i poziomu ciśnienia akustycznego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej zbudowanej na podstawie pompy wielotłoczkowej i silnika zębatego. W celu łagodzenia rozruchu i tym samym zmniejszenia p_{\max} zastosowano zawór rozruchowy własnej konstrukcji. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów ustalono dla

badanej przekładni zależność empiryczną wiążącą wartość maksymalną ciśnienia akustycznego $L_{m \max}$ z wartością ciśnienia tłoczenia p_{\max} występującego podczas rozruchu.

$$L_m = -0,0329 p_{\max}^2 + 1,4514 p_{\max} + 96,29 \quad (7.39)$$

p_{\max} [MPa], L_m [dB]

W celu zmniejszenia hałasu impulsowego występującego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej, należy dążyć do obniżenia ciśnienia p_{\max} – maksymalnego.

Jednym z efektywnych sposobów w konwencjonalnym sterowaniu jest zwiększenie przecieków poprzez zastosowanie zaworu rozruchowego, który upuszcza pewną część cieczy w trakcie rozruchu, natomiast podczas pracy ustalonej pozostaje zamknięty, nie pogarszając sprawności wolumetrycznej układu.

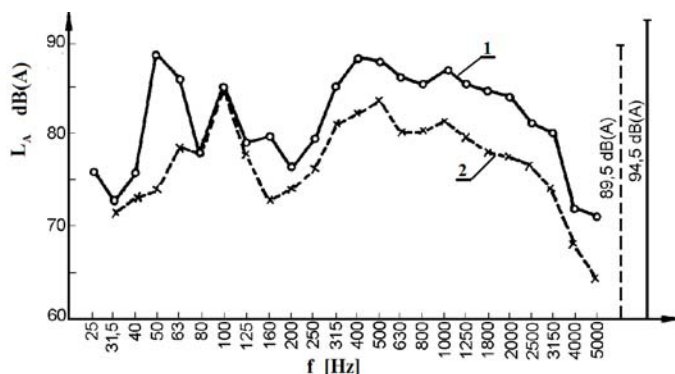
8. Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych

8.1. Metody bierne ograniczenia hałasu maszyn z napędem hydrostatycznym

Robocza maszyna ciężka nie jest jednolitym źródłem dźwięku i na hałas jej składa się kilka istotnych i specyficznych dla danego rodzaju maszyny źródeł dźwiękotwórczych. W ogólnym przypadku wyodrębnić jednak można dwa główne źródła, które decydują o globalnym poziomie hałasu maszyny; stanowią je układ napędowy i układ hydrauliczny.

Układ napędowy samojednej maszyny budowlanej składa się zazwyczaj z silnika spalinowego, przekładni hydrokinetycznej, skrzyni biegów, przegubowych wałów napędowych, mostów napędowych z mechanizmami różnicowymi i zwolnicami w kołach. Zakładając ingerencję na drodze biernej w silnik spalinowy, opracowano osłony izolacyjno-pochłaniające. Zastosowane materiały na osłonę dźwiękową to włókno szklane, płyta z włókien szklanych i pasta tłumiąca [107].

Z przeprowadzonych badań porównawczych wynika, że w ten sposób, po odpowiednim doborze materiałów do emitowanego widma hałasu, uzyskano istotne zmniejszenie hałasu zewnętrznego ładowarki (rys. 8.1).



Rys. 8.1. Porównanie widma tercjowego korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A zewnętrznego ładowarki L-260 w wersji fabrycznej (1) i w wersji eksperymentalnej (2) w warunkach pracy eksploatacyjnej [107]

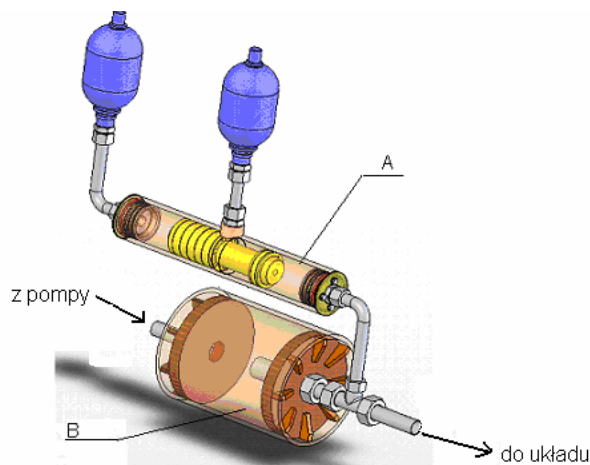
Dalsze zmniejszenie hałasu maszyny budowlanej można osiągnąć przez ograniczenie hałasu układu hydraulicznego. Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym maszyny budowlanej ma hałas powstający na drodze pośredniej. Jest on efektem występowania zmiennych sił wynikających z pulsacji ciśnienia, oddziałujących za pośrednictwem cieczy roboczej na poszczególne elementy układu i przewody. Czasowo zmienne siły będące efektem pulsacji ciśnienia pobudzają do drgań poszczególne elementy układu i przewody. W konsekwencji drgania powierzchni tych elementów i instalacji powodują emisję hałasu do otoczenia.

Zmniejszenie zatem pulsacji ciśnienia prowadzi do zmniejszenia hałasu poszczególnych elementów układu, zapewniając równocześnie zwiększenie ich trwałości. Jednym ze skutecznych sposobów ograniczenia pulsacji, a tym samym zmniejszenia hałasu hydrostatycznego układu napędowego jest stosowanie tłumików pulsacji ciśnienia

8.2. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia

W celu obniżenia wahań ciśnienia proponuje się zastosowanie szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, własnej konstrukcji, skutecznego, w założeniach, zarówno w zakresie małych częstotliwości (szczególnie niebezpieczny zakres infradźwięków), jak i w zakresie wynikającym z pulsacji wydajności pomp wyporowych, a więc kilkaset Hz i więcej.

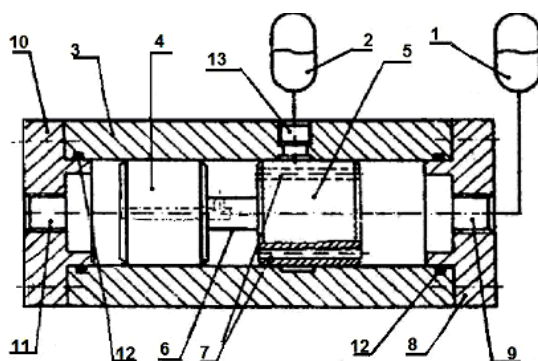
Koncepcję szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia pokazano na rysunku 8.2. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jest zbudowany na podstawie biernego tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym (dolny element) i tłumika czynnego [129] (górny element). Ponieważ zasady i zakresy działania poszczególnych tłumików tworzących szerokopasmowy tłumik są różne, stworzono osobno model matematyczny dla tłumika czynnego i komorowego.



Rys. 8.2. Widok szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia:
A – tłumik czynny, B – tłumik bierny komorowy z przewodem wewnętrznym

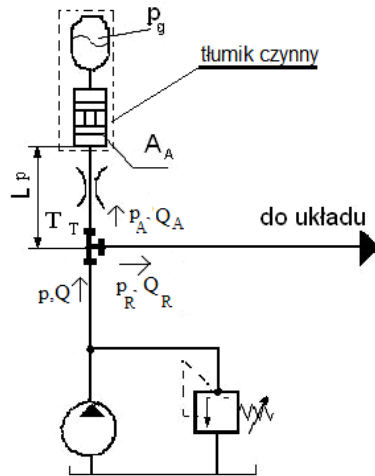
8.2.1. Model matematyczny tłumika czynnego

Na rysunku 8.3 przedstawiono przekrój osiowy tłumika czynnego według rozwiązania patentowego [129]. Tłumik czynny pulsacji ciśnienia stanowi niejako boczny w układzie hydraulicznym, który spełnia rolę filtra reaktywnego i filtra absorbującego zmiany energii związanej z pulsacją wydajności i ciśnienia. Działanie jego polega na redukcji wahań wydajności o małych częstotliwościach (rzędu kilku do kilkudziesięciu Hz – duże częstotliwości skutecznie eliminuje tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym). Tłumik czynny podłączony jest równolegle do przewodu tłocznego otworem 11. Ruchomy zespół tłoka 4 i suwaka sterującego 5, połączonych łącznikiem 6 z zachowaniem odpowiedniej odległości, wykonując drgania wokół położenia równowagi z określoną częstotliwością, pochłania lub oddaje do układu pewną objętość cieczy przyczyniając się tym samym do tłumienia wahań natężenia przepływu za węzłem przyłączeniowym tłumika. W miarę wzrostu ciśnienia średniego w przewodzie tłocznym następuje przemieszczenie ruchomego zespołu tłok 4 – sterujący suwak 5 podpartego sprężyną hydropneumatyczną (w początkowej fazie akumulator hydropneumatyczny 1) i dla tego ciśnienia średniego większego od ciśnienia naładowania p_{g1} hydropneumatycznego akumulatora 1 następuje odsłonięcie otworu 13 przez sterujący suwak 5. Dzięki temu następuje połączenie obu hydropneumatycznych akumulatorów 1 i 2 poprzez wzdlużne otwory 7, a tym samym zwiększenie objętości gazu biorącej udział w drganiach zespołu tłok 4 – suwak sterujący 5. Konsekwencją tego jest utrzymanie sztywności sprężyny hydropneumatycznej na prawie niezmiennym poziomie, niezależnie od zmian ciśnienia średniego w przewodzie tłocznym pompy, a tym samym zapewnienie maksymalnej skuteczności tłumika czynnego w całym zakresie występujących obciążeń układu hydraulicznego. Dodatkową korzyścią z przedstawionego rozwiązania jest też możliwość łagodzenia uderzenia hydraulicznego w przypadku skokowego wzrostu obciążenia odbiornika hydraulicznego.



Rys. 8.3. Przekrój osiowy tłumika czynnego 1, 2 – akumulator hydropneumatyczny, 3 – obudowa, 4 – tłok, 5 – suwak sterujący, 6 – łącznik, 7 – otwory wzdlużne, 8 – pokrywa przednia, 9 – otwór przyłączeniowy akumulatora hydropneumatycznego o ciśnieniu wstępnym naładowania p_{g1} , 10 – pokrywa tylna, 11 – otwór przyłączeniowy do przewodu tłocznego, 12 – uszczelnienie, 13 – otwór przyłączeniowy akumulatora hydropneumatycznego o ciśnieniu wstępnym naładowania p_{g2}

Na rysunku 8.4 pokazano sposób podłączenia tłumika czynnego do układu hydraulicznego z zaznaczeniem podstawowych parametrów.



Rys. 8.4. Sposób zamocowania tłumika czynnego do układu

Poszczególne symbole na rysunku 8.4 oznaczają: Q – wydatek pompy, Q_A – natężenie przepływu do tłumika czynnego, Q_R – natężenie przepływu do rurociągu zasilającego układ, p_g – ciśnienie gazu w akumulatorze, A_A – powierzchnia czynna tłoka tłumika, L_p – długość przyłącza tłumika, $p \cong p_A \cong p_R$ – odchyłki ciśnienia w węźle przyłączeniowym (ramionach trójnika) T_T .

Podstawą analizy układu hydraulicznego z tłumikiem czynnym jest określenie w węźle zasilania T_T impedancji operatorowej $Z_T(s) = \frac{p_A(s)}{Q_A(s)}$, gdzie $p_A(s)$ i $Q_A(s)$

transformaty Laplace'a ciśnienia p_A i natężenia przepływu Q_A , zatem w konsekwencji dobór takiej impedancji zapewniającej minimum zmian Q_R ciśnienia p_R , które są wynikiem pulsacyjnego natężenia przepływu w zakresie infradźwięków.

Przyjęto ponadto następujące założenia upraszczające:

- praca układu odbywa się w warunkach równowagi termicznej z otoczeniem,
- pominięto ściśliwość oleju i sprężystość przewodów jako małe wobec sprężystości gazu w akumulatorze oraz zaniedbano straty w wyniku przecieków.
- zawór bezpieczeństwa pozostaje zamknięty w całym zakresie obciążenia.
- przepływ laminarny w przyłączach tłumika czynnego oraz akumulatora hydraulicznego dla niewielkich Q_A .

W przypadku węzła zasilania T_T , dla przyjętych założeń, równanie ciągłości dla przepływu zmiennego można określić przez składowe stałe przepływu Q_{As} , Q_{Rs} , Q_S oraz składowe zmienne Q_A , Q_R , Q .

$$Q_S + Q = Q_{RS} + Q_R + Q_{As} + Q_A \quad (8.1)$$

Rozpatrując układ jak na rysunku 8.4, można przyjąć, że w warunkach pracy ustalonej składowa stała przepływu do czynnego tłumika jest równa zero, zatem $Q_{As} = 0$; $Q_s = Q_{Rs}$

$$Q = Q_A + Q_R \quad (8.2)$$

Transmitancje trójkąta można przedstawić w postaci równania macierzowego [228]

$$\begin{bmatrix} P \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_T^{-1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_R \\ Q_R \end{bmatrix} \quad (8.3)$$

gdzie: $Z_T = p_A/Q_A$ – impedancja układu tłumiącego,

Po rozwinięciu równania (8.3) uzyskano:

$$Q_R = Q - \frac{P_R}{Z_T} \quad (8.4)$$

Na podstawie opracowanego modelu matematycznego tłumika czynnego można ustalić jego parametry konstrukcyjne zapewniające maksymalne wyeliminowanie pulsacji wydajności w układzie o określonej częstotliwości, a więc $Q_R = \text{minimum}$.

Przepływ wywołany ściśliwością gazu w akumulatorze określa równanie [34]

$$Q_A = C_A \frac{dp_g}{dt} \quad (8.5)$$

gdzie C_A – pojemność akumulatora hydraulicznego,

Po uwzględnieniu:

- rezystancji R_{oT} tłumika czynnego (opór czynny), która określa wpływ lepkości cieczy i opory ruchu tłoka.
- indukcyjności hydraulicznej L_T tłumika czynnego (opór bierny), która określa wpływ bezwładności cieczy i ruchomych elementów tłumika (można określić ciśnienie) [175]

$$p_A - p_g = L_T \frac{dQ_A}{dt} + R_{oT} Q_A \quad (8.6)$$

Z założenia, że opory hydrauliczne, wyrażone za pomocą ostatniego członu równania (8.6), mają charakter quasi-stacjonarny, oznacza to, że dla tej samej prędkości cieczy współczynnik λ strat tarcia cieczy dla przepływu ustalonego i nieustalonego w przewodzie ma taką samą wartość. Pomija się w ten sposób wpływ niestacjonarności ruchu cieczy w przewodzie na opory tarcia ze względu na małe częstotliwości pulsacji natężenia przepływu i stosunkowo duży promień przewodu.

Po obustronnym różniczkowaniu wyrażenia (8.6) otrzymano:

$$\frac{dp_A}{dt} - \frac{dp_g}{dt} = L_T \frac{d^2 Q_A}{dt^2} + R_{oT} \frac{dQ_A}{dt} \quad (8.7)$$

Korzystając z równania (8.5) i po przekształceniu (8.7), otrzymano:

$$C_A \frac{dp_A}{dt} = C_A L_T \frac{d^2 Q_A}{dt^2} + C_A R_{0T} \frac{dQ_A}{dt} + Q_A \quad (8.8)$$

Z równania (8.8) po zastosowaniu przekształcenia Laplace'a, gdy warunki początkowe są zerowe, otrzymano transmitancję operatorową tłumika czynnego:

$$G_T(s) = \frac{Q_A(s)}{p_A(s)} = \frac{C_A s}{C_A L_T s^2 + C_A R_{0T} s + 1} \quad (8.9)$$

Przyjęto oznaczenia:

$$\omega_{0T} = \sqrt{\frac{1}{C_A L_T}} \quad \text{– częstość drgań własnych tłumika} \quad (8.10)$$

$$\xi_T = \frac{1}{2\omega_{0T}} C_A R_{0T} \quad \text{– liczba tłumienia} \quad (8.11)$$

otrzymano:

$$G_T(s) = \frac{C_A s}{\frac{1}{\omega_{0T}^2} s^2 + 2\xi_T \omega_{0T} s + 1} \quad (8.12)$$

Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe tłumika czynnego są wyznaczane na podstawie jego impedancji początkowej $Z_T(s)$, podanej w postaci widmowej $|Z_T(\omega)|$. Do funkcji przejścia $G_T(s)$ (8.12) podstawia się $s = j\omega$ i podaje jej odwrotność, co daje:

$$Z_T(\omega) = \frac{p_A(\omega)}{Q_A(\omega)} = \frac{1}{C_A \omega_{0T}} \left[2\xi_T \omega_{0T}^2 + j \left(\frac{\omega}{\omega_{0T}} - \frac{\omega_{0T}}{\omega} \right) \right] \quad (8.13)$$

Przyjęto stałe współczynniki związane z konstrukcją tłumika czynnego:

$$\Phi = \frac{1}{C_A \omega_{0T}}, \quad \Psi_T = 2\xi_T \omega_{0T}^2 \quad (8.14)$$

Na podstawie wzoru (8.13) określono moduł impedancji tłumika czynnego

$$|Z_T(\omega)| = \Phi \sqrt{\Psi_T^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_{0T}} - \frac{\omega_{0T}}{\omega} \right)^2} \quad (8.15)$$

W celu uogólnienia przeprowadzonej analizy zależność (8.15) przedstawiono w postaci bezwymiarowej:

$$|Z_{TB}| = \frac{|Z_T|}{\Phi} = \sqrt{\Psi_T^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_{0T}} - \frac{\omega_{0T}}{\omega} \right)^2} \quad (8.16)$$

W celu określenia minimum impedancji tłumika czynnego, co odpowiada maksymalnemu tłumieniu pulsacji ciśnienia w węźle przyłączeniowym i uzależnieniu tej wartości od parametrów konstrukcyjnych tłumika, należy zdefiniować takie parametry jak: indukcyjność hydrauliczna L_T , pojemność C_A oraz rezystancja R_{0T} przyłącza tłumika.

Indukcyjność hydrauliczna L_T określona jest wyrażeniem: [12]

$$L_T = \frac{M_{zr}}{A_A^2} \quad (8.17)$$

gdzie M_{zr} – masa zredukowana do powierzchni czołowej tłoka tłumika,

Masa zredukowana M_{zr} układu drgającego jest sumą masy tłoka M_t , masy cieczy w cylindrze tłumika M_c oraz zredukowanej do powierzchni tłoka masy cieczy w przyłączy o długości L_p i średnicy d_p .

Można więc napisać:

$$M_{zr} = M_t + M_c + \frac{L_p \pi d_p^2}{4} \rho_o \frac{D_t^2}{d_p^2} \quad (8.18)$$

gdzie D_t – średnica czynna tłoka,

Zgodnie z przyjętymi założeniami rezystancję przyłącza określono z zależności Hagen–Poiseuille’a:

$$R_o = \frac{8\pi\mu L_c}{F_p^2} \quad (8.19)$$

gdzie: μ – lepkość dynamiczna czynnika roboczego, F_p – pole przekroju poprzecznego przyłącza, L_c – długość całkowita przyłącza, którą wyznacz się z zależności: [201]

$$L_c = L_p + l_Z \quad (8.20)$$

gdzie l_Z – długość zastępcza uwzględniająca opory miejscowe przyłącza.

Długość zastępczą l_Z wyznaczana jest z zależności [201]:

$$l_Z = d \frac{\sum \xi_M}{\lambda} \quad (8.21)$$

gdzie: $\sum \xi_M$ – suma współczynników strat miejscowych przyłącza, λ – współczynnik strat liniowych wyznaczany w zależności od charakteru przepływu,

Zgodnie z przyjętymi założeniami pojemność tłumika czynnego skupiono w akumulatorze hydraulicznym. W celu określenia jej wartości skorzystano z analogii

pneumomechanicznych, z której wynika sztywność K_S sprężyny hydropneumatycznej [36]

$$K_S = \frac{A_A^2}{C_A}$$

Zależność opisująca pojemność akumulatora hydraulicznego wynika z definicji współczynnika izentropowego (dla stałej entropii $S = \text{const}$):

$$C_A = \left(\frac{\partial V_g}{\partial p_g} \right)_S \quad (8.22)$$

gdzie V_g – objętość gazu w akumulatorze.

W niniejszym opracowaniu w celu analitycznego określenia pojemności akumulatora hydraulicznego skorzystano z równania (8.21), po uprzednim wyznaczeniu sztywności sprężyny hydropneumatycznej.

Sztywność sprężyny hydropneumatycznej należy uzależnić od parametrów konstrukcyjnych tłumika A_A , p_{0g} , V_{0g} . Zmiany ciśnienia i objętości gazu w akumulatorze hydropneumatycznym wiąże równanie politropy:

$$p_{og} V_{0g}^n = p_{1g} V_{1g}^n \quad (8.23)$$

gdzie: p_{og} – ciśnienie początkowe gazu, V_{og} – objętość początkowa gazu, p_{1g} – ciśnienie końcowe gazu, V_{1g} – objętość końcowa gazu, n – wykładnik politropy.

Zmiany objętości ΔV_g gazu związane są z przemieszczeniem x tłoka zależnością:

$$\Delta V_g = A_A x \quad (8.24)$$

można zatem napisać:

$$V_{1g} = V_{og} - A_A x \quad (8.25)$$

Na podstawie równania (8.23) i (8.25) można wyznaczyć wartość ciśnienia końcowego p_{1g} w zależności od ciśnienia początkowego p_{0g} , objętości początkowej V_{0g} i przemieszczenia tłoka x :

$$p_{1g} = \frac{p_{0g}}{\left(1 - \frac{A_A}{V_{og}} x \right)^n} \quad (8.26)$$

Po wymnożeniu równania (8.26) przez wartość powierzchni czynnej tłoka A_A uzyskuje się zależność siły sprężyny hydropneumatycznej P_{sh} w funkcji przemieszczenia x :

$$P_{sh} = \frac{A_A p_{0g}}{\left(1 - \frac{A_A}{V_{0g}} x\right)^n} \quad (8.27)$$

Po przeprowadzeniu linearyzacji równania (8.27), z wykorzystaniem rozwinięcia w szereg MacLaurina i uwzględnieniu dwóch pierwszych wyrazów, uzyskano:

$$\Delta P_{sh} = \frac{n A_A^2 p_{0g}}{V_{0g}} \Delta x + A_A p_{0g} \quad (8.28)$$

gdzie: ΔP_{sh} – przyrost siły sprężyny hydropneumatycznej, Δx – przyrosty przemieszczenia tłoka.

Korzystając z zależności definicyjnej na sztywność układu według równania:

$$K_s \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\partial P_{sh}}{\partial \Delta x} \quad (8.29)$$

uzyskano ostateczną postać wyrażenia opisującego sztywność sprężyny hydropneumatycznej:

$$K_s = \frac{n A_A^2 p_{0g}}{V_{0g}} \quad (8.30)$$

Powracając do równania (8.21) i korzystając z zależności (8.30), po przekształceniach uzyskano ostatecznie:

$$C_A = \frac{V_{0g}}{n p_{0g}} \quad (8.31)$$

W przypadku wzrostu obciążenia w układzie napędowym nastąpi zmiana ciśnienia średniego z p_o na p_k , przy którym pracuje układ, napełnianie akumulatora olejem odbywa się powoli, można więc przyjąć, że sprężanie gazu jest procesem izotermicznym zgodnie z równaniem:

$$p_{0g} V_{0g} = p_{kg} V_{kg} \quad (8.32)$$

a więc ruchy tłoka tłumika po wzroście obciążenia będą odbywały się przy średnim ciśnieniu p_k , a objętość gazu w akumulatorze wyniesie:

$$V_{kg} = \frac{p_{0g} V_{0g}}{p_{kg}} \quad (8.33)$$

Wstawiając w równaniu (8.30) za $p_{0g} - p_{kg}$ i za $V_{0g} - V_{kg}$ (nowe położenie równowagi) otrzymano:

$$K_{s1} = \frac{nA_A^2 p_{kg}}{p_{0g} V_{0g}} \quad (8.34)$$

Zależność (8.34) opisuje sztywność sprężyny hydropneumatycznej tłumika czynnego pracującego przy średnim ciśnieniu p_k w układzie. Wracając do równania (8.30) w nowych warunkach równowagi otrzymano wyrażenie opisujące wartość pojemności akumulatora C_{A1}

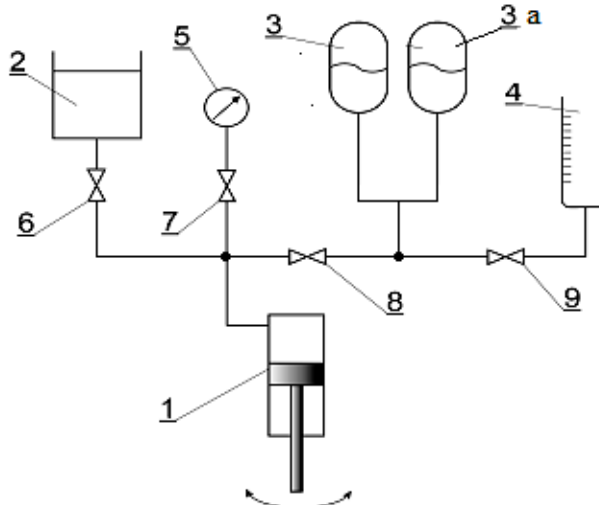
$$C_{A1} = \frac{p_{0g} V_{0g}}{n p_{kg}^2} \quad (8.35)$$

Zmiana pojemności akumulatora wskutek przyrostu ciśnienia średniego w układzie z p_0 do p_k , a tym samym zmiana częstości własnej ω_0 akumulatora i skuteczności tłumienia wynosi

$$\frac{C_{A1}}{C_A} = \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^2 \quad (8.36)$$

$$\frac{\omega_{01}}{\omega_{0A}} = \frac{p_k}{p_0} \quad (8.37)$$

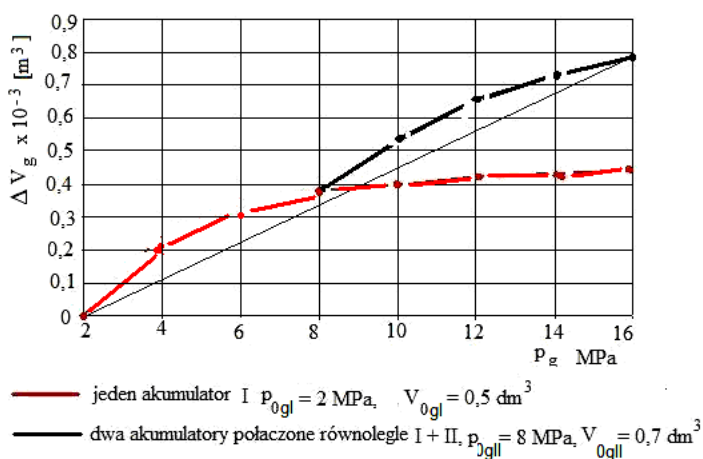
gdzie: ω_{01} – częstość drgań własnych akumulatora przy średnim ciśnieniu p_k , ω_{0A} – częstość drgań własnych akumulatora przy średnim ciśnieniu p_0 .



Rys. 8.5. Schemat układu do określania pojemności akumulatora hydropneumatycznego w warunkach stacjonarnych: 1 – pompa z napędem ręcznym, 2 – zbiornik zalewowy, 3, 3a – badane hydroakumulatory, 4 – zbiornik pomiarowy, 5 – manometr, 6, 7, 8, 9 – zawory odcinające, warunki początkowe pracy akumulatora: 3 – $V_0 = 0,5 \text{ dm}^3$, $p_0 = 2 \text{ MPa}$ akumulatora 3a – $V_0 = 0,7$,

W celu ograniczenia wpływu zmian wartości ciśnienia średniego w układzie na częstotliwość własną akumulatora hydraulicznego, w chwili gdy zostanie osiągnięta określona wartość ciśnienia p_k , zostaje dołączona dodatkowa objętość drugiego akumulatora, którego ciśnienie naładowania wstępnego wynosi właśnie p_k . Jest to istota przedstawianego rozwiązania patentowego tłumika czynnego. W celu potwierdzenia tej tezy przeprowadzono badania doświadczalne, polegające na określeniu pojemności akumulatora w pierwszym przypadku pojedynczego i od pewnej wartości ciśnienia dwóch akumulatorów połączonych równolegle. Schemat układu pomiarowego do określania pojemności akumulatorów hydraulicznych pokazano na rysunku 8.5

Kapacytancję akumulatora hydropneumatycznego, korzystając z zależności definicyjnej (8.22) zastępując pochodne cząstkowe przyrostami, można określić doświadczalnie poprzez zmiany objętości ΔV_g spowodowane przyrostem ciśnienia Δp . Pokazano to na rysunku 8.6. W celu uzyskania wymaganej wartości ciśnienia wykorzystano pompę 1 z napędem ręcznym (prasa do wzorcowania manometrów), natomiast zmianę objętości ΔV_g określono za pomocą wyskalowanego naczynia pomiarowego 4 po odpowiednim ustawieniu zaworów odcinających.



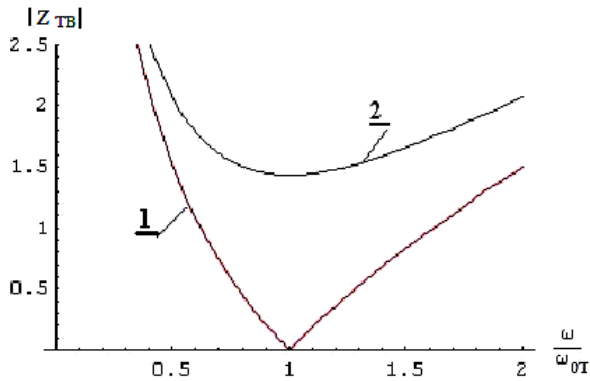
Rys. 8.6. Zmiana objętości ΔV_g gazu w akumulatorach hydraulicznych połączonych równolegle w funkcji ciśnienia

Zależność $\Delta V_g = f(p_g)$ w zakresie ciśnienia 2–16 MPa, dla dwóch akumulatorów hydropneumatycznych, linearyzowano za pomocą siecznej, uzyskując stałą wartość pojemności $C_A = 0,56 \text{ m}^5/\text{N}$.

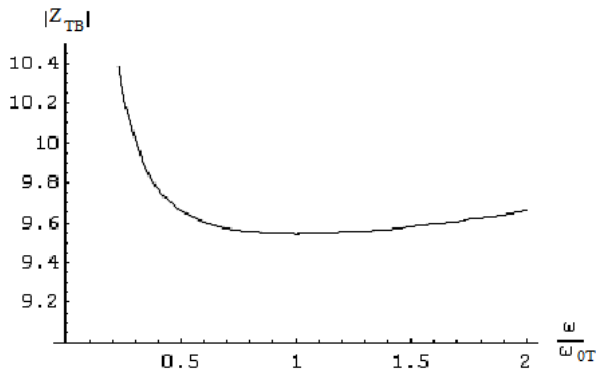
8.2.1.1. Rozwiązanie modelu matematycznego tłumika czynnego

Rozwiązanie modelu matematycznego tłumika czynnego na podstawie zależności (8.16) przedstawiono w formie graficznej, korzystając w tym celu z programu Mathematica 5.1 i Origin v. 7.5 Pro. Przed przystąpieniem do rozwiązania modelu należało określić wartości liczbowe poszczególnych współczynników oraz ich zakresy zmienności. Masę zredukowaną wyznaczono zgodnie z równaniem (8.18), uwzględniając

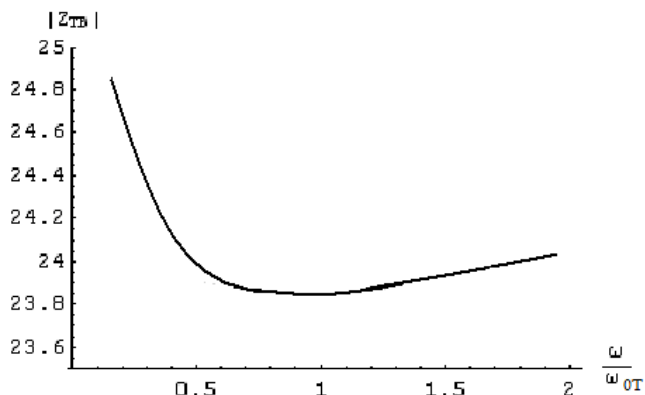
długość i średnicę przyłącza (geometryczną) $L_p = 0,66$ m, $d_p = 0,09$ m), oraz wymiary cylindra tłumika. Znając objętość tłoka V_T można wyznaczyć rzeczywistą masę M_T (objętość została obliczona za pomocą programu SolidWorks3D). Tłok wykonano ze stali o gęstości $\rho = 0,00786$ g/mm³; $V_T = 235715,5379$ mm³; $M_t = 1,853$ kg. Masa cieczy w cylindrze tłumika i zredukowana do powierzchni tłoka masa cieczy w przyłączy wynosi $M_C = 1,02$ kg. Zgodnie z wzorem (8.18) wypadkowa masa zredukowana wynosi $M_{zr} = 2,87$ kg i indukcyjność wzór (8.17) $L_T = 0,65 \cdot 10^6$ kg/m⁴. Rezystancja przyłącza według wzoru (8.19) $R_{0T} = (1,5-50) \cdot 10^8$ N·s/m⁵; zakres lepkości dynamicznej $\mu = (30-1000) \cdot 10^{-3}$ N·s·m⁻², długość całkowita $L_c = 0,86$ według wzoru (8.20). Kapacytancja $C_A = 0,56 \cdot 10^{-10}$ m⁵/N, częstość drgań własnych według wzoru (8.10) $\omega_{0T} = 158$ 1/s (odpowiada to częstotliwości własnej $f_{0T} = 25$ Hz, a więc prędkości obrotowej $n_p = 1500$ obr/min silnika napędzającego pompy wyporowe w badaniach doświadczalnych). Liczba tłumienia $\xi_T = 2,9 \cdot 10^{-5}$ s² według wzoru (8.11). Na rysunkach 8.7–8.10 pokazano wpływ lepkości oleju na moduł impedancji tłumika czynnego w parametrach bezwymiarowych, pozostałe parametry bez zmian.



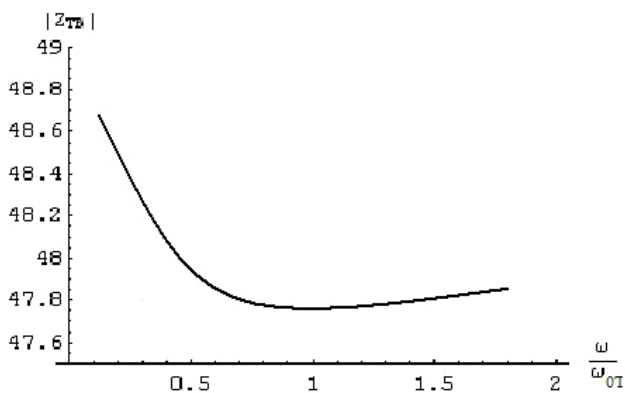
Rys. 8.7. Moduł impedancji tłumika czynnego w współrzędnych bezwymiarowych:
1 – lepkość oleju $\mu = 0$; 2 – lepkość oleju $\mu = 30 \cdot 10^{-3}$ N·s/m²



Rys. 8.8. Moduł impedancji tłumika czynnego we współrzędnych bezwymiarowych
lepkość oleju $\mu = 200 \cdot 10^{-3}$ N·s/m²



Rys. 8.9. Moduł impedancji tłumika czynnego we współrzędnych bezwymiarowych
lepkość oleju $\mu = 500 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$



Rys. 8.10. Moduł impedancji tłumika czynnego we współrzędnych bezwymiarowych
lepkość oleju $\mu = 1000 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$

Jak wynika z przedstawionych wykresów, najmniejsza impedancja tłumika czynnego występuje w przypadku, gdy częstość wymuszeń pulsacji wydajności pokrywa się z częstością własną tłumika, czyli $\omega/\omega_{0T} = 1$, odpowiada to maksymalnemu obniżeniu wahań ciśnienia. Wzrost lepkości czynnika roboczego powoduje pogorszenie właściwości redukujących czynnego tłumika pulsacji ciśnienia.

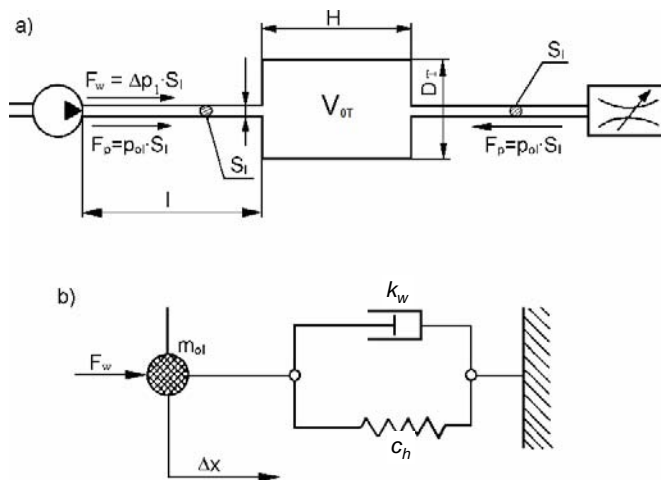
8.2.2. Model matematyczny tłumika komorowego

Na etapie konstrukcyjnym przez właściwe przyjęcie parametrów tłumika możliwy jest dobór optymalnych warunków, tak aby zapewnić jak największą skuteczność obniżenia wahań ciśnienia potwierdzoną w ostateczności w badaniach eksperymentalnych. Podstawą do opisu teoretycznego przyjęto model oparty na analogii mechanicznej przewodu z tłumikiem. Włączona do układu pompa, przewód, zawór dławiący tłumika ze stosunkowo dużą objętością, większą jak objętość cieczy w przewodzie,

oznacza włączenie pewnej dość wiotkiej sprężyny o stałej sztywności c_h , w jego odwzorowaniu mechanicznym. Przyjmując, że przewód jest nieskończenie sztywny, otrzymuje się model przedstawiony na rysunku 8.11 [102], z wymuszeniem siłowym, z masą skupioną w przewodzie m_{ol} , która została połączona z tłumikiem sprężyną o sztywności c_h i tłumieniem wiskotycznym k_w . Podstawy analogii mechanicznej tłumika komorowego przedstawił Herzog [77]. Rozszerzony model tłumika komorowego i komorowego z przewodem wewnętrznym, a także zestawy tłumików przedstawiony jest w opracowaniach Kollęka, Kudźmy, Rutańskiego [103, 107] oraz w niniejszej monografii, między innymi, poprzez dane zamieszczone w załączniku 2.

Założenia przyjęte przy budowie modelu są następujące:

- zmieniające się ciśnienie $<$ ciśnienia statycznego,
- prędkość przepływu $<$ prędkości dźwięku,
- wymiary tłumika i przewodu $<$ $\lambda_f / 4$ (λ_f – długość fali).



Rys. 8.11. Jednomasowy model tłumika pulsacji ciśnienia:
a) układ hydrauliczny, b) analogia mechaniczna [102]

Dwa pierwsze założenia są w układzie hydraulicznym zazwyczaj spełnione. Przedstawienie tłumika i przewodu jako skupionych elementów mających sprężystość i masę jest dopuszczalne wówczas, gdy założenie trzecie jest spełnione. Dla praktycznych obliczeń można jednak przyjąć, że założenie to jest spełnione dla wymiarów przewodu tłumika $\approx \lambda_f$. Zawór dławiący w układzie hydraulicznym można traktować jako zakończenie sztywne. Siła tłumiąca, występująca w modelu, odwzorowuje tarcie wiskotyczne i jest ona proporcjonalna do prędkości.

Na masę m_{ol} wychyloną z położenia równowagi o odległość Δx działają następujące siły:

$$\text{siła bezwładności masy} \quad F_p = m_{ol} \Delta \ddot{x} \quad (8.38)$$

$$\text{siła reakcji sprężyny} \quad F_s = c_h \Delta x \quad (8.39)$$

$$\text{siła tłumienia} \quad F_D = k_w \Delta \dot{x} \quad (8.40)$$

$$\text{siła wymuszająca} \quad F_w = S_L \Delta p_1 \quad (8.41)$$

Siła wymuszająca zewnętrzna F_w zmienna w czasie, określa ruch układu drgającego. Wynika ona z pulsacji ciśnienia Δp_1 na wejściu do przewodu oraz pola jego przekroju S_L .

W pierwszym przybliżeniu można ją zastąpić przez wymuszenie harmoniczne:

$$F_w = S_L \frac{1}{2} \Delta p_1 (\cos \omega t) \quad (8.42)$$

gdzie: Δp_1 – podwójna amplituda pulsacji ciśnienia przed tłumikiem, ω – częstość siły wymuszającej,

Siłą zewnętrzną wywołaną statycznym ciśnieniem p_{ol} wynosi:

$$P_p = p_{ol} S_L$$

Na rysunku siły te są stałe i przeciwnie skierowane, przy pominięciu strat ciśnienia obie siły redukują się.

Równanie ruchu dla masy m_{ol} jest następujące:

$$S_L \Delta p_1 = m_{ol} \Delta \ddot{x} + k \Delta \dot{x} + c_h \Delta x \quad (8.43)$$

W zamkniętej objętości V_{0t} między zmianami ciśnienia i objętości zachodzi związek:

$$dV = -E_c V_{0t} dp \quad (8.44)$$

gdzie: E_c – współczynnik ściśliwości oleju, V_{0t} – początkowe objętości oleju w tłumiku.

Znak ujemny oznacza, że zwiększenie ciśnienia wywołuje zmniejszenie objętości oleju.

Przemieszczenie Δx wywołane zmianą objętości dV wynosi:

$$\Delta x = \frac{dV}{S_L} \quad (8.45)$$

Z równań (8.44) (8.45) wynika, że:

$$\Delta x = \frac{E_c V_{0t}}{S_L} dp \quad (8.46)$$

Odnosząc to do przyjętego modelu odwzorowującego przewód i tłumik:

$$\Delta x = \frac{E_c V_{0T}}{S_L} \Delta p_2 \quad (8.47)$$

gdzie: Δp_2 – podwójna amplituda za tłumikiem.

Sztywność statyczna c_h układu jest definiowana jako stosunek:

$$c_h = \frac{F_P}{\Delta x} = \frac{S_L P_{ol}}{\Delta x} \quad (8.48)$$

Wychylenie Δx w wyniku sprężania cieczy w tłumku można obliczyć ze wzoru:

$$\Delta x = \frac{-dV}{S_L} = \frac{E_c V_{0T} P_{ol}}{S_L} \quad (8.49)$$

Sztywność statyczna c_h określona jest zatem zależnością:

$$c_h = \frac{S_L^2}{E_c V_{0T}} \quad (8.50)$$

Korzystając z powyższych zależności, po przekształceniach otrzymano

$$\frac{m_{ol}}{c_h} \Delta \ddot{p}_2 + \frac{k_w}{c_h} \Delta \dot{p}_2 + \Delta p_2 = \Delta p_1 \quad (8.51)$$

Jest to równanie drugiego rzędu o stałych współczynnikach, które opisuje właściwości dynamiczne tłumika hydraulicznego w zależności od czasu. Rozwiązanie ogólne tego równania jest znane. W celu określenia zaleceń w konstruowaniu tłumika potrzebny jest opis w zależności od częstotliwości. Jednym z często stosowanych sposobów przedstawienia właściwości dynamicznych elementów i urządzeń są charakterystyki częstotliwościowe i transmitancje widmowe. Równanie (8.51) można przedstawić w postaci transmitancji operatorowej, traktując jako wielkość wejściową Δp_1 , a jako wielkość wyjściową pulsację ciśnienia za tłumikiem Δp_2 :

$$F(s) = \frac{\Delta p_1(s)}{\Delta p_2(s)} = \frac{l}{\frac{m_{ol}}{c_h} s^2 + \frac{k_w}{c_h} s + 1} \quad (8.52)$$

gdzie: $\Delta p_2(s)$ – transformata Laplace'a pulsacji ciśnienia na wyjściu z tłumika, $\Delta p_1(s)$ – transformata Laplace'a pulsacji ciśnienia na wejściu do tłumika,

Przyjęto oznaczenia:

$$\frac{1}{T} = \omega_{0k} = \sqrt{\frac{c_h}{m_{ol}}} \quad \text{– częstość drgań własnych nietłumionych,}$$

$$D_{zr} = \frac{k_w}{2m_{ol}\omega_{0k}} \quad \text{– zredukowany współczynnik tłumienia.}$$

Zależność (8.52) można przedstawić w postaci:

$$F(s) = \frac{\Delta p_2(s)}{\Delta p_1(s)} = \frac{1}{T^2 s^2 + 2D_{zr} T s + 1} \quad (8.53)$$

Zastępując w transmitancji (8.53) przekształcenia Laplace'a przekształceniem Fouriera, stosując podstawienie $s = j\omega$ (co odpowiada wymuszeniu harmonicznemu), uzyskuje się transmitancję widmową, której moduł równy jest stosunkowi amplitud, a argument – przesunięciu fazowemu sygnału wyjściowego w stosunku do wejścia dla danej częstotliwości.

Transmitancja widmowa dla modelowanego układu przyjmuje postać:

$$F(j\omega) = \frac{1}{\frac{\omega^2}{\omega_{0k}^2} + 2D_{zr} \frac{j\omega}{\omega_{0k}} + 1} \quad (8.54)$$

Charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową modelowanego układu opisuje równanie:

$$|F(j\omega)| = \left| \frac{\Delta p_2(j\omega)}{\Delta p_1(j\omega)} \right| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_{ok}^2}\right)^2 + 4D_{zr}^2 \frac{f^2}{f_{ok}^2}}} \quad (8.55)$$

gdzie: $f = \frac{\omega}{2\pi}$ – częstotliwość wymuszeń, $f_{ok} = \frac{\omega_{0k}}{2\pi}$ – częstotliwość drgań własnych nietłumionych.

Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa pulsacji ciśnienia układu przewod–tłumik ma taki sam przebieg jak znany przebieg jednomasowego układu drgającego z tłumikiem proporcjonalnym do prędkości. W zakresie bliskim częstotliwości własnej amplituda pulsacji ciśnienia na wyjściu Δp_2 jest większa od amplitudy na wejściu Δp_1 . Występuje więc niekorzystny efekt wzmocnienia pulsacji ciśnienia oraz wzrost sił wymuszających drgania i hałas. Z dokładniejszej analizy wzoru (8.52) wynika, że dla częstotliwości wymuszenia $f > \sqrt{2}f_{ok}$ następuje zmniejszenie amplitudy pulsacji ciśnienia Δp_2 . Częstość drgań układu jednomasowego bez tłumienia określa się wzorem:

$$f_{0k} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_h}{m_{ol}}} \quad (8.56)$$

Częstotliwość wymuszeń w przypadku pompy zębatej zależna jest od liczby zębów oraz prędkości obrotowej. Częstość drgań własnych tłumika powinna być mniejsza od pierwszej harmonicznej pulsacji ciśnienia

$$f_{0k} < \frac{f_1}{\sqrt{2}} \quad (8.57)$$

Sztywność statyczną c_h można określić z równania (8.56) w zależności od częstotliwości pierwszej harmonicznej pulsacji f_1 :

$$c_h = 4\pi^2 f_1^2 m_{ol} \quad (8.58)$$

Objętość tłumika komorowego można wyznaczyć z zależności (8.50):

$$V_{0T} = \frac{\pi^2 D^4}{16c_h E_c} \quad (8.59)$$

Przyjęty do badań rzeczywisty układ hydrauliczny mechanizmów roboczych ładowarki Ł-200 jest zasilany pompą zębatą P2C2120. Ciecz robocza przekazywana jest do układu za pośrednictwem kół zębatych o liczbie zębów $z_1 = z_2 = 10$. Wynikającą stąd częstotliwość pierwszej harmonicznej pulsacji ciśnienia można określić ze wzoru (2.4). Dla nominalnej prędkości $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ częstotliwość wymuszeń (pulsacji ciśnienia) wynosi $f = 250 \text{ Hz}$. Zgodnie z zależnością (8.57) częstotliwość drgań własnych f_{ok} , dobieranego dla badanego układu tłumika komorowego, powinna spełniać warunek $f_{ok} < 177 \text{ Hz}$. W celu określenia sztywności statycznej c_u tłumika na podstawie zależności (8.58) należy wyznaczyć masę oleju m_{ol} zawartą w przewodzie tłocznym łączącym pompę z tłumikiem.

Masę oleju można wyznaczyć z zależności:

$$m_{ol} = S_L L \rho_o \quad (8.60)$$

W celu uzyskania większej skuteczności obniżenia pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym a tym samym istotniejszego wyciszenia przeanalizowano system tłumików złożony z dwóch tłumików komorowych połączonych szeregowo [103]. Postępując podobnie jak w opisie pojedynczego tłumika, konsekwentnie przyjęto model dwumasowy dla systemu dwóch tłumików. Podstawę do określenia parametrów geometrycznych systemu dwóch tłumików komorowych stanowi zależność opisująca transmitancję widmową modelowanego układu, której moduł przedstawia wyrażenie:

$$|H(j\omega)| = \left| \frac{\Delta p_{22}(j\omega)}{\Delta p_{11}(j\omega)} \right| = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{f_{01k}^2 f_{02k}^2} f^4 - \left(\frac{1}{f_{01k}^2} + \frac{1}{f_{02k}^2} \right) f^2 + 2 \frac{f_{01k}^2}{f_{02k}^2}}} \quad (8.61)$$

gdzie: Δp_{11} – amplituda pulsacji na wejściu do systemu tłumików, Δp_{22} – amplituda na wyjściu z systemu tłumików, f_{01k} – częstotliwość własna pierwszego tłumika, f_{02k} – częstotliwość własna drugiego tłumika.

8.2.2.1. Rozwiązanie modelu matematycznego tłumika komorowego

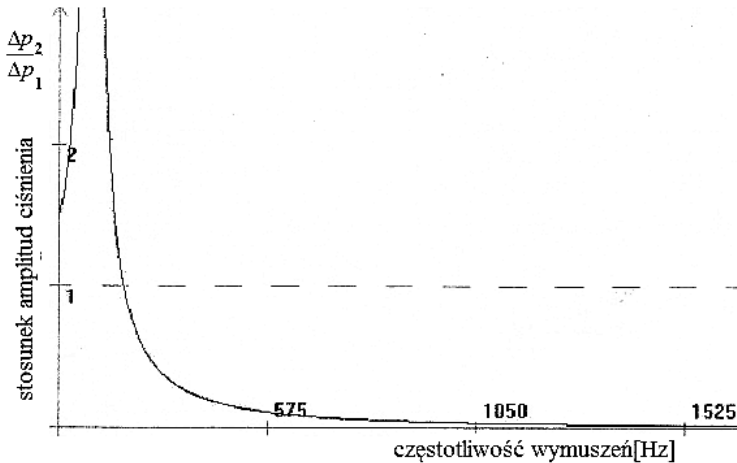
Na podstawie przedstawionych analogii mechanicznych filtrów biernych opracowano program komputerowy TŁUMIKI pozwalający na etapie projektowania określić parametry tłumika w funkcji parametrów eksploatacyjnych a także określić skuteczność tłumienia pulsacji w zależności od wyliczonej (minimalnej) lub założonej objętości tłumika. Program TŁUMIKI ma za zadanie obliczanie objętości tłumika komorowego dla zadanych parametrów oraz rysowanie wykresów zależności $\Delta p_2/\Delta p_1$ od częstotliwości. Program ten jest aplikacją 16-bitową napisany w języku C++. Menu tłumiki zawiera dwie funkcje:

- tłumiki komorowe – liczącą objętość tłumika komorowego, przykład na rysunku 8.12,
- rysującą wykres zależności $\Delta p_2/\Delta p_1$ od częstotliwości dla danej objętości tłumika, przykład rys. 8.13.

Rys. 8.12. Przykład obliczania minimalnej objętości tłumika komorowego

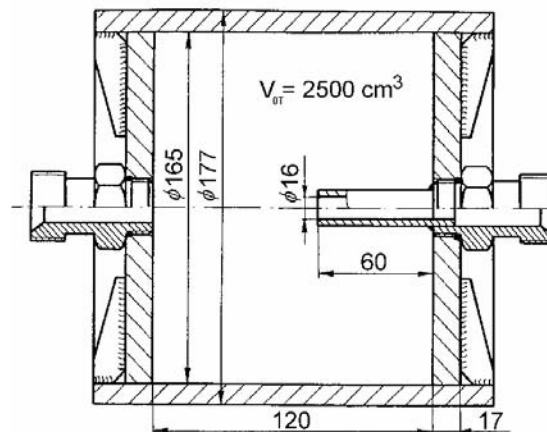
Rys. 8.13. Przykład okna rysującego wykres zależności $\Delta p_2/\Delta p_1$ od częstotliwości dla danej objętości tłumika

Przeprowadza się weryfikację doświadczalną skuteczności tłumika szerokopasmowego dla różnych pomp wporowych (zębate, wielotłoczkowe), które różnią się między innymi liczbą elementów wporowych, prędkością obrotową wału; parametry te decydują o częstotliwości wymuszeń. Przyjęto ostatecznie objętość tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym na poziomie $V_{0t} = 2500 \text{ cm}^3$. Istnieje tutaj zależność, im większa objętość tłumika, tym składowe pulsacji ciśnienia o mniejszych częstotliwościach są tłumione. Uwaga ta wynika z analizy modelu matematycznego tłumika. Przykład wykresu uzyskanego z programu TŁUMIKI, obrazującego stosunek amplitud pulsacji ciśnienia Δp_2 za tłumikiem do Δp_1 przed tłumikiem dla tłumika komorowego o objętości $V_{0t} = 2500 \text{ cm}^3$ pokazano na rysunku 8.14.



Rys. 8.14. Zależność stosunku amplitud ciśnienia za tłumikiem Δp_2 do amplitudy ciśnienia Δp_1 za tłumikiem w funkcji częstotliwości wymuszeń wyznaczona w programie TLUMIKI

W obliczeniach objętości tłumika komorowego pominięto składnik dotyczący zredukowanego współczynnika tłumienia D_{zr} , ponieważ po analizach obliczeń teoretycznych z wynikami badań doświadczalnych dla realnych parametrów wartość jego jest mniejsza od 0,1 i wpływ na wynik końcowy jest do pominięcia. Analizę wartości współczynnika tłumienia wiskotycznego pokazano w załączniku 2. Dodatkowym argumentem jest też przyjęcie warunku (8.57) minimalizującego wpływ współczynnika tłumienia, przesuwać zakres pracy tłumika poza częstotliwości rezonansowe, przy których wpływ tłumienia jest najistotniejszy. Przekrój osiowy zaprojektowanego według modelu matematycznego tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym pokazano na rysunku 8.15.

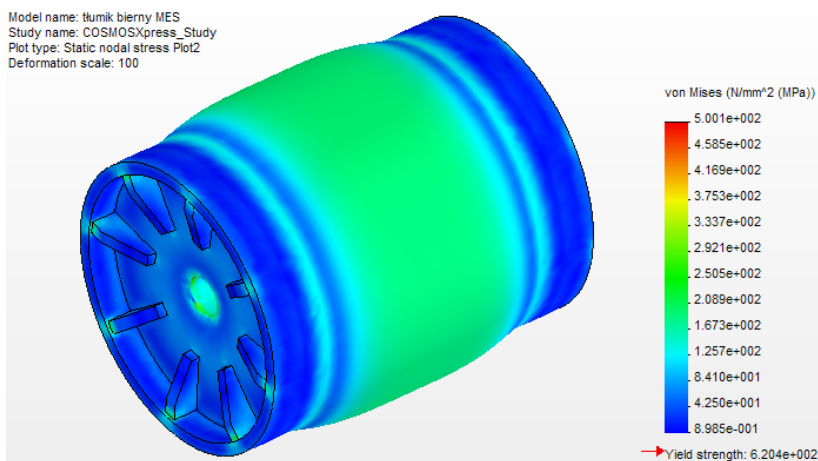


Rys. 8.15. Przekrój osiowy tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym przyjętego do budowy tłumika szerokopasmowego

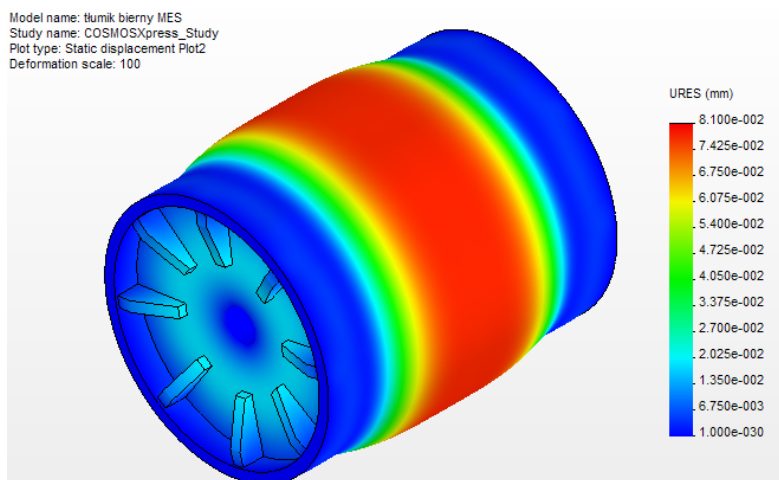
8.2.2.2. Analiza wytrzymałościowa zaprojektowanego tłumika komorowego

W celu określenia naprężeń i odkształceń przyjętego tłumika komorowego przeprowadzono obliczenia z wykorzystaniem MES. Prezentowane wyniki uzyskano z zastosowaniem programu COSMOS Works2005, który jest specjalnie przeznaczony do obliczeń numerycznych. Model geometryczny obciążony został ciśnieniem $p = 25$ MPa. Wyniki obliczeń zaprezentowano na rysunkach 8.16 i 8.17.

Średnie naprężenia, jakie występują w tym przypadku mieszczą się na poziomie 270–300 MPa. Materiał, który został zastosowany na tłumik to stal konstrukcyjna stopowa do ulepszania cieplnego, 30HGS. Granica plastyczności $R_e = 850$ MPa, biorąc pod uwagę współczynnik bezpieczeństwa $x_B = 2$. Wartość naprężeń nie przekracza wartości dopuszczalnej k_r : $\sigma_{red} = 300 \text{ MPa} \leq k_r = 425 \text{ MPa}$.



Rys. 8.16. Rozkład rzeczywistych naprężeń w tłumiku komorowym



Rys. 8.17. Rozkład maksymalnych przemieszczeń tłumika komorowego

8.2.3. Weryfikacja doświadczalna skuteczności szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia

Weryfikację doświadczalną skuteczności szerokopasmowych tłumików pulsacji ciśnienia przeprowadzono w dwóch aspektach, mianowicie w badaniach hydraulicznych określano stopień obniżenia amplitudy wahań ciśnienia w poszczególnych pasmach częstotliwości w układzie bez tłumika i z tłumikiem. Tak samo postępowano w badaniach akustycznych, które przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym, układem tym był hydrauliczny układ podnoszenia wysięgnika ładowarki ŁK-200 prod. Fadroma Wrocław.

Badania hydrauliczne

Badania skuteczności tłumików szerokopasmowych zbudowanych na bazie tłumika komorowego i tłumika czynnego przeprowadzono na stanowisku, którego schemat przedstawia na rysunku 8.18, umożliwiającym badania w warunkach stacjonarnych i przejściowych. Stanowisko to zbudowano na bazie układu do badania prędkości propagacji fali ciśnienia (rys. 4.1, rozdz. 4), z tą różnicą, że została dobrana długość przewodów sztywnych, tak aby zapewnić jak największy poziom pulsacji ciśnienia w króćcu tłocznym pompy bądź przy odbiorniku. Przyjęto dwie długości przewodów:

$$L_1 = \frac{\lambda_f}{2} \text{ i } L_2 = \frac{\lambda_f}{4}. \text{ Jest to najmniej korzystny przypadek ze względu na wzmocnienie}$$

amplitudy pulsacji ciśnienia, ponieważ są to długości rezonansowe przewodów [146]. Uwzględniając wyznaczoną poprzednio prędkość propagacji fali ciśnienia w przewodzie sztywnym $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$ oraz określoną doświadczalnie (w celu uwzględnienia ewentualnego poślizgu silnika elektrycznego napędzającego pompę) częstotliwość pierwszej harmonicznej pulsacji wydajności pompy $f_1 = 222 \text{ Hz}$ ostatecznie przyjęto: $L_1 = 2,90 \text{ m}$, $L_2 = 1,45 \text{ m}$. Skuteczność szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia określano według przyjętego współczynnika tłumienia B_T amplitudy pulsacji ciśnienia według zależności:

$$B_T = 20 \log \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \quad (8.62)$$

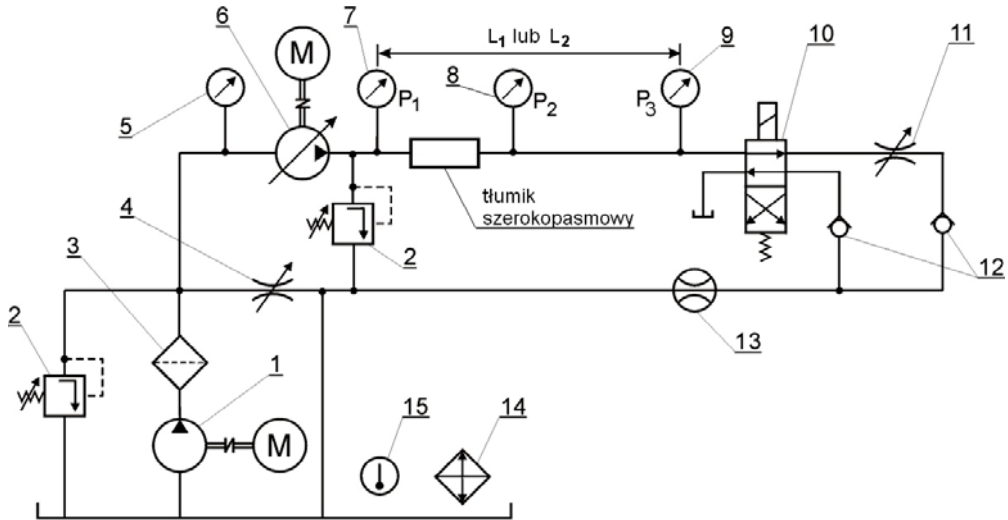
gdzie: Δp_1 – podwójna amplituda pulsacji w układzie przed tłumikiem, Δp_2 – podwójna amplituda pulsacji w układzie za tłumikiem.

Warunki prowadzenia badań były następujące:

- ciecz robocza olej hydrauliczny HL68,
- temperatura cieczy roboczej $T = 323 \pm 2 \text{ K}$,
- ciśnienie tłoczenia $p_t = 0\text{--}16,0 \text{ MPa}$,
- ciśnienie ssania $p_s = 0,01 \text{ MPa}$,
- prędkość obrotowa $n = 25 \text{ s}^{-1}$ (1500 obr/min).

Do rejestracji przebiegów chwilowych ciśnień w odpowiednich punktach na linii hydraulicznej wykorzystano zestaw aparatury pomiarowej opisanej w rozdziale 5.

Rejestrowane przebiegi czasowe odpowiednich wielkości poddawane były szybkiemu przekształceniu Fouriera w programie Origin 7.5 Pro, w wyniku czego otrzymywano dyskretne widmo amplitudowo-częstotliwościowe.



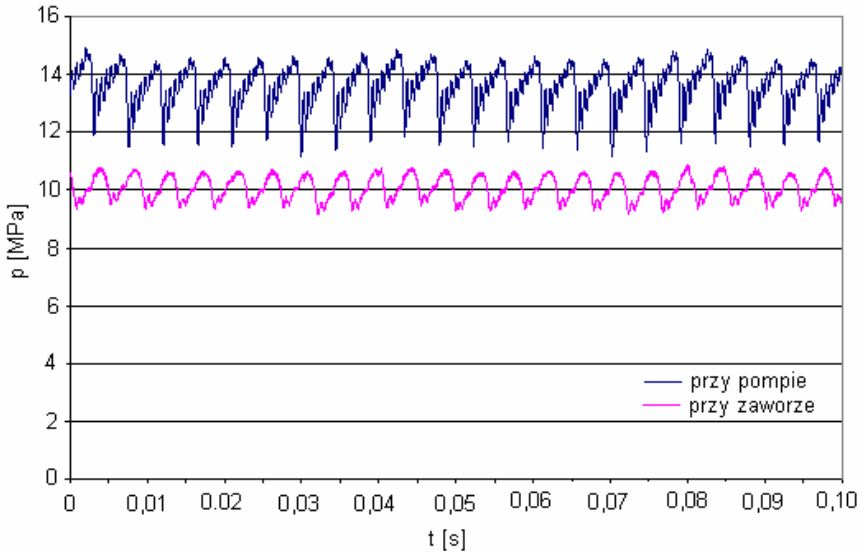
Rys. 8.18. Schemat układu hydraulicznego do badania skuteczności szerokopasmowych tłumików pulsacji ciśnienia: 1 – pompa wporowa stałej wydajności doładowująca, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – filtr, 4 – zawór dławiący, 5 – manowakuometr, 6 – pompa wielotłoczkowa osiowa PTOZ-100, 7, 8, 9 – przetwornik ciśnienia, 10 – rozdzielacz 4/2, 11 – zawór dławiący, 12 – zawór zwrotny, 13 – przepływomierz, 14 – chłodnica wodna, 15 – termometr



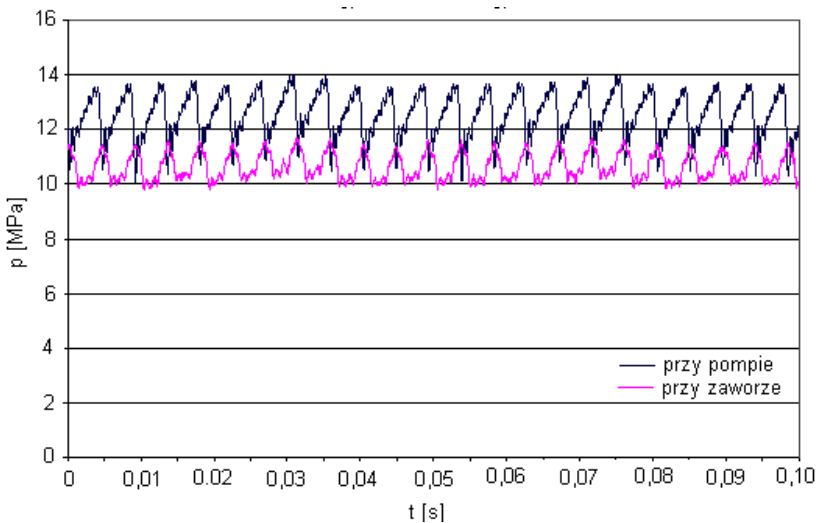
Rys. 8.19. Widok zamontowanego tłumika szerokopasmowego w układzie badawczym, 1 – tłumik czynny, 2 – tłumik komorowy, 3 – pompa wielotłoczkowa typ PNZ-100, 4 – akumulatory hydropneumatyczne.

Widok zamontowanego tłumika szerokopasmowego na bazie tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym pokazano na fotografii (rys. 8.19).

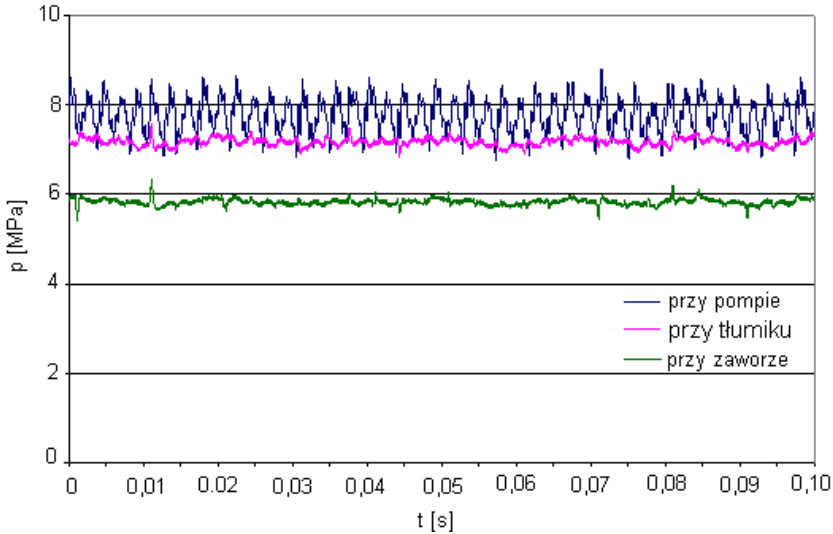
Przykładowy przebieg pulsacji ciśnienia zarejestrowany w warunkach pracy stacjonarnej pokazano na rysunkach 8.20–8.22.



Rys. 8.20. Zarejestrowany przebieg ciśnienia w układzie badawczym. Długość przewodu $L_2 = \lambda_f/4$, układ bez tłumika, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

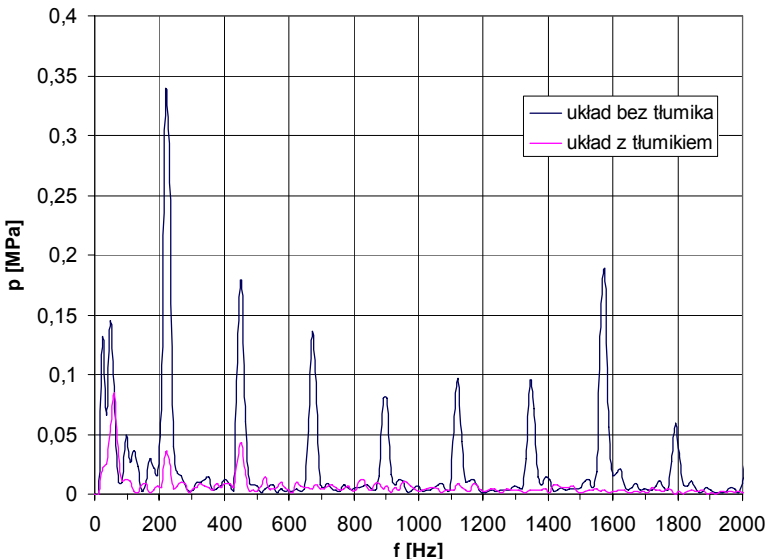


Rys. 8.21. Zarejestrowany przebieg ciśnienia w układzie badawczym. Długość przewodu $L_2 = \lambda_f/2$, układ bez tłumika, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$



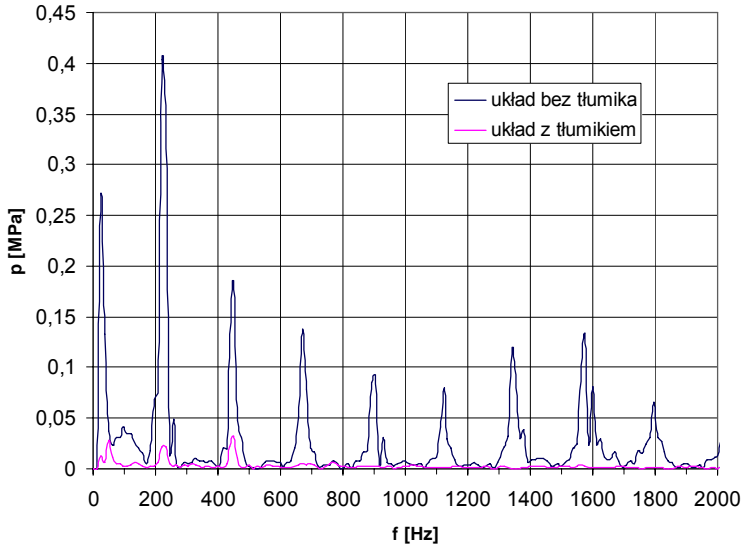
Rys. 8.22. Przykładowy przebieg czasowy w poszczególnych punktach pomiarowych po zamontowaniu szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia. Przewód L_2 , $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

W celu określenia skuteczności szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia według zdefiniowanej zależności (8.62) także w funkcji występujących częstotliwości wymuszeń dokonano analizy widmowej przebiegów ciśnienie dla układów z tłumikiem i bez tłumika. Punktem porównawczym był pomiar ciśnienia nr 8 na rysunku 8.18 (za tłumikiem).

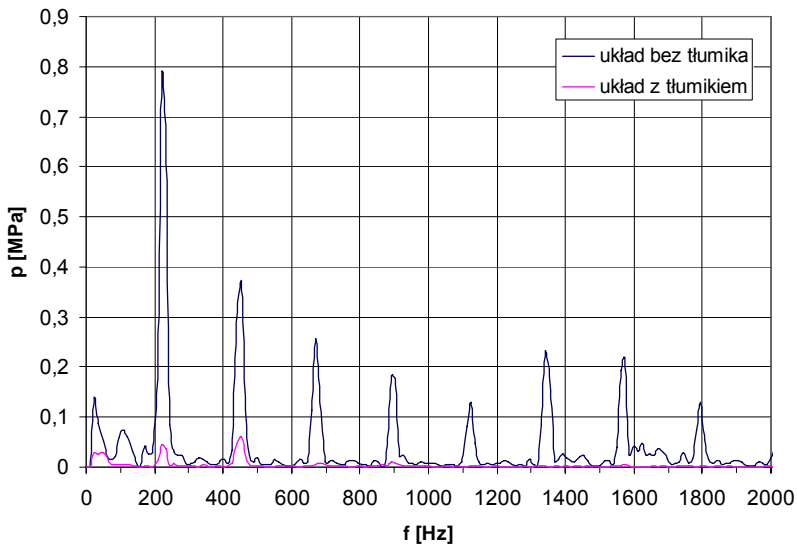


Rys. 8.23. Porównanie widm amplitudowo-częstotliwościowych dla układu z tłumikiem i bez tłumika. Ciśnienie średnie 5 MPa, przewód długości L_2

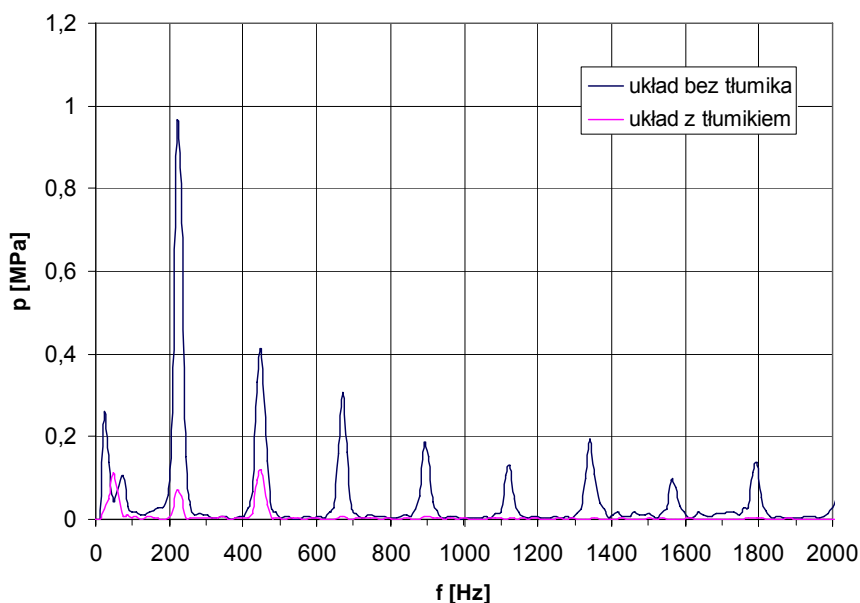
Na rysunkach 8.23–8.26 przedstawiono porównanie widm amplitudowo-częstotliwościowych wybranych przebiegów ciśnienia dla parametrów skrajnych jakim była wartość ciśnienia średniego przy zaworze dla dwóch długości przewodu tłocznego L_1 i L_2 .



Rys. 8.24. Porównanie widm amplitudowo-częstotliwościowych dla układu z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika. Ciśnienie średnie 5 MPa, przewód długości L_1



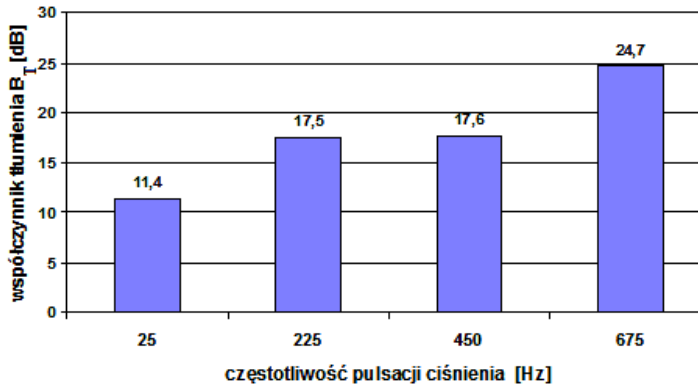
Rys. 8.25. Porównanie widm amplitudowo-częstotliwościowych dla układu z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika. Ciśnienie średnie 15 MPa, przewód długości L_2



Rys. 8.26. Porównanie widm amplitudowo-częstotliwościowych dla układu z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika. Ciśnienie średnie 15 MPa, przewód długości L_1

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych i analiz widmowych zarejestrowanych przebiegów ciśnienia, w warunkach stacjonarnych, określono skuteczność szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, wyznaczając współczynnik tłumienia według zależności (8.62) pokazujący stopień redukcji amplitud pulsacji ciśnienia po zamontowaniu tłumika do układu badawczego. Na rysunku 8.27 pokazano zależność współczynnika tłumienia B_T dla poszczególnych harmonicznych pulsacji ciśnienia wynikających z pulsacji wydajności pompy, a mianowicie $f_1 = 225$ Hz do $f_3 = 675$ Hz, przy czym pokazana częstotliwość $f_p = 25$ Hz wynika z prędkości obrotowej wału pompy i redukcja amplitudy spowodowana jest tłumikiem czynnym będącym składnikiem szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia uzyskano na podstawie wartości średnich uzyskanych w całym zakresie przebadanych parametrów natężenia przepływu i ciśnienia oraz dwóch długości przewodu tłocznego.

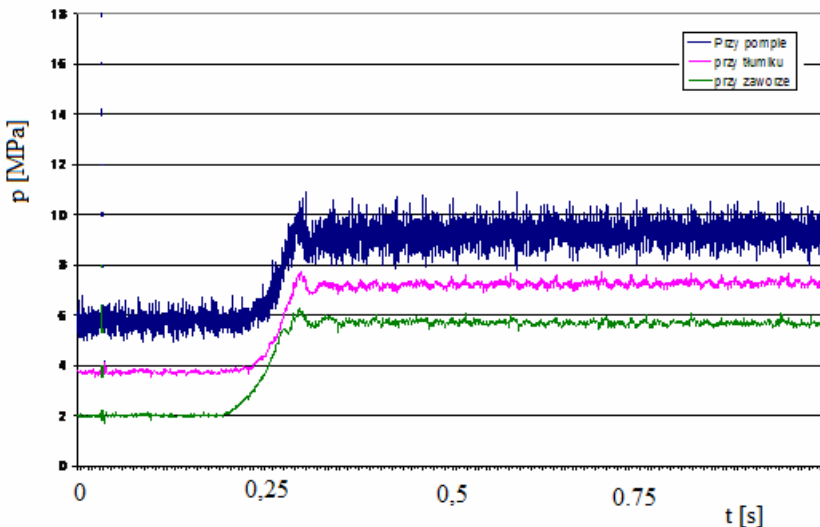
Na rysunku 8.27 zamieszczono tylko wartości tłumienia dla trzech podstawowych składowych wynikających z wahań wydajności pompy i częstotliwości wynikającej z prędkości obrotowej wału pompy (25 Hz). Uzasadnieniem tego jest to, że dla większych częstotliwości występujących w układzie badawczym, po zamontowaniu szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia wartości amplitud pulsacji ciśnienia mieściły się w zakresie niepewności pomiarowej a więc można uznać, że nastąpiła ich całkowita redukcja.



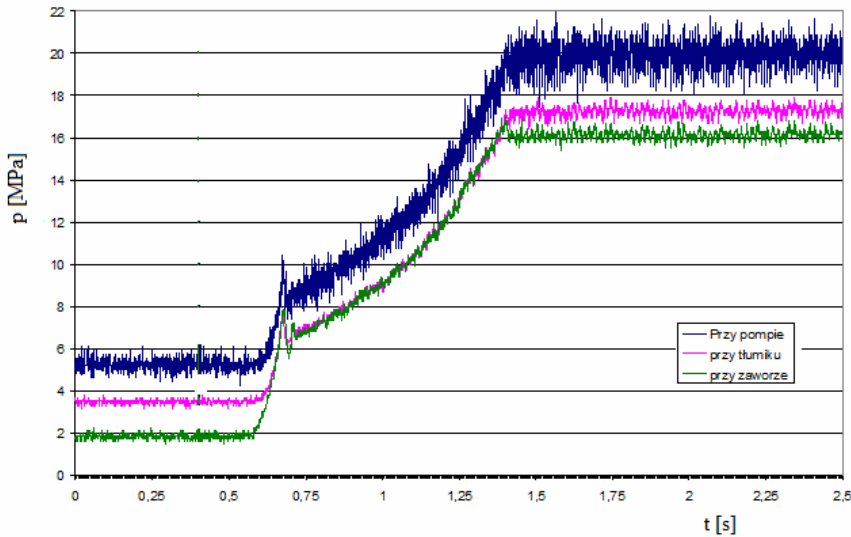
Rys. 8.27. Zależność współczynnika B_T redukcji amplitud pulsacji ciśnienia dla poszczególnych częstotliwości występujących w układzie badawczym po zamontowaniu szerokopasmowego tłumika

W celu zweryfikowania skuteczności szerokopasmowego tłumika pulsacji w stacjach przejściowych rejestrowano przebieg ciśnienia w trzech punktach p_1 (przy pompie), p_2 (za tłumikiem) i p_3 (przy zaworze) po skokowym przesterowaniu rozdzielacza dla różnych wartości ciśnienia średniego przy rozdzielaczu. (schemat hydrauliczny rysunek 8.18.) Przykładowe wyniki zaprezentowano na rysunkach 8.28–8.29.

Z przeprowadzonych badań wynika podstawowy wniosek, że zarówno w stacjach przejściowych szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia równie dobrze spełnia swoje zadanie, jak i w warunkach pracy ustalonej. Redukcja amplitud pulsacji ciśnienia, wynikającej z wahań wydajności pompy, jest na poziomie pokazanym na rysunku 8.27,



Rys. 8.28. Przebieg ciśnienia p w układzie badawczym po skokowym wzroście obciążenia odbiornika, długość przewodu L_1 , wartość ciśnienia średniego przy zaworze $p_3 = 5,7$ Mpa, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$



Rys. 8.29. Przebieg ciśnienia p w układzie badawczym. Długość przewodu L_1 , wartość ciśnienia średniego przy zaworze $p_3 = 16$ Mpa, $Q_{sr} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

a więc bardzo wysoka. Dodatkową zaletą jest też to, że tłumik czynny będący integralną częścią szerokopasmowego tłumika niweluje uderzenie hydrauliczne w trakcie stanu przejściowego wynikającego ze skokowego wzrostu obciążenia odbiornika. Dowodzi tego porównanie wartości współczynnika nadwyżki dynamicznej ciśnienia φ_d (zależność (2.10)), którego wartość dla przebiegu ciśnienia układu bez szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, pokazanym na rysunku 5.2 wynosi $\varphi_d = 75\%$, natomiast w tych samych warunkach, po zamontowaniu tłumika, $\varphi_d = 0$.

Badania akustyczne

Badania akustyczne wpływu szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, zbudowanego na bazie tłumików komorowych, na proces zmniejszenia hałasu przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym, jakim był układ hydrauliczny podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 produkcji Fadroma Wrocław. W tym celu układ ten umieszczono w pogłosowej komorze akustycznej o objętości 102 m^3 . Czas pogłosu w komorze wynosi $4,13 \text{ s}$, co przy tej objętości zapewnia występowanie pola rozproszonego. Zgodnie z normą PN-84/N-01330 komora może być używana do technicznych pomiarów mocy akustycznej hałasu elementów i układów hydraulicznych. Stanowisko badawcze składa się z trzech integralnie związanych części: komory akustycznej, układu napędowego oraz hydraulicznego układu zasilającego (eliminacja wystąpienia zjawiska kawitacji w króćcu ssącym pompy). Budowa komory akustycznej, układu napędowego i zasilającego dokładnie przedstawiono w literaturze [102].

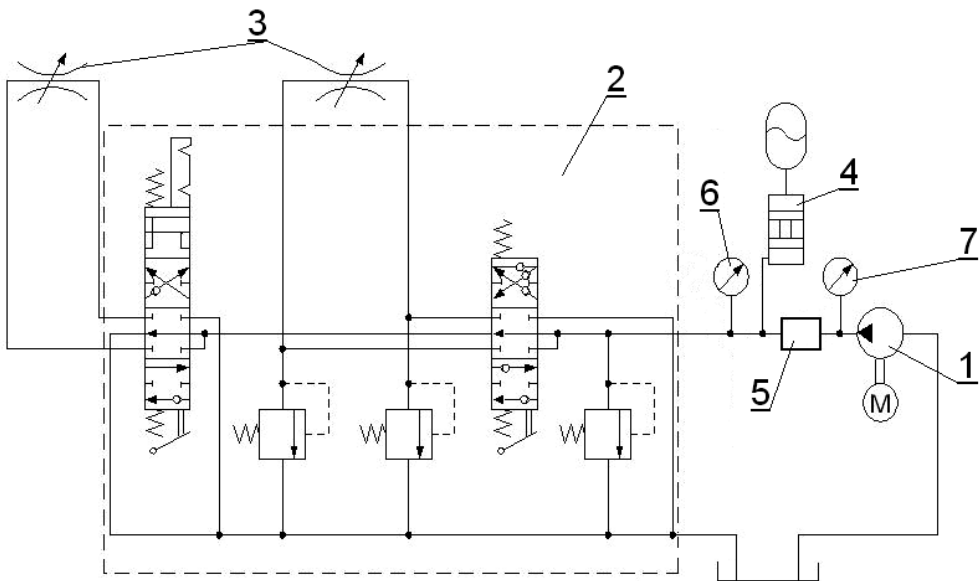
Badania akustyczne hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 objęły:

- wyznaczenie charakterystyki skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji ciśnienia tłoczenia $L_A = f(p_t)$ w układzie z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika,
- wyznaczenie charakterystyki poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji ciśnienia tłoczenia $L_m = f(p_t)$ w układzie z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika,
- wyznaczenie średniego poziomu ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych w układzie z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika,
- wyznaczenie średniego poziomu skorygowanego ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych w układzie z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika.

Warunki prowadzenia badań były następujące:

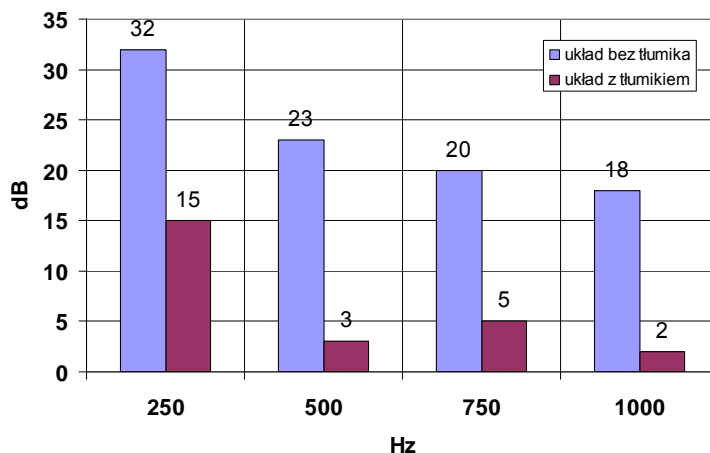
- ciecz robocza olej hydrauliczny HL68,
- temperatura cieczy roboczej $T = 323 \pm 2$ K,
- ciśnienie tłoczenia $p_t = 0-16,0$ MPa,
- ciśnienie ssania $p_s = 0,01$ MPa,
- prędkość obrotowa $n = 25 \text{ s}^{-1}$ (1500 obr/min).

Badania akustyczne przeprowadzono z zamontowaną pompą zębatą typu P2C2110C5B26A prod. WZMB Waryński (taka pompa zastosowana jest w wersji fabrycznej). Schemat układu hydraulicznego podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200, który został umieszczony w komorze akustycznej (silnik napędowy oraz układ zasilania znajdują się poza komorą, której izolacyjność określona jest na 50 dB w zakresie częstotliwości 20–20 000 Hz) pokazuje rysunek 8.30.



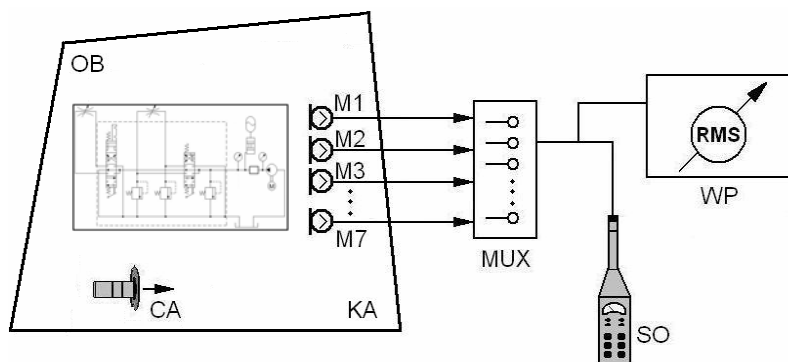
Rys. 8.30. Schemat układu hydraulicznego podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z zaworami dławiącymi i tłumikiem: 1 – pompa, 2 – rozdzielacz R1011VF1V, 3 – zawór dławiący, 4 – tłumik czynny, 5 – tłumik komorowy, 6, 7 – czujniki ciśnienia

Badania akustyczne poprzedzono zbadaniem widma pulsacji, pokazanego na rysunku 8.31 pompy zębatej P2C 2110 zamontowanej do układu. Badania przeprowadzono dla przypadku z tłumikiem szerokopasmowym i bez tłumika.



Rys. 8.31. Widmo amplitudowe pulsacji ciśnienia hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 bez tłumika i po zamontowaniu szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia, ciśnienie tłoczenia $p_t = 14$ MPa

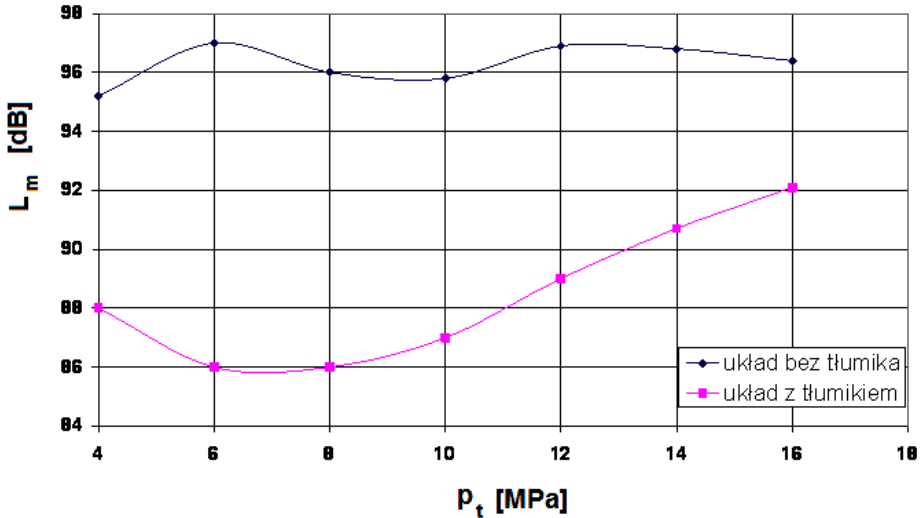
Badania akustyczne przeprowadzono w układzie pomiarowym zademonstrowanym na rysunku 8.32.



Rys. 8.32. Schemat blokowy układu pomiarowego parametrów akustycznych:

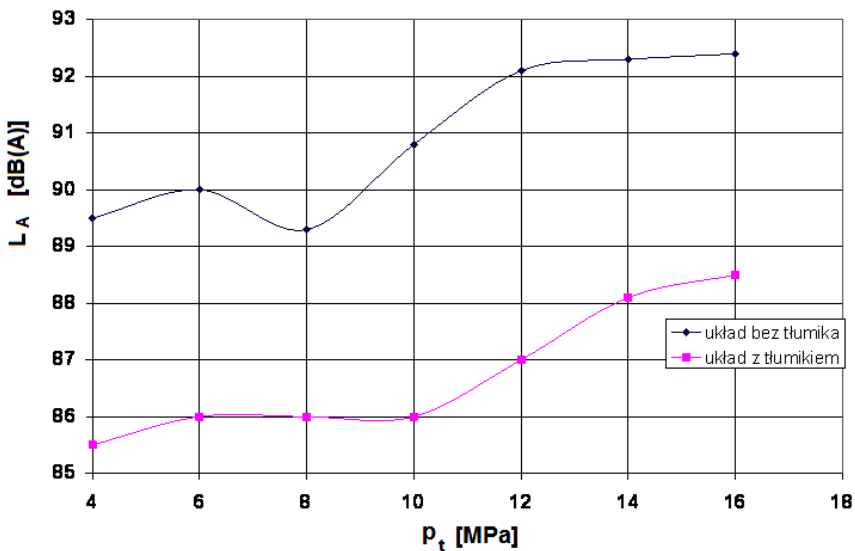
- KA – komora akustyczna dyfuzyjna, IKiEM Politechniki Wrocławskiej,
- OB – badany obiekt – układ hydrauliczny podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200,
- M1–M7 – pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniaczami typ 4165 +2639 firmy Brüel&Kjaer, MUX – multiplexer 8-kanałowy, typ 2811 firmy B&K,
- WP – uniwersalny wzmacniacz pomiarowy, typ 2607 firmy B&K, SO – całkujący miernik poziomu dźwięku z filtrem trójowo-oktawowym, typ 2231+1625 firmy B&K,
- CA – kalibrator akustyczny (pistonfon), typ 4220 firmy B&K

Wyniki pomiarów akustycznych hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika Ł-200 przedstawiono graficznie w postaci wykresów na rysunkach 8.33–8.36. W celu łatwiejszego porównania na każdym z wykresów przedstawiono wyniki pomiarów hałasu układu bez tłumika oraz po wprowadzeniu tłumika szerokopasmowego.



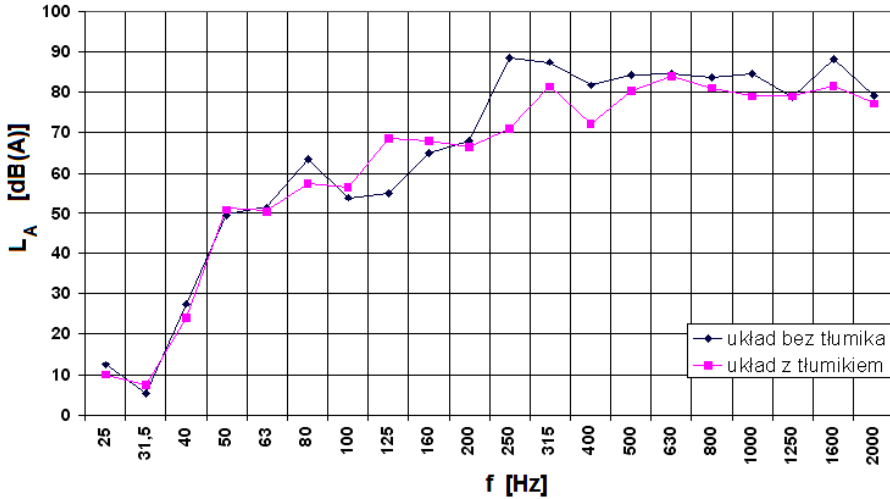
Rys. 8.33. Poziom ciśnienia akustycznego L_m hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z tłumikiem i bez tłumika w funkcji ciśnienia p_t tłoczenia.

Prędkość obrotowa pompy $n = 1500$ obr/min, pompa zębata, szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia

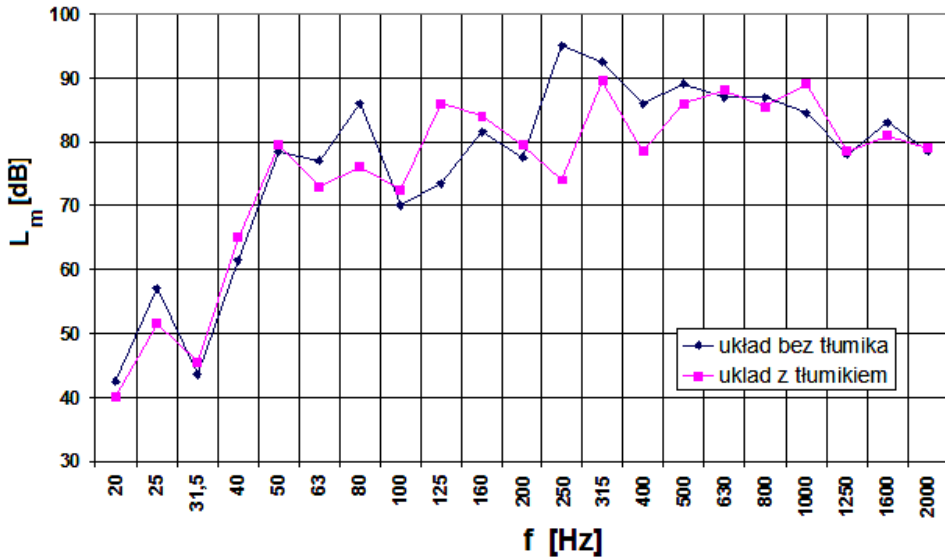


Rys. 8.34. Korygowany poziom ciśnienia akustycznego L_A hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z tłumikiem i bez tłumika w funkcji ciśnienia tłoczenia.

Prędkość obrotowa pompy $n = 1500$ obr/min, pompa zębata



Rys. 8.35. Porównanie widma tercjowego korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z tłumikiem i bez tłumika. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 14$ MPa, pompa zębata



Rys. 8.36. Porównanie widma tercjowego poziomu ciśnienia akustycznego L_m hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z tłumikiem i bez tłumika. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 14$ MPa. Prędkość obrotowa pompy $n = 1500$ obr/min, pompa zębata

Z zamieszczonych wyników badań akustycznych wynika, że zastosowanie w układzie hydraulicznym szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia zmniejsza hałas globalny badanego układu w całym zakresie przewidywanych obciążeń o kilka do

kilkunastu dB. Zamieszczone w tym rozdziale wykresy dotyczą szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia zbudowanego na bazie tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym i tłumika czynnego. Przeprowadzono też badania tłumika zbudowanego na bazie tłumika komorowego bez przewodu wewnętrznego. Skuteczność tego tłumika okazała się nieco gorsza o 6–8% w procesie zmniejszania hałasu (a także pulsacji ciśnienia) w stosunku do tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym. W celu przejrzystości przedstawianych wykresów danych dotyczących tłumika o nieco gorszej skuteczności nie zamieszczano i do dalszej analizy przyjęto szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia zbudowany na bazie tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym. Długość przewodu wewnętrznego, zapewniającą maksymalną skuteczność, na podstawie badań doświadczalnych, przyjęto równą połowie długości tłumika komorowego [103].

Ogólnie na podstawie przeprowadzonych badań ciśnienia i hałasu można stwierdzić, że częstotliwość, dla której poziom ciśnienia akustycznego i hałasu osiąga największe wartości pokrywa się z częstotliwością, gdy amplituda pulsacji ciśnienia osiąga najwyższy poziom.

8.3. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia na podstawie tłumika odgałęźnego

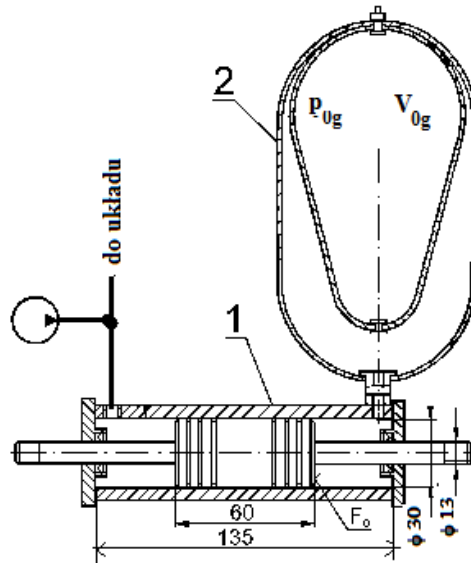
Rozpatrzono możliwość budowy szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia na podstawie uproszczonego tłumika czynnego i tłumika biernego typu odgałęźnego.

Z analizy modelu matematycznego dotyczącego tłumika czynnego wynika, że dobór parametrów tłumika sprowadza się do zapewnienia warunku równości częstości rezonansowej ω_{OT} układu tłok–sprężyna hydropneumatyczna, z częstością wymuszeń ω pulsacji ciśnienia, generowanej w układzie. Na rysunku 8.37 pokazano przekrój osiowy tłumika czynnego w wersji laboratoryjnej uproszczonej w stosunku do prezentowanego w rozdziale 8.2.1.

Konstrukcja tłumika zapewnia właściwy dobór jego częstotliwości rezonansowej, poprzez zmianę masy zredukowanej M_{zr} drgającego układu, będącej sumą masy tłoka M_t , masy cieczy w akumulatorze M_c , zredukowanej do powierzchni tłoka masy cieczy w przyłączy oraz masy korygującej montowanej na specjalnie wyprowadzonym tłoczysku tłumika. Prostsza jest też konstrukcja samego tłumika czynnego sprowadzająca się w praktyce do konstrukcji cylindra hydraulicznego tłokowego z dwustronnym tłoczyskiem odpowiednio zwymiarowanego. Przez analogię do zależności (8.30) wyrażenie na sztywność sprężyny hydropneumatycznej K_s dla tłumika w uproszczonej wersji przyjmie postać:

$$K_s = \frac{nF_o p_{og}}{V_0 g} \quad (8.63)$$

gdzie F_o – czynna powierzchnia tłoka.



Rys. 8.37. Parametry czynnego tłumika pulsacji ciśnienia w wersji uproszczonej, laboratoryjnej, sposób zamontowania w układzie hydraulicznym: 1 – cylinder hydrauliczny dwustronnego działania, 2 – akumulator $V_{0g} = 0,8 \text{ dm}^3$

Po uwzględnieniu wyznaczonej sztywności K_s i założeniu wartości ciśnienia w układzie odpowiadającą ciśnieniu gazu w akumulatorze p_{kg} częstość rezonansowa tłumika czynnego w wersji uproszczonej wyraża zależność:

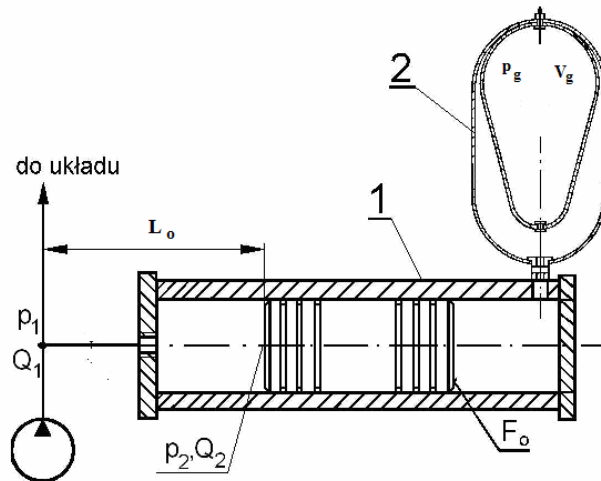
$$\omega_{0T} = \sqrt{\frac{nF_o^2 p_{kg}^2}{p_{0g} V_{0g} M_{zr}}} \quad (8.64)$$

Konstrukcja tłumika zapewnia łatwą zmianę masy zredukowanej M_{zr} , zatem w celu zmniejszenia pulsacji ciśnienia o częstotliwości f_w wymagana wartość masy dla danego tłumika wynosi:

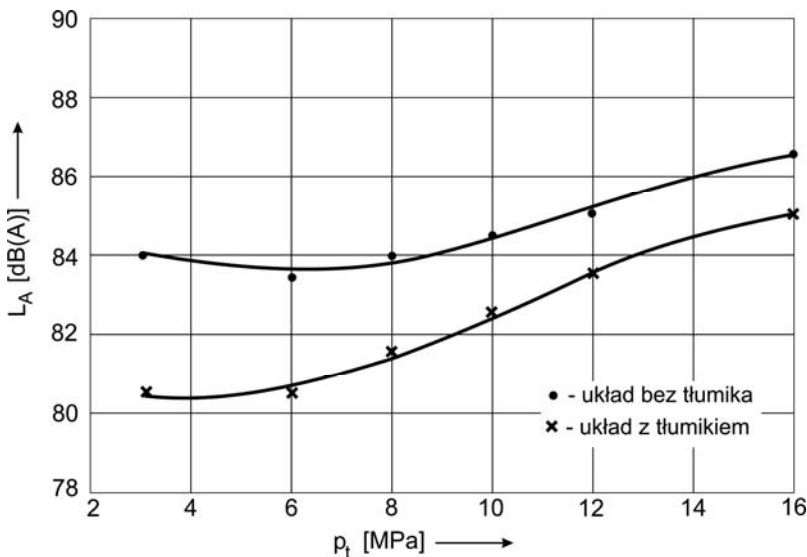
$$M_{zr} = \frac{nF_o^2 p_{kg}^2}{4\pi^2 f_w^2 p_{0g} V_{0g}} \quad (8.65)$$

Idea proponowanego rozwiązania polega na połączeniu tłumika biernego typu odgałęźnego [133, 144] oraz opisanego tłumika czynnego. Tłumik odgałęźny stanowi przewód o odpowiedniej długości, wstawiony prostopadle do przewodu głównego i na końcu zaślepiony (wymiarowanie tłumika odgałęźnego dokładnie jest przedstawione w rozdziale 9).

W przedstawionym rozwiązaniu tłumik odgałęźny stanowi przyłączy o określonej długości L_o zaślepienie tłokiem tłumika czynnego. Pokazano to na rysunku 8.38.



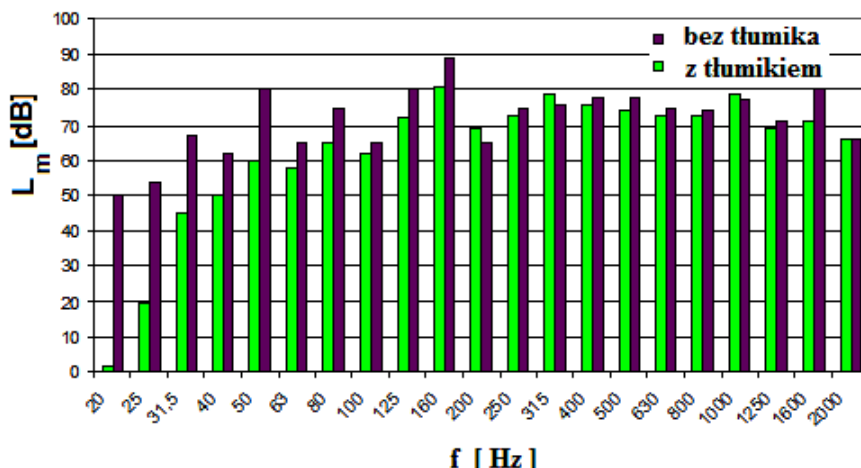
Rys. 8.38. Koncepcja szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia na podstawie tłumika odgałęźnego L_o i czynnego w uproszczonej wersji



Rys. 8.39. Zależność korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego $L_A = f(p_t)$ hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200. Prędkość obrotowa pompy $n_p = 900$ obr/min

Zasada działania tłumików typu odgałęźnego opiera się na interferencji fali ciśnienia pochodzącej od pompy z falą ciśnienia odbitą od tłumika i biegnącą w kierunku przeciwnym. Zagadnienie wymiarowania tłumika odgałęźnego sprowadza się więc do określenia jego długości L_o w zależności od częstotliwości wymuszeń f_w które mają ulec stłumieniu.

Weryfikacja doświadczalna skuteczności proponowanego rozwiązania tłumika pulsacji ciśnienia przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym jakim był mechanizm podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 – schemat układu pomiarowego rysunek 8.29. W tym celu układ ten był umieszczony w komorze akustycznej dyfuzyjnej i przeprowadzono badania pulsacji ciśnienia i akustyczne dwukrotnie – pierwszy raz bez tłumika i następnie w tych samych warunkach po zamontowaniu tłumika pulsacji ciśnienia. Jako tłumik odgałęźny zastosowano przewód elastyczny. Przyjęto $L_o = 1,18$ m na podstawie obliczeń według zależności (9.17).



Rys. 8.40. Porównanie trzeciego widma poziomu ciśnienia akustycznego L_m układu hydraulicznego podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z tłumikiem szerokopasmowym na bazie tłumika odgałęźnego i bez tłumika, obroty wałka pompy $n_p = 900$ obr/min, ciśnienie tłoczenia $p_t = 16$ MPa

Wyniki pomiarów akustycznych zamieszczono na rysunkach 8.39 i 8.40. Rezultaty te potwierdzają możliwość budowania szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia na podstawie tłumika odgałęźnego i tłumika czynnego w uproszczonej wersji. Należy jednak stwierdzić, że ma on mniejszą skuteczność w stosunku do tłumika szerokopasmowego zbudowanego na bazie tłumika komorowego, szczególnie jeżeli rozpatrywany jest cały zakres obciążeń układu hydrostatycznego i związana z tym zmiana wartości ciśnienia tłoczenia p_t .

9. Uściślenie modeli matematycznych biernych tłumików pulsacji ciśnienia i porównanie ich skuteczności

W celu zmniejszenia amplitud pulsacji ciśnienia w układzie, oprócz metod czynnych ingerujących w samym źródle hałasu, stosuje się bierne tłumiki pulsacji ciśnienia typu refleksyjnego. Zasada działania tych tłumików opiera się na interferencji fali ciśnienia pochodzącej od pompy z falą ciśnienia odbitą od tłumika i biegnącą w kierunku przeciwnym. Schematy analizowanych tłumików pokazano na rysunku 9.1 z zaznaczonymi wymiarami charakterystycznymi zapewniającymi maksymalną skuteczność w procesie redukcji amplitud wahań ciśnienia. Wymiary te określono na podstawie modeli matematycznych uproszczonych opracowanych dla cieczy idealnej [76, 89, 102, 134, 170, 183, 221]. Zagadnienie wymiarowania tłumika odgałęźnego sprowadza się więc do określenia jego długości w zależności od częstotliwości wymuszeń, które mają ulec stłumieniu.

Przez wprowadzenie pojęcia skuteczności tłumienia B_{io} tłumika odgałęźnego pulsacji ciśnienia, lub komorowego B_{ik} , według zależności definicyjnej [134, 170, 182, 221], otrzymujemy

$$B_{io} = 20 \log \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} \quad (9.1)$$

gdzie: \bar{p}_1 – amplituda pulsacji ciśnienia przed tłumikiem, \bar{p}_2 – amplituda pulsacji ciśnienia za tłumikiem.

Obniżenie wahań ciśnienia w funkcji parametrów geometrycznych tłumika odgałęźnego (rys. 9.1a) dla cieczy idealnej ujmuje równanie [89]:

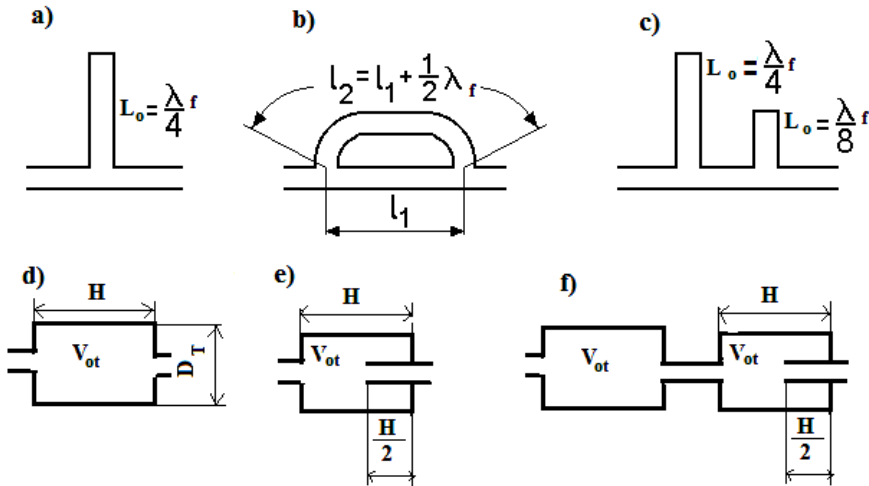
$$B_{io} = 20 \log \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{L_o 2\pi f_w}{c_o}} \quad (9.2)$$

gdzie: L_o – długość tłumika odgałęźnego.

Obniżenie amplitudy Y_y wahań ciśnienia poprzez tłumik komorowy dla cieczy idealnej (rysunek 9.1d, e) opisuje zależność [221]:

$$B_{tk} = 20 \log \sqrt{1 + \left[\left(\frac{D_T}{D} \right)^2 - 1 \right] \sin^2 \left(\frac{H 2\pi f_w}{c_o} \right)} \quad (9.3)$$

gdzie: D_T – średnica tłumika komorowego, H – długość tłumika komorowego,

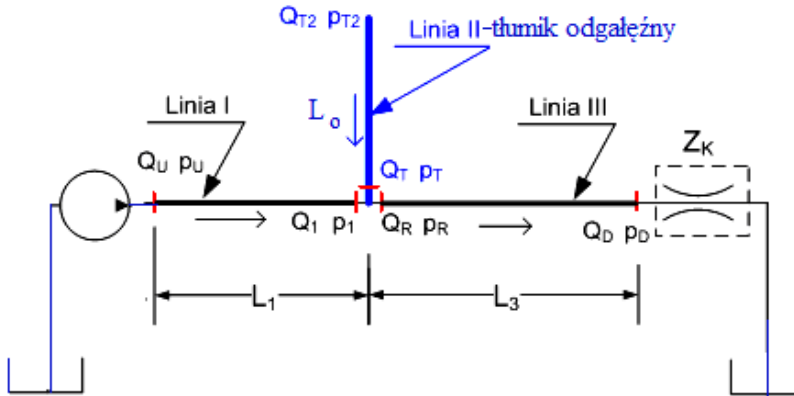


Rys. 9.1. Typy tłumików biernych przyjętych do badań: a) tłumik odgałęźny pojedynczy [141], b) tłumik odgałęźny typu „by pass” [75], c) tłumik odgałęźny podwójny [141], d) tłumik komorowy, e) tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym [141], f) systemy tłumików komorowych

Należy podkreślić, że zależności opisujące skuteczność tłumików biernych podane w literaturze na przykład zależności (9.2), (9.3) odnoszą się do warunków wyidealizowanych. Nie uwzględniają one charakteru przepływu, a także, co bardzo istotne, oporów przepływu pulsacyjnego lub oscylacyjnego w przypadku tłumików odgałęźnych i komorowych. W związku z tymi uwagami poniżej przedstawiono uściślone modele matematyczne tłumików biernych uwzględniające straty tarcia w doborze wymiarów optymalnych.

9.1. Model matematyczny tłumika typu odgałęźnego z uwzględnieniem oporów tarcia i wpływu układu hydraulicznego

Zagadnienie wymiarowania tłumika odgałęźnego sprowadza się do określenia jego długości L_o w zależności od częstotliwości wymuszeń f_w , które mają ulec tłumieniu. Na rysunku 9.2 pokazano sposób umieszczenia tłumika odgałęźnego w układzie hydraulicznym.



Rys. 9.2. Schemat podłączenia tłumika odgałęźnego w układzie hydraulicznym

Równanie macierzowe jako funkcja przejścia w formie operatorowej dotyczące rury tłumika traktowanej jako HLD według zależności (3.54) ma postać:

$$\begin{bmatrix} p_T \\ Q_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma_2(s)L_o] & Z_{c2}(s) \sinh[\Gamma_2(s)L_o] \\ \sinh[\Gamma_2(s)L_o] Z_{c2}^{-1}(s) & \cosh[\Gamma_2(s)L_o] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{T2} \\ Q_{T2} \end{bmatrix} \quad (9.3)$$

gdzie: p_T, Q_T – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na wejściu do tłumika, p_{T2}, Q_{T2} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienie i natężenie przepływu na końcu tłumika, $\Gamma_2(s)$ – operator propagacji rury tłumika, $Z_{c2}(s)$ – impedancja falowa rury tłumika.

Tłumik ma zablokowany przepływ na końcu, więc: $Q_{T2} = 0$, wobec tego impedancja Z_d w miejscu przyłącza odgałęzienia ma postać:

$$Z_d = \frac{p_T}{Q_T} = \frac{\cosh[\Gamma_2(s)L_o] p_{T2}}{\sinh[\Gamma_2(s)] Z_{c2}^{-1} p_{T2}} = \frac{Z_{c2}(s)}{\operatorname{tgh}[\Gamma_2(s)L_o]} \quad (9.4)$$

Model bezstratny

Zakładając, że $R_0 = 0$ (brak oporów przepływu w tłumiku – model bezstratny) i wykorzystując równanie (3.56) z uwzględnieniem wyrażenia (3.57) przedstawiającego zależność impedancji szeregowej Z_0 od inertancji M_0 (równanie (3.59)) i admitancji Y_0 (równanie 3.58) otrzymamy:

$$Z_{c2}(s) = \sqrt{\frac{Z_0}{Y_0}} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\pi R^2} \frac{\beta_z}{\pi R^2}} \quad (9.5)$$

oznaczając jako $c_o = \sqrt{\frac{\beta_z}{\rho_o}}$ – [235] (prędkość propagacji fali ciśnienia), zależność na impedancję falową tłumika przyjmuje postać:

$$Z_{c2}(s) = \sqrt{\frac{Z_0}{Y_0}} = \sqrt{\frac{\rho_o^2}{(\pi R^2)^2} \frac{\beta_z}{\rho_o}} = \frac{\rho_o}{\pi R^2} c_o \quad (9.6)$$

Operator propagacji fali ciśnienia w przypadku pominięcia oporów przepływu:

$$\Gamma_2(s) = \sqrt{Z_0 Y_0} = \sqrt{M_0 C_o s^2} = s \sqrt{\frac{\rho_o}{\pi R^2} \frac{\pi R^2}{\beta_z} s^2} = s \frac{1}{c_o} \quad (9.7)$$

Po podstawieniu (9.7) i (9.8) do (9.5) oraz przekształceniu $s = j\omega$ otrzymuje się:

$$Z_d = \frac{\rho_o c_o}{\pi R^2 \operatorname{tgh}\left(j\omega \frac{L_o}{c_o}\right)} \quad (9.8)$$

Korzystając ze znanej zależności [134]

$$\operatorname{tg}(\alpha) = -j \operatorname{tgh}(j\alpha) \Rightarrow \frac{-1}{j} \operatorname{tg}(\alpha) = \operatorname{tgh}(j\alpha) \quad (9.9)$$

otrzymano:

$$Z_d = \frac{p_1}{Q_1} = \frac{-j\rho_o c_o}{\pi R^2 \operatorname{tg}\left(\omega_w \frac{L_o}{c_o}\right)} \quad (9.10)$$

Moduł impedancji wejściowej tłumika odgałęźnego na podstawie równania (9.10) przyjmie postać:

$$|Z_d| = \frac{\rho_o c_o}{\pi R^2 \operatorname{tg}\left(\frac{\omega_w L_o}{c_o}\right)} \quad (9.11)$$

Ze wzoru (9.12) wynika, że moduł impedancji początkowej takiej rury $|Z_d|$, czyli stosunek p_T/Q_T będzie najmniejszy, gdy będzie spełniony warunek:

$$\frac{\omega_w}{c_o} L_o = \left(K\pi + \frac{\pi}{2}\right), \quad \text{gdzie } K = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (9.12)$$

Korzystając z zależności pomiędzy częstotliwością ω i częstotliwością f_w oraz z wyrażenia na długość fali ciśnienia λ_f w postaci [29]:

$$\lambda_f = \frac{c_o}{f_w} \quad (9.13)$$

Z warunku (9.12) można określić długość L_o tłumika odgałęźnego zapewniającego maksymalne tłumienie amplitudy pulsacji ciśnienia w danej częstotliwości f_w , bez uwzględnienia oporów przepływu w zależności od długości λ_f fali ciśnienia w rurociągu

$$L_o = \frac{\lambda_f}{4} \quad (9.14)$$

Model uwzględniający tarcie quasi-stacjonarne

Chcąc uwzględnić w impedancji początkowej tłumika tarcie quasi-stacjonarne, musimy uwzględnić wyrażenie na opór przepływu, które w przypadku przepływu laminarnego i przyjmując model linii hydraulicznej o stałej rezystancji R_o można wyrazić wzorem [140]

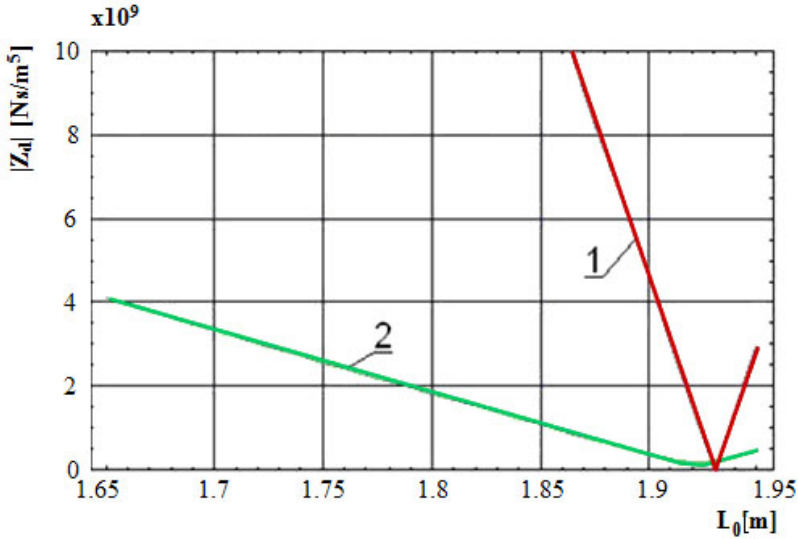
$$R_o = \frac{8\mu}{\pi R^4} \quad (9.15)$$

Korzystając z zależności (3.56) i kolejno (3.57), (3.58), (3.59), z uwzględnieniem równania (9.15) ostatecznie uzyskano wyrażenie na impedancję początkową tłumika odgałęźnego w postaci operatorowej z uwzględnieniem oporów przepływu oscylacyjnego

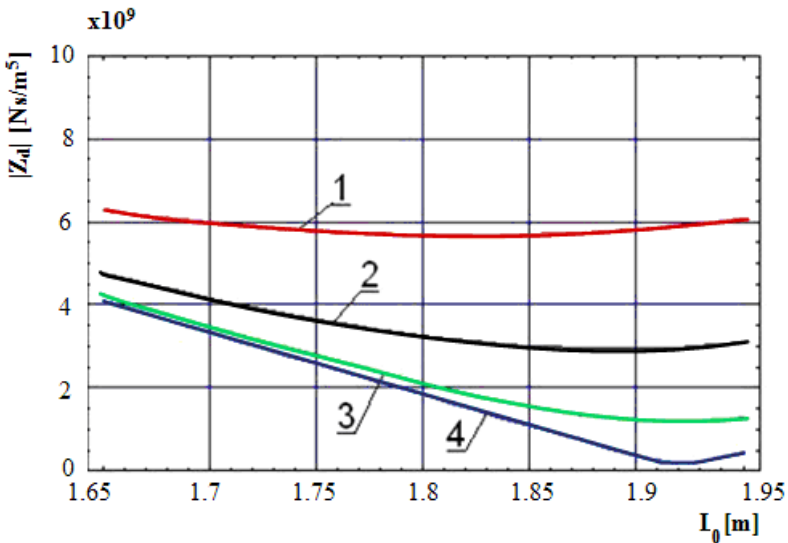
$$Z_d = \frac{\sqrt{\frac{\beta_z (8\mu + R^2 \rho_o s)}{\pi^2 R^6 s}}}{\operatorname{tgh} \left[L_o \sqrt{\frac{1}{\beta_z R^2} (8\mu s + R^2 \rho_o s^2)} \right]} \quad (9.16)$$

Z racji stosunkowo złożonej postaci wyrażenia (9.16) nie szukano minimum impedancji początkowej tłumika w postaci analitycznej, a przebieg tej funkcji, przy wymuszeniu harmonicznym ($s = j\omega$) w zależności od długości L_o dla ustalonej wartości częstości wymuszeń ω , przedstawiono w formie graficznej, wykorzystując w tym celu program Mathematica 5.1 i Origin v. 7.5 Pro.

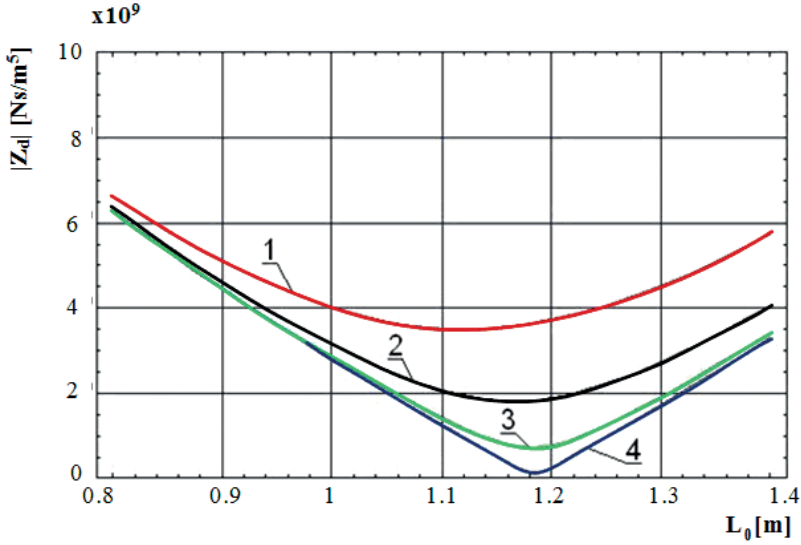
Na rysunkach 9.3–9.5 pokazano zależność modułu impedancji początkowej tłumika odgałęźnego, przy czym w obliczeniach uwzględniono częstotliwość podstawowej harmonicznej ($f_1 = 167$ Hz) pompy PNZ-25 (taka pompa wykorzystywana była w weryfikacji doświadczalnej) natomiast prędkość propagacji fali ciśnienia wyznaczono doświadczalnie (rozdział 5, przewód sztywny średnica wewnętrzna $D = 9$ mm, grubość ścianki $g = 1,5$ mm, $c_{oszt} = 1288$ m/s, przewód elastyczny $D = 9$ mm, $c_{oel} = 800$ m/s). Na rysunkach 9.6–9.8 zobrazowano zależność modułu impedancji tłumika odgałęźnego od częstości wymuszeń ω i długości L_o dla różnych lepkości czynnika roboczego.



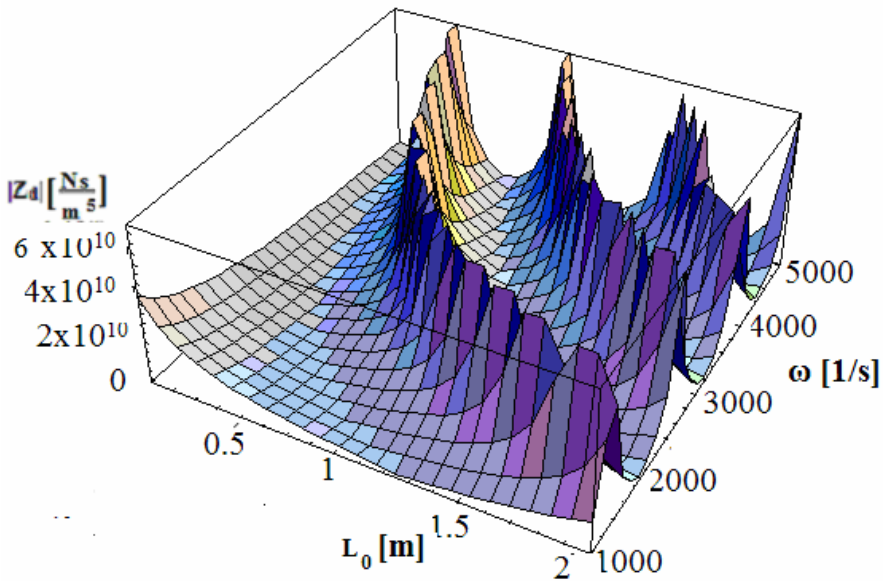
Rys. 9.3. Moduł impedancji początkowej $|Z_d|$ tłumika odgałęźnego (przewód sztywny) w funkcji jego długości L_0 : 1 – przepływ bez uwzględnienia strat według wzoru (9.11), 2 – przepływ ze stratami według wzoru (9.16), lepkość $\mu = 30 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$



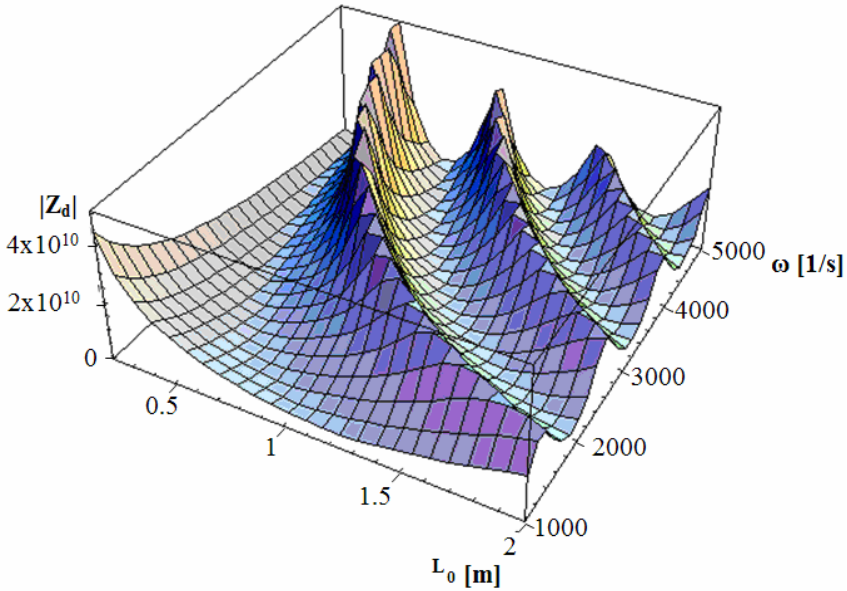
Rys. 9.4. Moduł impedancji początkowej tłumika odgałęźnego (przewód sztywny) w funkcji jego długości dla różnych lepkości oleju, przepływ ze stratami według wzoru (9.16):
 1 – $\mu = 1000 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, 2 – $\mu = 500 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, 3 – $\mu = 200 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$,
 4 – $\mu = 30 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$



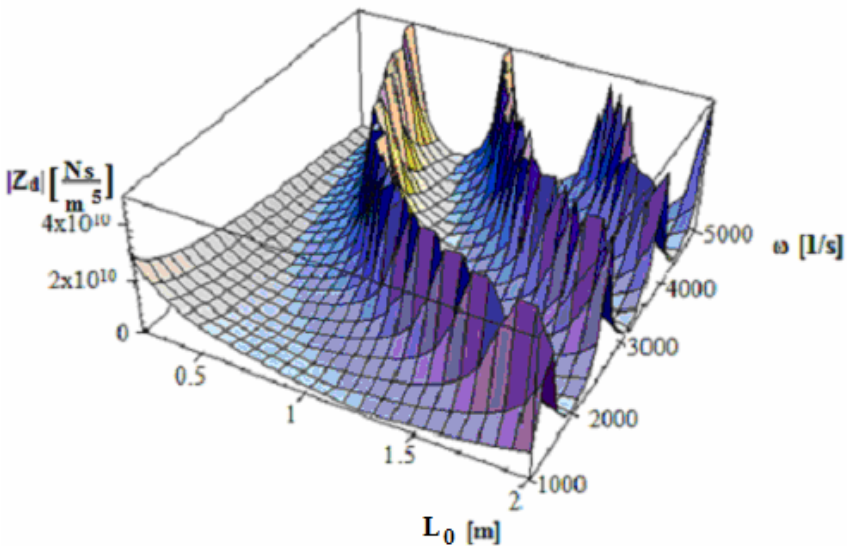
Rys. 9.5. Moduł impedancji początkowej $|Z_d|$ przewodu hydraulicznego elastycznego w funkcji jego długości L_0 dla różnych lepkości oleju, przepływ ze stratami według wzoru (9.17):
 1 – $\mu = 1000 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, 2 – $\mu = 500 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, 3 – $\mu = 200 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$,
 4 – $\mu = 30 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$, prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oel1} = 800 \text{ m/s}$



Rys. 9.6. Zależność modułu impedancji $|Z_d|$ początkowej tłumika odgałęźnego w funkcji długości L_0 i częstotliwości wymuszeń ω . Przewód sztywny. Prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszt} = 1288 \text{ m/s}$. Model bez strat, wzór (9.11)



Rys. 9.7. Zależność modułu impedancji początkowej tłumika odgałęźnego w funkcji długości L_0 i częstości wymuszeń ω . Przewód sztywny. Prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszt} = 1288$ m/s. Model ze stratami, lepkość $\mu = 1000 \cdot 10^{-3}$ N·s/m²



Rys. 9.8. Zależność modułu impedancji początkowej tłumika odgałęźnego w funkcji długości L_0 i częstości wymuszeń ω . Przewód elastyczny Prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oel} = 800$ m/s, lepkość dynamiczna $\mu = 200 \cdot 10^{-3}$ N·s/m²

9.1.1. Wpływ umiejscowienia w układzie hydraulicznym tłumika odgałęźnego z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego na jego skuteczność

W celu określenia wpływu umiejscowienia tłumika odgałęźnego w układzie hydraulicznym układ ten podzielono na dwa odcinki traktowane w opisie matematycznym jako Hydrauliczna Linia Długa (HLD), linia o długości L_1 zawarta pomiędzy pompą i tłumikiem odgałęźnym i linia o długości L_3 pomiędzy tłumikiem a odbiornikiem hydraulicznym.

W miejscu przyłącza odgałęzienia zgodnie z oznaczeniami na rysunku 9.2 możemy napisać równanie bilansu przepływu:

$$Q_R = Q_T + Q_1 \quad (9.17)$$

gdzie Q_T – natężenie przepływu wywołane ściśliwością cieczy i zmianami ciśnienia w tłumiku, Q_R, Q_1 – odchyłki natężenia przepływu od wartości średniej.

Założono, że odchyłki ciśnienia w miejscu przyłącza odgałęzienia są jednakowe w bliskim otoczeniu:

$$p_1 = p_T = p_R \quad (9.18)$$

Przy tych założeniach można wyprowadzić równanie łącznika [227]:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_d^{-1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_R \\ Q_R \end{bmatrix} \quad (9.19)$$

Linia I opisana jest równaniem macierzowym zgodnie z zależnością (3.54):

$$\begin{bmatrix} p_U \\ Q_U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma_1(s)L_1] & Z_{c1}(s)\sinh[\Gamma_1(s)L_1] \\ \sinh[\Gamma_1(s)L_1]Z_{c1}^{-1}(s) & \cosh[\Gamma_1(s)L_1] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (9.20)$$

gdzie: p_U, Q_U – transformaty Laplace'a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na początku linii I, p_1, Q_1 – transformaty Laplace'a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na końcu linii I, $\Gamma_1(s)$ – operator propagacji linii I, $Z_{c1}(s)$ – impedancja falowa linii I.

Linia III opisana jest równaniem:

$$\begin{bmatrix} p_R \\ Q_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma_3(s)L_3] & Z_{c3}(s)\sinh[\Gamma_3(s)L_3] \\ \sinh[\Gamma_3(s)L_3]Z_{c3}^{-1} & \cosh[\Gamma_3(s)L_3] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_D \\ Q_D \end{bmatrix} \quad (9.21)$$

gdzie: p_R, Q_R – transformaty Laplace'a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na początku linii III, p_D, Q_D – transformaty Laplace'a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na końcu linii III, $\Gamma_3(s)$ – operator propagacji linii III, $Z_{c3}(s)$ – impedancja falowa linii III.

Po podstawieniu do (9.21), kolejno (9.20) oraz (9.22) otrzymuje się:

$$\begin{bmatrix} p_U \\ Q_U \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma_1(s)L_1] & Z_{c1}(s)\sinh[\Gamma_1(s)L_1] \\ \sinh[\Gamma_1(s)L_1]Z_{c1}^{-1}(s) & \cosh[\Gamma_1(s)L_1] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_d^{-1} & 1 \end{bmatrix} \cdot \\ \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma_3(s)L_3] & Z_{c3}(s)\sinh[\Gamma_3(s)L_3] \\ \sinh[\Gamma_3(s)L_3]Z_{c3}^{-1}(s) & \cosh[\Gamma_3(s)L_3] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_D \\ Q_D \end{bmatrix} \quad (9.22)$$

Po wymnożeniu macierzy transmitancji podane równanie można zapisać jako:

$$\begin{bmatrix} p_U \\ Q_U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_D \\ Q_D \end{bmatrix} \quad (9.23)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} C_{11} &= (A_{11} + A_{12} Z_d^{-1}) B_{11} + A_{12} B_{21} \\ C_{12} &= (A_{11} + A_{12} Z_d^{-1}) B_{12} + A_{12} B_{22} \\ C_{21} &= (A_{21} + A_{22} Z_d^{-1}) B_{11} + A_{22} B_{21} \\ C_{22} &= (A_{21} + A_{22} Z_d^{-1}) B_{12} + A_{22} B_{22} \end{aligned} \quad (9.24)$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= \cosh[\Gamma_1(s)L_1] & B_{11} &= \cosh[\Gamma_3(s)L_3] \\ A_{12} &= Z_{c1}(s)\sinh[\Gamma_1(s)L_1] & B_{12} &= Z_{c3}(s)\sinh[\Gamma_3(s)L_3] \\ A_{21} &= \sinh[\Gamma_1(s)L_1] \cdot Z_{c1}^{-1} & B_{21} &= \sinh[\Gamma_3(s)L_3] Z_{c3}^{-1}(s) \\ A_{22} &= \cosh[\Gamma_1(s)L_1] & B_{22} &= \cosh[\Gamma_3(s)L_3] \end{aligned} \quad (9.25)-(9.26)$$

Znając impedancję końcową $Z_K = p_D/Q_D$ i korzystając z zależności z rozdziału 3 (3.82) i (3.84), można sformułować następujące transmitancje:

$$G_1 = \frac{p_D}{p_U} = \frac{Z_K}{Z_K C_{11} + C_{12}} \quad (9.27)$$

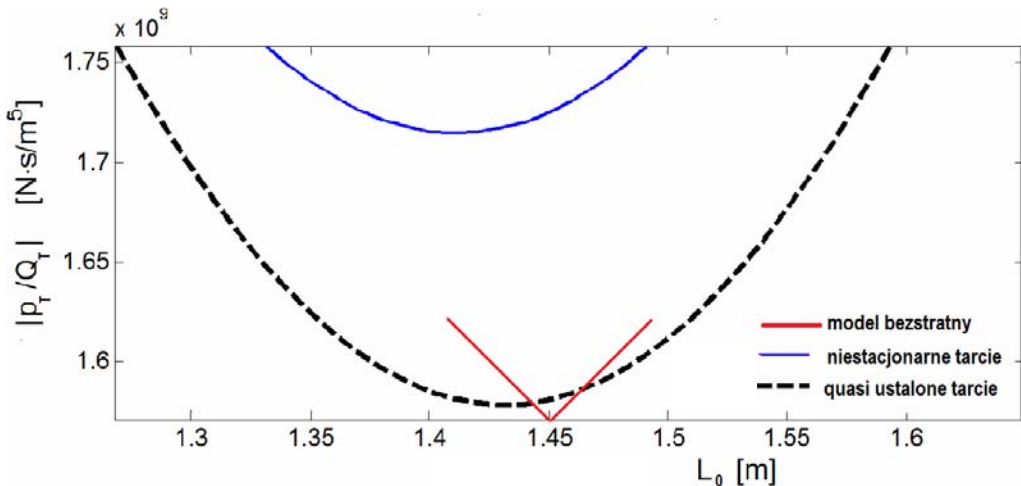
$$G_2 = \frac{p_D}{Q_U} = \frac{Z_K}{Z_K C_{21} + C_{22}} \quad (9.28)$$

Zależności (9.27) i (9.28) pozwalają określić wpływ położenia tłumika odgałęźnego na skuteczność tłumienia pulsacji ciśnienia przy odbiorniku hydraulicznym. Z racji możliwości weryfikacji doświadczalnej (łatwość pomiaru amplitud pulsacji ciśnienia

na początku i końcu HLD) przeanalizowano transmitancję (9.27). Analizowano miejsce położenia tłumika dla układu hydraulicznego pokazanego na rysunku 5.1. W układzie tym była zamontowana pompa typu PTOZ-100, której podstawowa harmoniczna pulsacji wydajności wynosiła $f_1 = 222$ Hz (rys. 2.13) i dla tej częstotliwości dobrano długość L_0 tłumika odgałęźnego o średnicy $D = 9$ mm. Kryterium doboru długości tłumika była minimalna wartość impedancji opisanej wzorem (9.5) przy wymuszeniu harmonicznym. Długość tłumika wyznaczono dla trzech modeli strat w przepływie model bezstratny – zależność (9.12), model strat quasi-ustalonych wzór (9.17) i model strat tarcia niestacjonarnego wzór (9.5) z uwzględnieniem funkcji lepkości Ψ_z (rozdział 3) dla oscylacyjnego przepływu laminarnego. Impedancja Z_D tłumika odgałęźnego z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego, z wymuszeniem harmonicznym przyjmie postać:

$$Z_d = \frac{\rho_o c_o \Psi_z}{\pi R^2 \operatorname{tgh} \left(\frac{L_o \Psi_z j \omega}{c_o} \right)} \quad (9.29)$$

Zależność modułu impedancji tłumika odgałęźnego dla trzech wariantów oporów tarcia pokazano na rysunku 9.9. Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, optymalna długość tłumika odgałęźnego, zapewniająca maksymalne obniżenie amplitudy pulsacji ciśnienia dla pierwszej harmonicznej w przypadku modelu bezstratnego, wynosi: $L_0 = 1,45$ m, Model tarcia quasi-ustalonego $L_0 = 1,43$ m i dla modelu tarcia niestacjonarnego $L_0 = 1,41$ m. Różnice pomiędzy długościami tłumika odgałęźnego, zapewniającego maksymalną skuteczność, dla różnych modeli tarcia zwiększają się znacznie, gdy rośnie lepkość czynnika roboczego.



Rys. 9.9. Moduł impedancji początkowej $|Z_d|$ tłumika odgałęźnego dla różnych modeli tarcia w funkcji jego długości L_0 , lepkość $\mu = 30 \cdot 10^{-3}$ N·s/m², prędkość propagacji fali ciśnienia $c_{oszl} = 1288$ m/s

Dla przypadku, w którym długość odgałęzienia wynosi $L_0 = 1,41$ m (niestacjonarny model tarcia) przebadano wszystkie warianty jego usytuowania na długości linii hydraulicznej, zmieniając długość przewodu L_1 od 0,1 m do 17,9 m. Wyniki symulacji z naniesionymi punktami uzyskanymi w eksperymencie pokazano na rysunku 9.12.

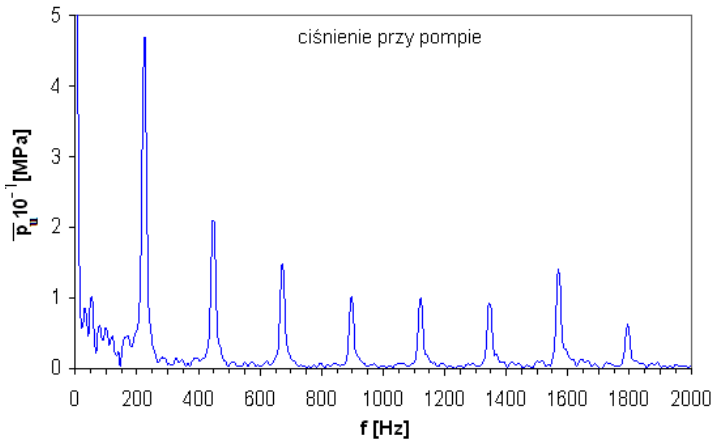
Dane do symulacji:

$\rho_o = 860 \text{ kg/m}^3$ – gęstość cieczy,

$\nu = 30 \text{ cSt}$ – lepkość kinematyczna,

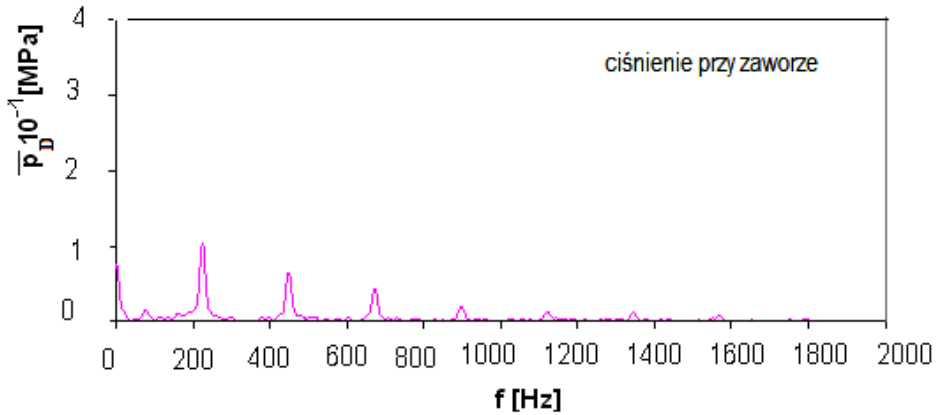
$Z_K = 1\text{E}+10 \text{ Pa/(m}^3/\text{s)}$ – wymiarowa impedancja końcowa wynikająca z zlinearyzowanej charakterystyki zaworu dławiącego.

Wyniki doświadczeń powstały w ten sposób, że w warunkach ustalonych przepływu w układzie pokazanym na rysunku 5.1 rejestrowano przebieg ciśnienia przy pompie i zaworze przełączającym, następnie wykonano analizę widmową zarejestrowanych przebiegów i określano stosunek amplitud harmonicznym podstawowych $f_1 = 222 \text{ Hz}$. Badania były przeprowadzone dla różnych położenia odgałęźnego tłumika pulsacji ciśnienia wzdłuż linii zasilającej. Przykładowe charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia przy położeniu tłumika pulsacji ciśnienia w odległości $L_1 = 8,5$ m od pompy zasilającej pokazano na rysunkach 9.10 i 9.11. Dla tego położenia tłumika z symulacji stosunek amplitud ciśnień wynosi $\bar{p}_D/\bar{p}_U = 0,23$, natomiast z pomiaru 0,22.

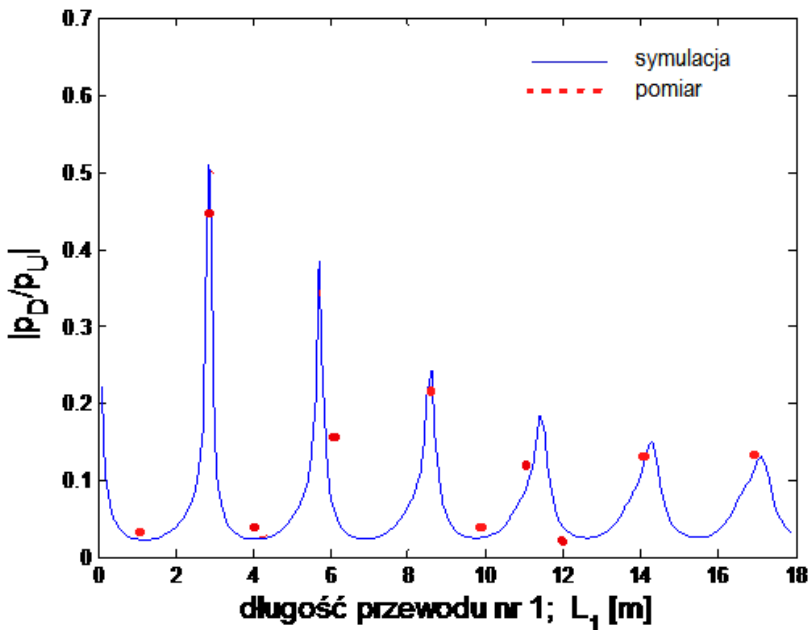


Rys. 9.10. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa pulsacji ciśnienia na początku HLD

Na rysunku 9.13 pokazano przebieg dwóch modułów transmitancji układu hydraulicznego $|G_1| = |p_D/p_U|$ oraz $|G_2| = |p_D/Q_U|$. $|G_1|$ oznacza stosunek amplitudy pulsacji ciśnienia na końcu HLD do amplitudy pulsacji ciśnienia na początku HLD oraz $|G_2|$ stosunek amplitudy pulsacji ciśnienia na końcu HLD do amplitudy pulsacji natężenia przepływu na początku HLD w funkcji położenia tłumika odgałęźnego. Punkty wspólne obu transmitancji wyznaczają najkorzystniejsze, ze względu na minimum pulsacji przy odbiorniku, położenie tłumika odgałęźnego na linii zasilającej.

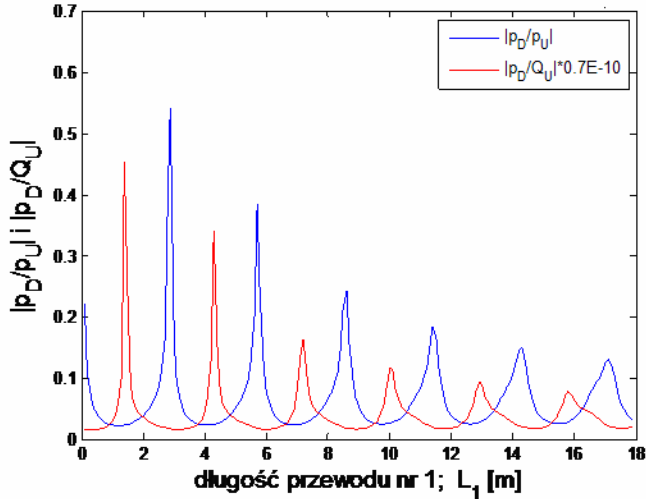


Rys. 9.11. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa pulsacji ciśnienia na końcu HLD



Rys. 9.12. Stosunek amplitudy p_D pulsacji ciśnienia na końcu HLD do amplitudy p_U na początku HLD w funkcji długości przewodu L_1 między pompą a odgałęźnym tłumikiem pulsacji ciśnienia, symulacja według transmitancji (9.27), częstotliwość wymuszeń $f_w = 222$ Hz

Analizując wykresy na rysunku 9.13 można stwierdzić, że najkorzystniejszymi długościami przewodu L_1 między pompą a punktem montażu tłumika odgałęźnego są odległości: 1 m, 2 m, 3,8 m, 4,9 m, 6,8 m, 7,9 m, 9,4 m, 10,8 m, 12,4 m, 15,3 m, 17,9 m.

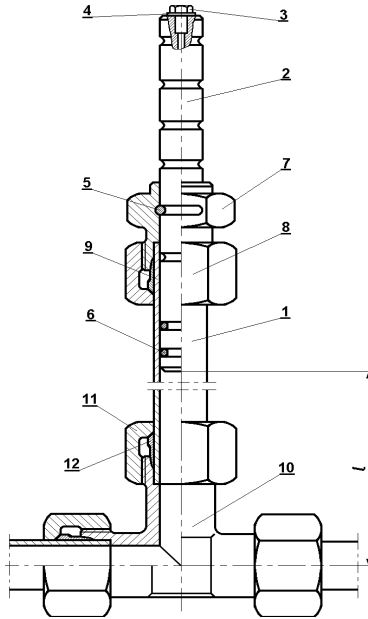


Rys. 9.13. Przebieg modułów transmitancji $|p_D/p_U|$ według zależności (9.27) i $|p_D/Q_U|$ według zależności (9.28) w funkcji długości L_1 przewodu zasilającego między pompą a tłumikiem odgałęźnym, częstotliwość wymuszeń $f_w = 222$ Hz

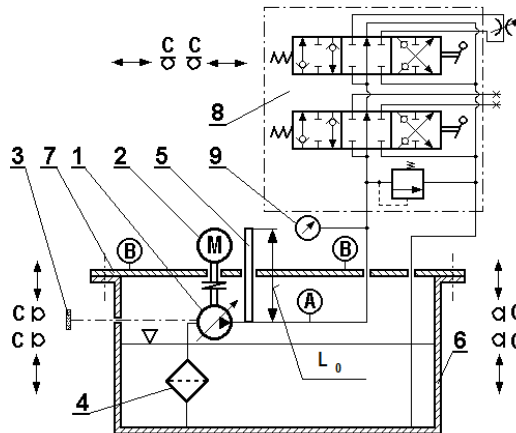
9.1.2. Weryfikacja doświadczalna tłumika odgałęźnego

W celu zweryfikowania doświadczalnego sposobu określenia (wyboru modelu tarcia) optymalnej długości zapewniającej maksymalną skuteczność zaprojektowano tłumik przestrajalny umożliwiający zmianę jego długości L_o , a w konsekwencji częstotliwość własną tłumika. Przekrój osiowy badanego tłumika przedstawiono na rysunku 9.14. Zamontowany był w zasilaczu hydraulicznym, którego schemat hydrauliczny obrazuje rysunek 9.15.

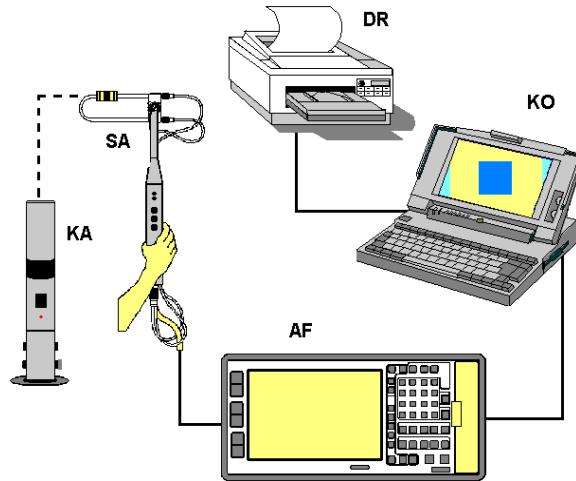
W pierwszym etapie przeprowadzono badania pulsacji ciśnienia występującego w układzie hydraulicznym zasilacza w dwóch wersjach. W pierwszej wersji przyjęto układ zasilacza bez tłumika, w drugiej układ z zamontowanym tłumikiem odgałęźnym o przestrajalnej częstotliwości własnej. W trakcie badań pulsacji ciśnienia zmieniano sukcesywnie co 0,02 m długość tłumika, od wartości $L_{01} = 1,80$ m do wartości $L_{02} = 1,98$ m, dokonując w ten sposób przestrajania częstotliwości własnej tłumika w celu uzyskania maksymalnej skuteczności w danym układzie. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 9.17. Oprócz pomiarów hydraulicznych przeprowadzono także badania akustyczne. Badania te polegały na pomiarze natężenia dźwięku na poszczególnych powierzchniach zasilacza przed i po zamontowaniu odgałęźnego tłumika pulsacji ciśnienia. Pomiar akustyczny wykonywano za pomocą dwumikrofonowej sondy akustycznej z odpowiednim oprogramowaniem i zestawem pomiarowym pokazanym na rysunku 9.16. Sposób pomiarów tą metodą opisano w [100]. Dzięki tej metodzie istnieje możliwość uzyskania mapy hałasu i na tej podstawie zidentyfikowanie i zlokalizowanie źródła hałasu o największym natężeniu.



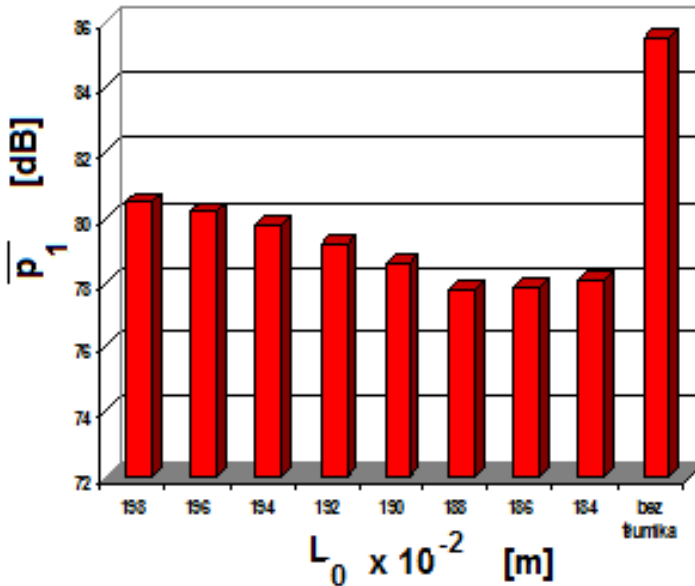
Rys. 9.14. Tłumik odgałęźny o przestrajalnej częstotliwości własnej: 1 – tłumik odgałęźny, 2 – tłok, 3 – wkręt odpowietrzający, 4 – podkładka miedziana, 5 – zawlecza, 6 – pierścień uszczelniający, o przekroju kołowym według PN-90/M- 73060, 7 – korpus złącza według PN-65/M-73141, 8 – nakrętka złączna według PN-65/M-73139, 9 – pierścień zacinający według PN-65/M-73137, 10 – korpus złączki według PN-66/M-73147, 11 – nakrętka według PN-65/M-73139, 12 – pierścień zacinający według PN-65/M-73137



Rys. 9.15. Schemat hydrauliczny badanego zasilacza z zaznaczonymi punktami pomiarowymi: 1 – pompa wielotłoczkowa osiowa typ PNZ-25, 2 – silnik elektryczny, 3 – śrubowy układ zmiany wydajności pompy, 4 – filtr ssawny, 5 – odgałęźny tłumik pulsacji ciśnienia, 6 – zbiornik, 7 – pokrywa zbiornika, 8 – rozdzielacz dwusekcyjny z zaworem bezpieczeństwa typu RBS, 9 – manometr, A – przetwornik pulsacji ciśnienia, B – przetwornik drgań, C – sonda akustyczna



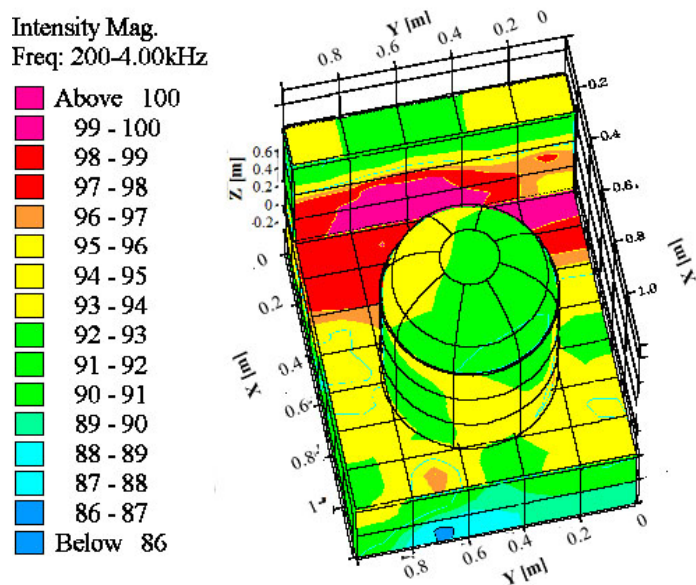
Rys. 9.16. Schemat blokowy zestawu pomiarowego natężenia dźwięku: KA – kalibrator natężenia B&K typ 3541, SA – sonda akustyczna B&K typ ZB0017, AF – analizator dwukanałowy częstotliwości B&K typ 2144, KO – komputer, DR – drukarka



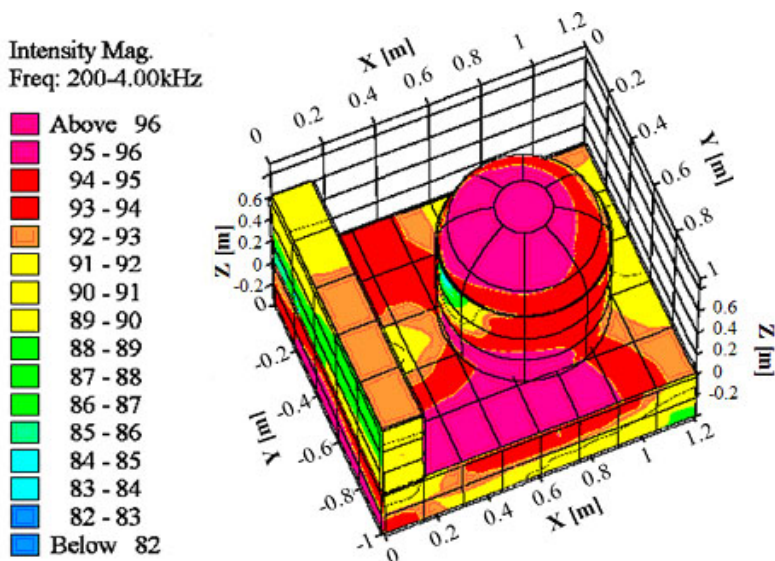
Rys. 9.17. Wartości poziomu amplitud pulsacji ciśnienia \bar{p}_1 w układzie hydraulicznym zasilacza w funkcji długości L_0 tłumika odgałęźnego – pierwsza harmoniczna pulsacji wydajności pompy $f_1 = 167$ Hz, ciśnienie średnie $p_t = 10$ MPa

Jak wynika z przeprowadzonych badań, największą skutecznością charakteryzuje się tłumik o długości $L_0 = 1,88$ m. Odpowiada to długości wyznaczonej z modelu

w przypadku przyjęcia tarcia niestacjonarnego. Rozkład natężenia dźwięku w zasilaczu dla układu z tłumikiem i bez tłumika pokazano na rysunkach 9.18 i 9.19.

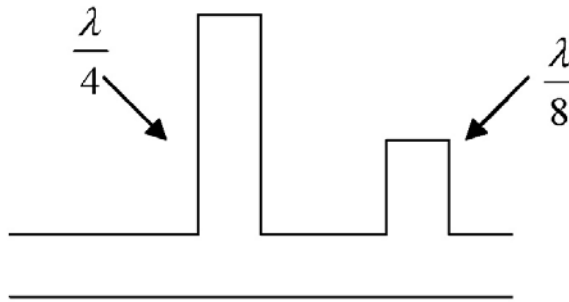


Rys. 9.18. Rozkład natężenia dźwięku w kierunku normalnym do powierzchni badanego zasilacza przed zamontowaniem tłumika, odległość powierzchni pomiarowej od ścian zasilacza – 0,1 m



Rys. 9.19. Rozkład natężenia dźwięku w kierunku normalnym do powierzchni badanego zasilacza po zamontowaniu tłumika pulsacji ciśnienia

Tłumik odgałęźny, którego wymiarowanie sprowadza się do określenia jego długości, jest skuteczny w obniżaniu amplitudy tylko o określonych częstotliwościach. Przyjmując w pierwszym przybliżeniu (przy pominięciu oporów przepływu pulsacyjnego w tłumiku) optymalną długość według wzoru (9.15) ($L_o = \lambda_{f_1}/4$), uzyskujemy wytłumienie amplitudy pulsacji ciśnienia dla podstawowej harmonicznej f_1 oraz harmonicznej $3f_1$, czyli ogólnie $f_w = (2K - 1)$, $K = 1, 2, 3 \dots$. W celu tłumienia harmonicznych parzystych należy przyjmować długość tłumika $L_o = \lambda_{f_1}/8$ (λ_{f_1} – długość fali dla podstawowej harmonicznej). Najkorzystniejszym rozwiązaniem ze względu na efekt wypadkowy skuteczności tłumienia pulsacji ciśnienia jest stosowanie tłumika odgałęźnego podwójnego, schematycznie pokazanego na rysunku 9.20.



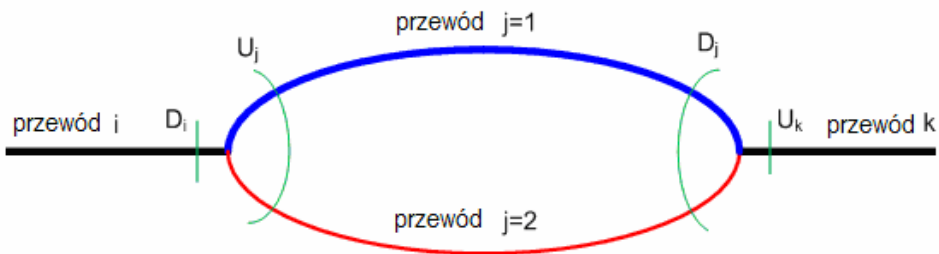
Rys. 9.20. Schematyczne przedstawienie tłumika odgałęźnego podwójnego (model płynu idealnego)

Po pominięciu oporów przepływu i przyjęciu optymalnej długości następuje całkowite wytłumienie poszczególnych składowych pulsacji ciśnienia. W układach rzeczywistych skuteczność ta jest mniejsza. Przyjmując model płynu lepkiego i ściśliwego przy quasi-ustalonym modelu tarcia, skuteczność tego typu tłumika można określić na podstawie wzoru (9.17). W warunkach rzeczywistych, przyjmując model tarcia niestacjonarnego, optymalną długość tłumika odgałęźnego określimy, wyznaczając minimum modułu impedancji początkowej tłumika, dla danej częstości wymuszeń według zależności (9.29) w funkcji wspomnianej długości. Zachodzi tutaj zależność, że im większa wartość współczynnika lepkości cieczy roboczej, tym optymalna długość jest mniejsza o 5–8% w stosunku do długości określonej wzorem (9.15) dla cieczy idealnej. Skuteczność tłumika odgałęźnego w procesie redukcji amplitud ciśnienia przy odbiorniku zależy także od miejsca zamontowania tego elementu w HLD układu hydraulicznego. Miejsca najbardziej korzystne można określić jako punkty wspólne transmitancji opisanych zależnościami (9.27) i (9.28)

Zamontowanie tłumika odgałęźnego w króćcu tłocznym pompy zasilacza hydraulicznego spowodowało kilkakrotne obniżenie amplitudy pulsacji ciśnienia podstawowej harmonicznej, a w konsekwencji zmniejszenie poziomu natężenia hałasu w miejscach o największej intensywności od kilku do kilkunastu dB.

9.2. Model matematyczny tłumika typu by-pass z uwzględnieniem oporów tarcia i wpływu układu hydraulicznego

Tłumik typu by-pass stanowi połączenie równoległe dwóch przewodów o odpowiednio dobranych długościach. Schemat takiego tłumika pokazano na rysunku 9.1b z zaznaczonymi wymiarami charakterystycznymi [75, 141], zapewniającymi maksymalną skuteczność. Parametry te były wyznaczone dla cieczy idealnej, a więc odbiegające od warunków rzeczywistych. W celu określenia wpływu rodzaju tarcia na skuteczność tłumika typu by-pass rozpatrzono układ przewodów schematycznie pokazany na rysunku 9.21.



Rys. 9.21. Schematycznie przedstawienia tłumika biernego typu by-pass

Układ podzielono na odcinki: przewód i z węzłem połączeniowym D_i , przewody połączone równoległe o początku U_j oraz końcu D_j oznaczone $j_p = 1$ oraz $j_p = 2$, przewód końcowy k o początku U_k .

Równanie macierzowe uzależniające parametry przepływu na początku D_i i końcu U_k układu równoległe połączonych przewodów (układ typu by-pass) zgodnie z zasadą czworownika hydraulicznego (rozdz. 3) można ogólnie zapisać następująco:

$$\begin{bmatrix} p_{D_i} \\ Q_{D_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{U_k} \\ Q_{U_k} \end{bmatrix} \quad (9.30)$$

gdzie: p_{D_i} , Q_{D_i} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na końcu przewodu i , p_{U_k} , Q_{U_k} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na początku przewodu k , $H_{11} - H_{22}$ wyrazy macierzy transmitancji połączenia równoległego przewodów.

Celem przeprowadzonej analizy jest określenie zależności wyrazów macierzy $H_{11} - H_{22}$ od parametrów poszczególnych przewodów połączonych równoległe.

Poszczególny przewód, zgodnie z zależnością (3.61), można opisać równaniem:

$$\begin{bmatrix} p_{U_j} \\ Q_{U_j} \end{bmatrix}_{j=1,2,\dots} = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix}_{j=1,2,\dots} \begin{bmatrix} p_{D_j} \\ Q_{D_j} \end{bmatrix}_{j=1,2,\dots} \quad (9.31)$$

gdzie: p_{Uj} , Q_{Uj} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na początku przewodów połączonych równolegle, p_{Dj} , Q_{Dj} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na końcu przewodu połączonego równolegle, wyrazy macierzy transmitancji $h_{11} - h_{22}$ opisane równaniem (3.54).

Na podstawie zależności (9.31) dla każdego równoległego przewodu można napisać równanie:

$$p_{Uj=1} = h_{11} p_{Dj=1} + h_{12} Q_{Dj=1} \quad (9.32)$$

Po podzieleniu obustronnie przez h_{12} otrzymano:

$$\frac{1}{h_{12}} p_{Uj=1} = \frac{h_{11}}{h_{12}} p_{Dj=1} + Q_{Dj=1} \quad (9.33)$$

Przyjmując w bezpośrednim położeniu poszczególnych punktów połączenia równoległego równość ciśnień:

$$p_{Di} = p_{uj} \quad \text{oraz} \quad p_{Dj} = p_{uk} \quad (9.34)$$

i zapisując równanie (9.33) z uwzględnieniem (9.34) dla poszczególnych przewodów połączenia równoległego i dodając stronami, otrzymano:

$$\sum_{j=1}^{m_p} \left(\frac{1}{h_{12}} \right)_j p_{Di} = \sum_{j=1}^{m_p} \left(\frac{h_{11}}{h_{12}} \right)_j p_{Uk} + \sum_{j=1}^{m_p} Q_{Dj} \quad (9.35)$$

gdzie m_p – liczba równoległych przewodów (w naszym przypadku $m_p = 2$).

Przyjmując oznaczenia:

$$\eta = \sum_{j=1}^{m_p} \left(\frac{1}{h_{12}} \right)_j \quad (9.36)$$

$$\zeta = \sum_{j=1}^{m_p} \left(\frac{h_{11}}{h_{12}} \right)_j \quad (9.37)$$

oraz wprowadzając równanie ciągłości przepływu w postaci:

$$\sum_{j=1}^{m_p} Q_{Dj} = Q_{Uk} \quad (9.38)$$

otrzymujemy po przekształceniu:

$$p_{Di} = \frac{\zeta}{\eta} p_{Uk} + \frac{1}{\eta} Q_{Uk} \quad (9.39)$$

Z zależności macierzowej (9.31) uzyskano równanie:

$$Q_{Uj=1} = h_{21} p_{Dj=1} + h_{22} Q_{Dj=1} \quad (9.40)$$

Po uwzględnieniu równania (9.32) w zależności (9.40) po przekształceniach uzyskano:

$$Q_{Uj=1} = \left(h_{21} - \frac{h_{22} h_{11}}{h_{12}} \right) p_{Dj=1} + \frac{h_{22}}{h_{12}} p_{Uj=1} \quad (9.41)$$

Po obliczeniu wyznacznika macierzy transmitancji (9.31), gdy za wyrazy macierzy $h_{11} - h_{22}$ przy wymuszeniu harmonicznym wstawia się zależności odpowiednio (3.62)–(3.65) otrzymano:

$$h_{11} h_{22} - h_{21} h_{12} = 1 \quad (9.42)$$

Po przekształceniu równania (9.42) i wstawieniu do (9.41) uzyskano:

$$Q_{Uj=1} = -\frac{1}{h_{12}} p_{Dj=1} + \frac{h_{22}}{h_{12}} p_{Uj=1} \quad (9.43)$$

Korzystając z warunku równości ciśnień (9.34) i pisząc równanie (9.43) dla poszczególnych przewodów połączenia równoległego i po zsumowaniu stronami uzyskano:

$$\sum_{j=1}^{m_p} Q_{Uj} = -\eta p_{Uk} + \sum_{j=1}^{m_p} \left(\frac{h_{22}}{h_{12}} \right)_j p_{Di} \quad (9.44)$$

Po wprowadzeniu równania ciągłości przepływu w postaci:

$$Q_{Di} = \sum Q_{Uj} \quad (9.45)$$

oraz podstawieniu:

$$\xi = \sum \frac{h_{22}}{h_{11}} \quad (9.46)$$

otrzymano:

$$Q_{Di} = -\eta p_{Uk} + \xi p_{Di} \quad (9.47)$$

Korzystając z równania (9.39) w zależności (9.47), przekształcając i grupując wyrazy, otrzymano:

$$Q_{Di} = \left(\frac{\xi \zeta}{\eta} - \eta \right) p_{Uk} + \frac{\xi}{\eta} Q_{Uk} \quad (9.48)$$

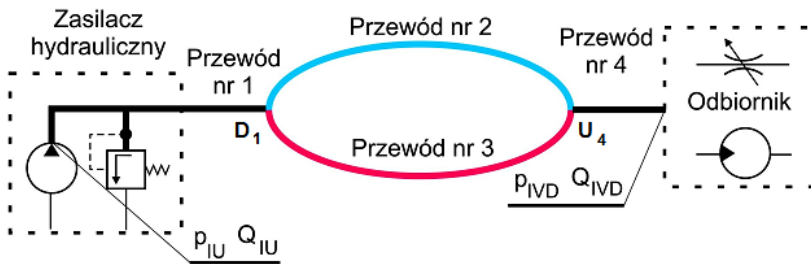
Ostatecznie z równań (9.39) i (9.48) można utworzyć równanie macierzowe o znanych wyrazach macierzy transmitancji:

$$\begin{bmatrix} p_{Di} \\ Q_{Di} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\zeta}{\eta} & \frac{1}{\eta} \\ \frac{\xi\zeta}{\eta} - \eta & \frac{\xi}{\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{Uk} \\ Q_{Uk} \end{bmatrix} \quad (9.49)$$

a więc wyrazy macierzy (9.30) mają postać:

$$H_{11} = \frac{\zeta}{\eta}, \quad H_{12} = \frac{1}{\eta}, \quad H_{21} = \frac{\xi\zeta}{\eta} - \eta, \quad H_{22} = \frac{\xi}{\eta} \quad (9.50)$$

Symulację wpływu przyjętego modelu tarcia oraz konfiguracji układu hydraulicznego na skuteczność tłumika by-pass przeprowadzono dla układu pokazanego na rysunku 9.22. Układ podzielono na odcinki: przewód nr 1 o długości L_1 , przewody połączone równolegle nr 2 i nr 3 o długościach odpowiednio L_2 i L_3 oraz przewód nr 4 o długości L_4 . Wszystkie przewody miały promień wewnętrzny R .



Rys. 9.22. Schemat układu hydraulicznego z tłumikiem by-pass

Tak przedstawiony układ hydrauliczny można również przedstawić w postaci złożonego jednowrotnika, zgodnie ze schematem pokazanym na rysunku 3.5. Zgodnie z tym schematem transmitancja wypadkowa jest iloczynem transmitancji elementów składowych – przewodu nr 1, połączenia równoległego przewodów nr 2 i 3 (równanie (9.49) oraz przewodu nr 4. Wykorzystując zapis (3.54) w stosunku do przewodów nr 1 i 4 oraz uwzględniając równanie (9.49) można napisać:

$$\begin{bmatrix} p_{IU} \\ Q_{IU} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma'_1(s)L_1] & Z_{c1}(s) \sinh[\Gamma'_1(s)L_1] \\ \sinh[\Gamma'_1(s)L_1] Z_{c1}^{-1}(s) & \cosh[\Gamma'_1(s)L_1] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\zeta}{\eta} & \frac{1}{\eta} \\ \frac{\xi\zeta}{\eta} - \eta & \frac{\xi}{\eta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cosh[\Gamma'_4(s)L_4] & Z'_{c4}(s) \sinh[\Gamma'_4(s)L_4] \\ \sinh[\Gamma'_4(s)L_4] Z_{c4}^{-1} & \cosh[\Gamma'_4(s)L_4] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{IVD} \\ Q_{IVD} \end{bmatrix} \quad (9.51)$$

gdzie: p_{IU} , Q_{IU} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na początku przewodu nr 1, p_{IVU} , Q_{IVU} – transformaty Laplace’a odchyłek ciśnienia i natężenia przepływu na końcu przewodu nr 4, $\Gamma'_1(s)$ – operator propagacji przewodu nr 1, $\Gamma'_4(s)$ – operator propagacji przewodu nr 4, $Z'_{c1}(s)$ – impedancja falowa przewodu nr 1, $Z'_{c4}(s)$ impedancja falowa przewodu nr 4.

Po wymnożeniu macierzy transmitancji podane równanie można zapisać w postaci:

$$\begin{bmatrix} p_{IU} \\ Q_{IU} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C'_{12} & C'_{12} \\ C'_{21} & C'_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{IVD} \\ Q_{IVD} \end{bmatrix} \quad (9.52)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} C'_{11} &= (A'_{11} B'_{11} + A'_{12} B'_{21}) N_{11} + (A'_{11} B'_{12} + A'_{12} B'_{22}) N_{21} \\ C'_{12} &= (A'_{11} B'_{11} + A'_{12} B'_{21}) N_{12} + (A'_{11} B'_{12} + A'_{12} B'_{22}) N_{22} \\ C'_{21} &= (A'_{21} B'_{11} + A'_{22} B'_{21}) N_{11} + (A'_{21} B'_{12} + A'_{22} B'_{21}) N_{21} \\ C'_{22} &= (A'_{21} B'_{11} + A'_{22} B'_{21}) N_{12} + (A'_{21} B'_{12} + A'_{22} B'_{22}) N_{22} \end{aligned} \quad (9.53)$$

$$\begin{aligned} A'_{11} &= \cosh[\Gamma'_1(s)L_1] \\ A'_{12} &= Z'_{c1}(s) \cdot \sinh[\Gamma'_1(s)L_1] \\ A'_{21} &= \sinh[\Gamma'_1(s)L_1] Z'^{-1}_{c1} \\ A'_{22} &= \cosh[\Gamma'_1(s)L_1] \end{aligned} \quad (9.54)$$

$$\begin{aligned} B_{11} &= \frac{\xi}{\eta}, \\ B_{12} &= \frac{1}{\eta} \\ B_{21} &= \frac{\xi \zeta}{\eta} - \eta \\ B_{22} &= \frac{\xi}{\eta} \end{aligned} \quad (9.55)$$

$$\begin{aligned} N_{11} &= \cosh[\Gamma'_4(s)L_4] \\ N_{12} &= Z'_{c4}(s) \sinh[\Gamma'_4(s)L_4] \\ N_{21} &= \sinh[\Gamma'_4(s)L_4] Z'^{-1}_{c4} \\ N_{22} &= \cosh[\Gamma'_4(s)L_4] \end{aligned} \quad (9.56)$$

Na podstawie równania (9.52) dla określonej impedancji końcowej Z'_K

$$G'_1 = \frac{P_{ID}}{P_{IVU}} = \frac{Z'_K}{Z_K C'_{11} + C'_{12}} \quad (9.57)$$

W przypadku wymuszeń harmonicznycch, po podstawieniu $s = j\omega$, w symulacjach numerycznych wykorzystywano wyrażenie na operator propagacji $\Gamma(j\omega)$ w postaci:

$$\Gamma(j\omega) = j \frac{\omega}{c_o} \Psi_z \quad (9.58)$$

natomiast impedancja falowa przewodów $Z_c(j\omega)$ uwzględniana była według równania:

$$Z_c(j\omega) = \frac{\rho_o c_o}{\pi R^2} \Psi_z \quad (9.59)$$

Funkcję lepkości Ψ_z , dla określonych modeli tarcia, określano według równania (3.68).

Na podstawie równania transmitancji (9.57) przeprowadzono symulację skuteczności tłumika typu by-pass. Określono wpływ lepkości czynnika roboczego na parametry geometryczne tłumika, zapewniającego maksymalną skuteczność w procesie redukcji amplitud pulsacji ciśnienia. W pierwszym etapie wymiary przewodów tłumika by-pass przyjęto zgodnie z zaleceniami dla cieczy idealnej [141], pokazanymi na rysunku 9.1b. Odnosząc to do oznaczeń na rysunku 9.21 dla analizowanego układu hydraulicznego przyjęto $L_2 = 1$ m, $L_3 = 3,81$ m – wymiar ten określono zgodnie z regułą dotyczącą cieczy idealnej [141], przyjmując $c_o = 1250$ m/s (według rysunku 5.3), $f_1 = 222$ Hz.

$$L_3 = L_2 + \frac{c_o}{2f_1} \quad (9.60)$$

Dane do symulacji:

$\rho_o = 860$ kg/m³ – gęstość cieczy

$\nu = 20$ – 1000 cSt – lepkość kinematyczna

$Z_K = p_{IVD}/Q_{IVD} = 1E+10$ N·s·m⁻⁵ impedancja końcowa

Przewód nr 1

$L_1 = 1$ m

$D_1 = 0,009$ m

$c_{o1} = 1250$ m/s

Przewód nr 2

$L_2 = 1$ m

$D_2 = 0,009$ m

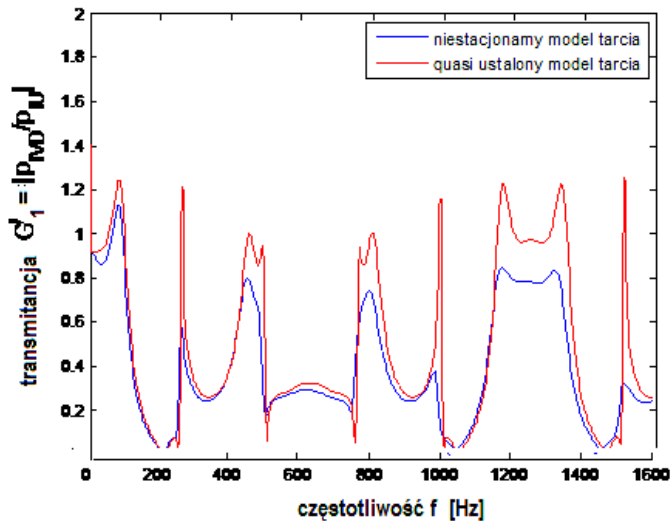
$c_{o2} = 1250$ m/s

Przewód nr 3

$L_3 = 3,81$ m

$D_3 = 0,009 \text{ m}$
 $c_{o3} = 1250 \text{ m/s}$
Przewód nr 4
 $L_4 = 1 \text{ m}$
 $D_4 = 0,009 \text{ m}$
 $c_{o4} = 1250 \text{ m/s}$

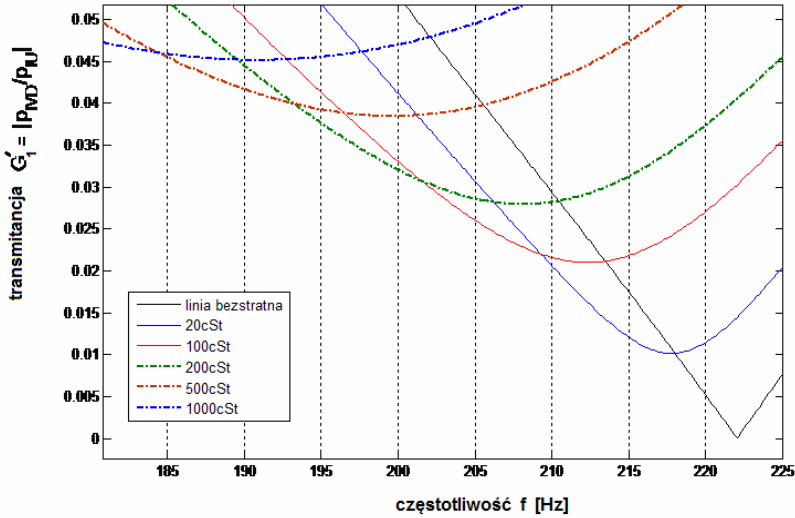
Przebieg modułu transmitancji $G'_1 = \left| \frac{p_{ID}}{p_{IVU}} \right|$, dla założonych parametrów, w zależności od przyjętego modelu tarcia, w funkcji częstotliwości f pokazano na rysunku 9.23.



Rys. 9.23. Przebieg modułu transmitancji $|G'_1| = \left| \frac{p_{ID}}{p_{IVU}} \right|$, dla założonych parametrów tłumika by-pass, w zależności od przyjętego modelu tarcia, w funkcji częstotliwości f , lepkość $\nu = 20 \text{ cSt}$

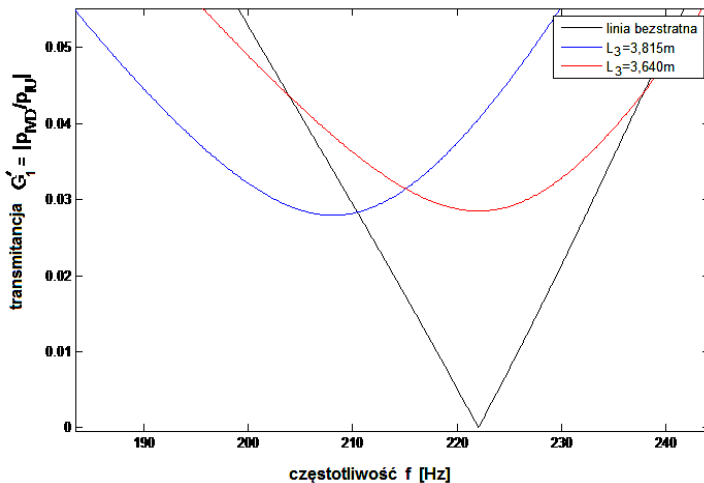
W celu określenia wpływu lepkości czynnika roboczego na wymiary tłumika typu by-pass przeprowadzono eksperyment numeryczny polegający na poszukiwaniu minimum modułu transmitancji (9.57) dla różnych lepkości czynnika roboczego, zakładając niestacjonarny model tarcia. W symulacji wykorzystano program Matlab 6.5. Na rysunku 9.24 pokazano wyniki symulacji w obszarze częstotliwości $f_1 = 222 \text{ Hz}$, dla której dobrano długości przewodów tworzących tłumik by-pass według zależności dla cieczy idealnej.

Z analizy wykresu (9.24) widać, że ze wzrostem lepkości czynnika roboczego minimum modułu transmitancji G'_1 przesuwa się w kierunku mniejszych częstotliwości f . Przykładowo, pomijając lepkość minimalną, wartość transmitancji odpowiada częstotliwości $f = 222 \text{ Hz}$, gdy lepkość medium wzrośnie do 1000 cSt , minimalna wartość



Rys. 9.24. Zależność modułu transmitancji $|G'_1|$ od częstotliwości f , dla różnych lepkości czynnika roboczego układu hydraulicznego z tłumikiem by-pass

modułu analizowanej transmitancji występuje dla częstotliwości $f = 187$ Hz, oczywiście przy niezmiennych wymiarach rur tłumika by-pass. Odwracając zagadnienie, na podstawie symulacji numerycznej, przy przyjęciu modelu tarcia niestacjonarnego, wyznaczono długość przewodu L_3 , dla danej długości przewodu L_2 tłumika by-pass, zapewniającą minimalną wartość transmitancji G'_1 dla danej częstotliwości f . Przykładowe wyniki obliczeń dla $f = 222$ Hz i lepkości czynnika roboczego $\nu = 200$ cSt pokazano na rysunku 9.25.



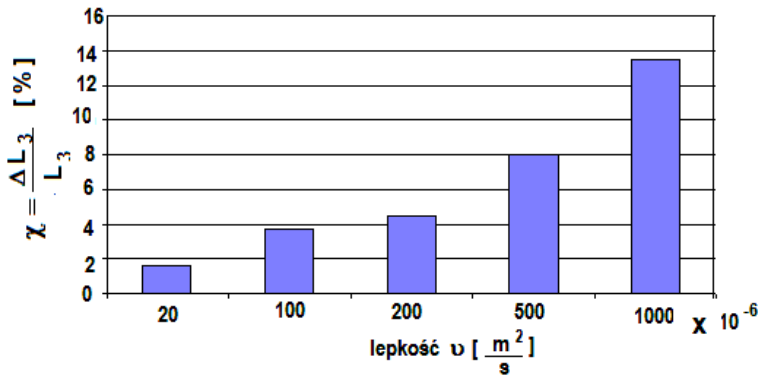
Rys. 9.25. Zależność transmitancji $|G'_1|$ od częstotliwości f dla różnych długości przewodu L_3 , lepkość czynnika roboczego $\nu = 200$ cSt

Z rysunku 9.25 wynika, że wyznaczając z zależności (9.59) długość przewodu L_3 dla cieczy idealnej, wartość ta wynosi $L_3 = 3,815$ m (gdy $L_2 = 1$ m) i tłumik ma największą skuteczność w procesie redukcji amplitud wahań ciśnienia dla częstotliwości $f = 222$ Hz. Zachowując tę samą długość L_3 i uwzględniając w symulacji niestacjonarny model tarcia, co jak udowodniono w rozdziale 6 model ten najdokładniej odpowiada wynikom rzeczywistym, maksymalna skuteczność tłumika by-pass o tych wymiarach odpowiada częstotliwości $f = 208$ Hz. W celu utrzymania maksymalnej skuteczności tłumika, przy lepkości czynnika roboczego $\nu = 200\text{cSt}$ i częstotliwości pulsacji $f = 222$ Hz odpowiadającej podstawowej harmonicznej pompy wielotłoczkowej typu PTOZ-100, przewód L_3 należy skrócić o wartość poprawki $\Delta L_3 = 0,17$ m i przyjmie on wtedy długość $L_3 = 3,64$ m. Wprowadzamy pojęcie względnej zmiany długości χ przewodu obejściowego L_3 w postaci:

$$\chi = \frac{\Delta L_3}{L_3} \tag{9.61}$$

gdzie: ΔL_3 – skrócenie przewodu obejściowego L_3 wynikające z przyjęcia niestacjonarnego modelu tarcia w stosunku do modelu bezstratnego.

Wyniki eksperymentu numerycznego pokazano na rysunku 9.26.



Rys. 9.26. Względna zmiana długości χ od lepkości ν czynnika roboczego

Po uwzględnieniu wyznaczonego współczynnika χ wzór na długość skróconego przewodu obejściowego L_{3p} , zapewniającą maksymalną skuteczność tłumika by-pass dla danej częstotliwości f_w wymuszeń, przyjmuje postać:

$$L_{3p} = L_2 + \left(\frac{c_o}{2f_w} - \chi(\nu) \frac{c_o}{2f_w} \right) \tag{9.62}$$

gdzie: L_{3p} – skrócona długość przewodu obejściowego, L_2 – założona długość przewodu tłumika by-pass.

Z przeprowadzonych wielu eksperymentów numerycznych na zaproponowanych modelach tłumika typu by-pass należy stwierdzić, że wpływ przewodu L_1 przed tłumikiem, jak i przewodu L_4 za tłumikiem oraz impedancji obciążenia Z_K na wartość częstotliwości, przy której występuje największa redukcja amplitudy ciśnienia jest niezauważalny. Częstotliwość ta zależy tylko od wzajemnej relacji długości przewodów L_2 i L_3 tłumika opisanych równaniem (9.62).

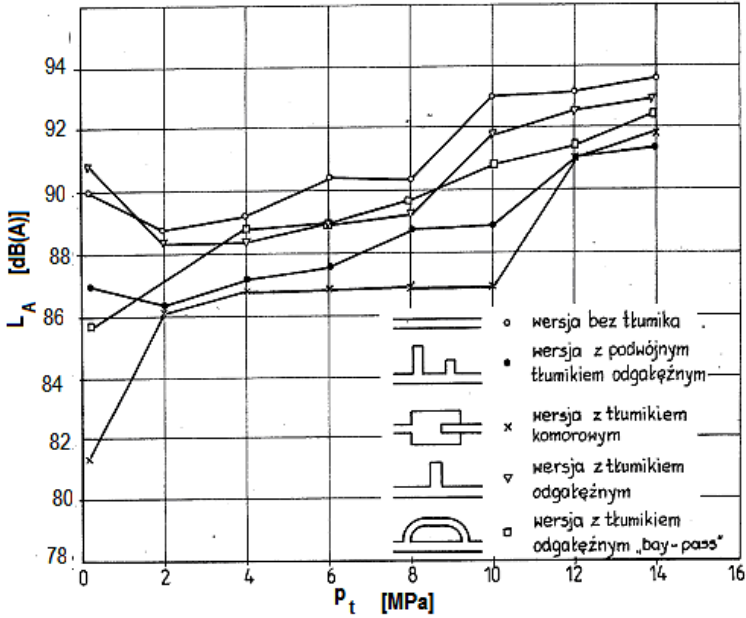
9.3. Porównanie skuteczności biernych tłumików pulsacji ciśnienia

W celu weryfikacji rozważań teoretycznych przeprowadzono badania doświadczalne pozwalające określić skuteczność tłumienia pulsacji ciśnienia i redukcji hałasu za pomocą tłumików biernych schematycznie pokazanych na rysunku 9.1. Badania polegały na pomiarze pulsacji ciśnienia i hałasu w dwóch wariantach – bez tłumika i po zamontowaniu odpowiedniego tłumika lub ich systemów. Badania były przeprowadzone na obiekcie rzeczywistym, jakim był układ hydrauliczny podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 produkcji Fadroma Wrocław umieszczony w komorze akustycznej. Schemat hydrauliczny, w którym przeprowadzono eksperyment pokazano na rysunku 8.30, a tory pomiarowe na rysunku 8.32. Badania akustyczne przeprowadzono z zamontowaną pompą zębatą typu P2C2110C5B26A prod. WZMB Waryński (taka pompa zastosowana jest w wersji fabrycznej). Z analizy przeprowadzonej w rozdziale 2 wynika, że podstawowa harmoniczna pulsacji wydajności wynosi $f_1 = 250$ Hz. Uwzględniając wartość tej częstotliwości i lepkość czynnika roboczego, zaprojektowano bierne tłumiki pulsacji ciśnienia, przyjmując w ich wymiarowaniu niestacjonarne modele tarcia, a więc zapewniając maksymalną skuteczność w redukcji pulsacji ciśnienia.

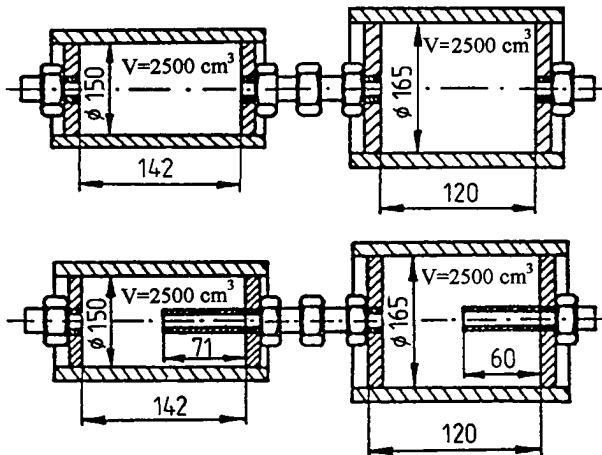
Warunki prowadzenia badań były następujące:

- ciecz robocza olej hydrauliczny HL68,
- temperatura cieczy roboczej $T = 323 \pm 2$ K,
- ciśnienie tłoczenia $p_t = 0-16,0$ MPa,
- ciśnienie ssania $p_s = 0,01$ MPa,
- prędkość obrotowa $n_p = 25$ s⁻¹ (1500 obr/min),

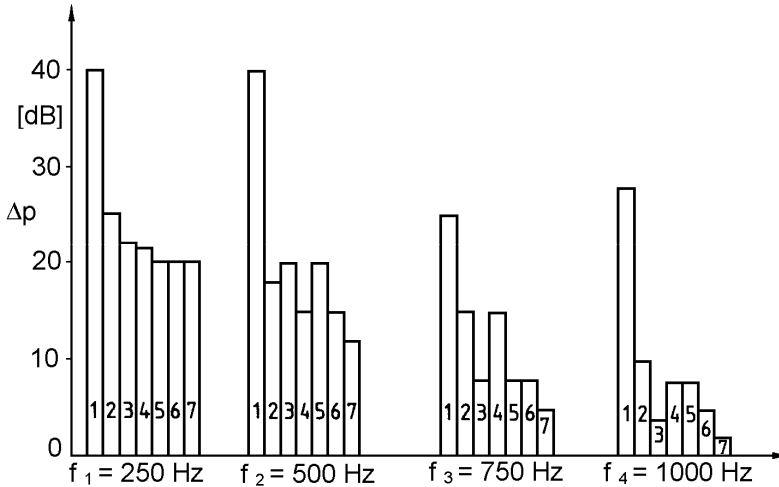
Na rysunku 9.27 zaprezentowano zbiorcze porównanie wpływu poszczególnych tłumików biernych na poziom hałasu w układzie hydraulicznym podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200. Na rysunku 9.28 pokazano systemy tłumików komorowych przyjętych do badań, a na rysunku 9.29 wyniki badań pulsacji ciśnienia po zamontowaniu tych systemów do układu hydraulicznego.



Rys. 9.27. Korygowany poziom ciśnienia akustycznego L_A dB(A) hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z różnego rodzaju tłumikami i bez tłumika w funkcji ciśnienia tłoczenia p_t . Prędkość obrotowa pompy $n = 1500$ obr/min, pompa zębata



Rys. 9.28. Systemy tłumików komorowych przyjętych do badań doświadczalnych



Rys. 9.29. Porównanie wartości poziomu widma wąskopasmowego pulsacji ciśnienia. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa: 1 – układ bez tłumika, 2 – tłumik komorowy $\phi 150$ mm, 3 – tłumik komorowy $\phi 165$ mm, 4 – układ tłumików komorowych, 5 – układ tłumików komorowych $\phi 150$ i $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym, 6 – tłumik komorowy $\phi 150$ mm z przewodem wewnętrznym, 7 – tłumik komorowy $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym

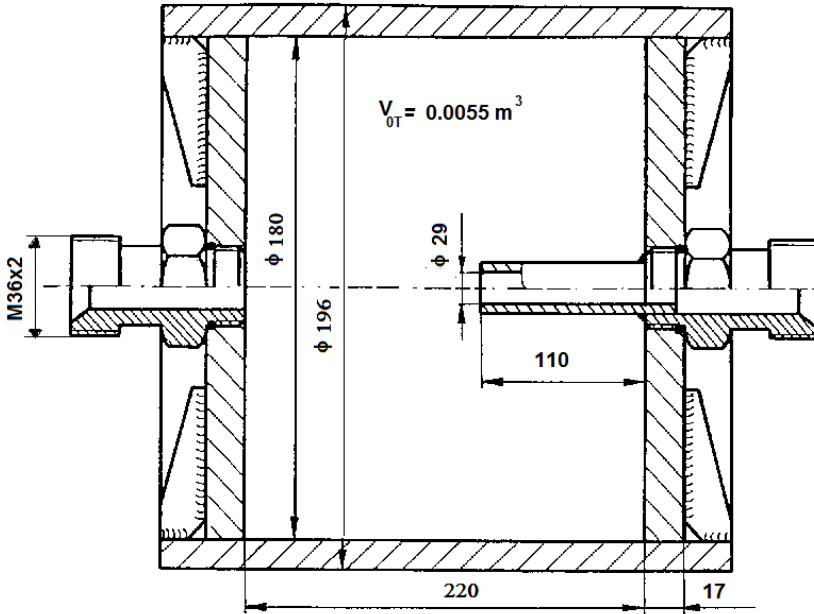
Z przeprowadzonych badań wynika wniosek, że najskuteczniejszym tłumikiem w procesie redukcji pulsacji ciśnienia i hałasu jest tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym oraz systemy tłumików komorowych, których efekt w obniżaniu poziomu hałasu jest zbliżony do tego, jaki ma tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym o większej średnicy.

10. Weryfikacja skuteczności tłumików na obiektach rzeczywistych

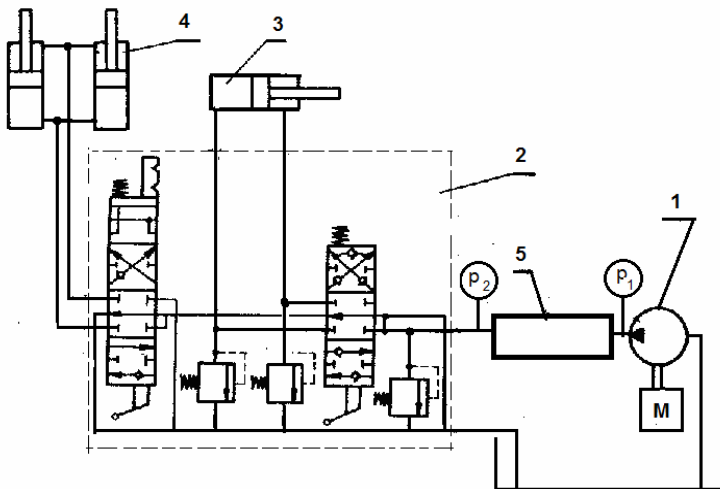
W celu określenia skuteczności działania tłumików biernych w procesie ograniczenia emisji hałasu maszyny roboczej ciężkiej przeprowadzono badania na obiektach rzeczywistych. W związku z tym do badań przyjęto ładowarkę kołową Ł-34 produkcji huty Stalowa Wola i żuraw samochodowy typu DSO 182 T produkcji Famaba Głogów. Po uwzględnieniu przedstawionych wyników pomiarów hałaśliwości i pulsacji ciśnienia, przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych, do badań weryfikacyjnych na obiektach rzeczywistych przyjęto tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym charakteryzujący się wysoką skutecznością i stosunkowo niewielkimi wymiarami geometrycznymi umożliwiającymi montaż tłumika w istniejącym układzie hydraulicznym. Przyjęty do badań rzeczywisty układ hydrauliczny mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34 zasilany jest pompą zębatą o liczbie zębów $z_{t1} = z_{t2} = 10$. Wynikająca stąd częstotliwość pierwszej harmonicznej pulsacji ciśnienia, przy prędkości obrotowej wału pompy $n_p = 1500$ obr/min, wynosi $f_1 = 250$ Hz. Gdy przyjmie się średnicę przewodu tłoczego $D = 0,029$ m, jego długość $L = 0,34$ m, wówczas zgodnie z równaniem (8.59) przy wykorzystaniu programu TLUMIKI można wyznaczyć objętość tłumika komorowego $V_{oT} = 0,0035$ m³. Uwzględniając możliwości zabudowy tłumika w rzeczywistym układzie roboczym ładowarki Ł-34 oraz fakt, że tłumienie pulsacji ciśnienia jest tym większe im stosunek częstotliwości wymuszenia f_1 do częstotliwości własnej tłumika f_{ok} , a także stosunek średnicy tłumika D_T do średnicy D przewodu zasilającego jest większy przyjęto tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym o zwiększonej objętości $V_{oT} = 0,0055$ m³ (5,5 dm³) i wymiarach pokazanych na rysunku 10.1. Częstotliwość drgań własnych przyjętego tłumika wynosi $f_{ok} = 140$ Hz, a więc redukcja amplitud pulsacji ciśnienia może nastąpić przy prędkości wałka pompy na przykład >1000 obr/min. Na rysunku 10.2 pokazano sposób zamontowania tłumika komorowego w układzie hydraulicznym mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34.

Pomiary i analizę parametrów akustycznych oraz ciśnienia układu hydraulicznego podnoszenia wysięgnika i obrotu łyżki ładowarki Ł-34 przeprowadzono dwukrotnie. Pierwsze pomiary akustyczne przeprowadzono na ładowarce Ł-34 wykonanej w wersji fabrycznej. Natomiast pomiary następne wykonano po zamontowaniu tłumika pulsacji ciśnienia. Porównanie wielkości akustycznych uzyskanych na drodze doświadczałnej z obu pomiarów przeprowadzonych w tych samych warunkach pomiarowych i eksplo-

atacyjnych pozwoliło ocenić skuteczność zastosowanej metody ograniczenia emisji hałasu maszyny roboczej.

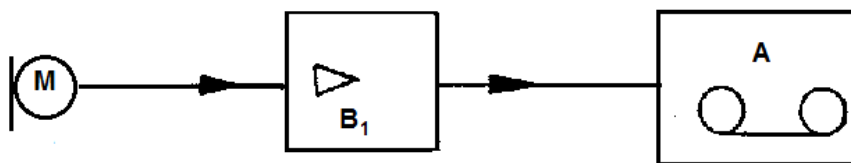


Rys. 10.1 Przekrój osiowy tłumika pulsacji ciśnienia typu komorowego z przewodem wewnętrznym stosowanego w badaniach na obiektach rzeczywistych



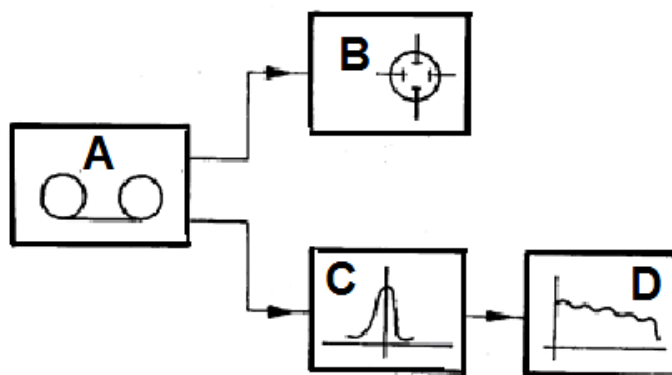
Rys. 10.2. Sposób podłączenia komorowego tłumika pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34: 1 – pompa zębata główna, 2 – sekcje rozdzielacza głównego, 3 – cylinder hydrauliczny obrotu łyżki, 4 – układ cylinderów hydraulicznych podnoszenia wysięgnika, 5 – tłumik komorowy, p_1 , p_2 – czujniki ciśnienia odpowiednio przed tłumikiem i za tłumikiem

Pomiary i analizę zarejestrowanych parametrów akustycznych i hydraulicznych ładowarki Ł-34 przeprowadzono, wykorzystując do tego celu układ rejestrujący (pośredni układ pomiarowy) oraz układ analizujący. Zestawy torów pomiarowych i analizujących wykorzystywanych w badaniach obiektów rzeczywistych pokazano na rysunkach 10.3–10.7.



Rys. 10.3. Schemat blokowy układu rejestracji hałasu: M – pomiarowy mikrofon pojemnościowy 1" typu 4145 firmy Brüel & Kjaer, B₁ – wzmacniacz pomiarowy typu 2607 firmy Brüel & Kjaer, A – czterokanałowy magnetofon pomiarowy typu 7003 firmy Brüel & Kjaer.

W układzie rejestracji hałasu mikrofon pomiarowy współpracował z wzmacniaczem pomiarowym o nastawnym wzmocnieniu, to znaczy tak, aby wykonać nagranie sygnału mierzonego hałasu optymalnym poziomem. Tor pomiaru hałasu został wcześniej poddany kontrolnej kalibracji wzorcową wartością ciśnienia akustycznego z pistofonu. Zarejestrowane na taśmie magnetofonu sygnały ciśnienia akustycznego poddano analizie częstotliwościowej, posługując się układem przedstawionym na rysunku 10.4.

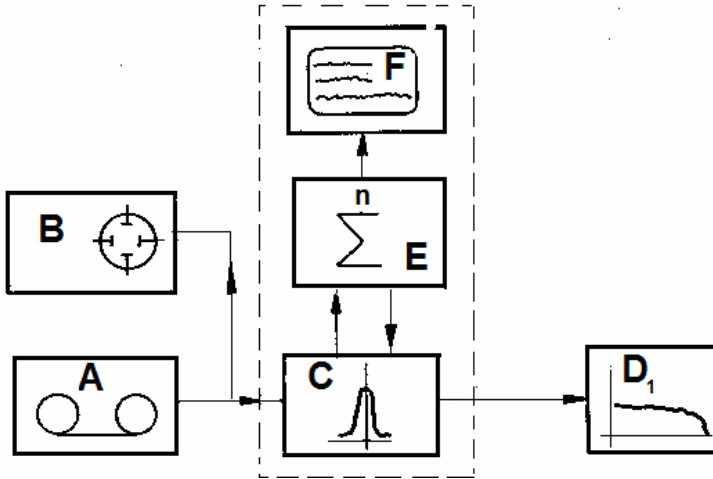


Rys. 10.4. Schemat blokowy układu analizy sygnału hałasu: A – czterokanałowy magnetofon pomiarowy typu 7003 firmy Brüel & Kjaer, B – oscyloskop dwukanałowy typu DT-516A firmy Radiotechnika, C – analizator tercjoowo-oktawowy typu TDA-111 RFT, D – graficzny rejestrator poziomu typu 2307 firmy Brüel & Kjaer

Zarejestrowane na taśmie magnetofonowej sygnały ciśnienia akustycznego, a także sygnały pulsacji ciśnienia poddano analizie częstotliwościowej w układzie zaprezentowanym na rysunku 10.5. Analiza ta została przeprowadzona z użyciem analizatora

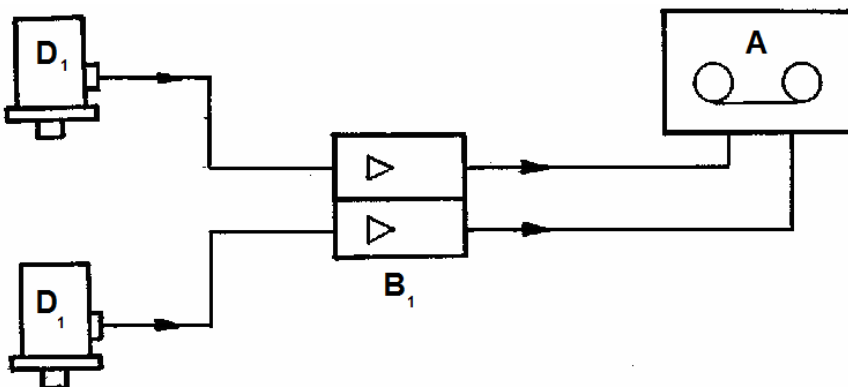
wąskopasmowego. Pozwalał on na uzyskanie 400 punktowych analizowanych przedziałów częstotliwości dla założonego do analizy pasma.

W przypadku wykonywania pomiarów ciśnienia układ rejestrujący pokazano na rysunku 10.6, a przebiegi czasowe wykonano za pomocą układu przedstawionego na rysunku 10.5.



Rys. 10.5. Schemat blokowy układu analizy sygnału ciśnienia akustycznego i pulsacji ciśnienia:

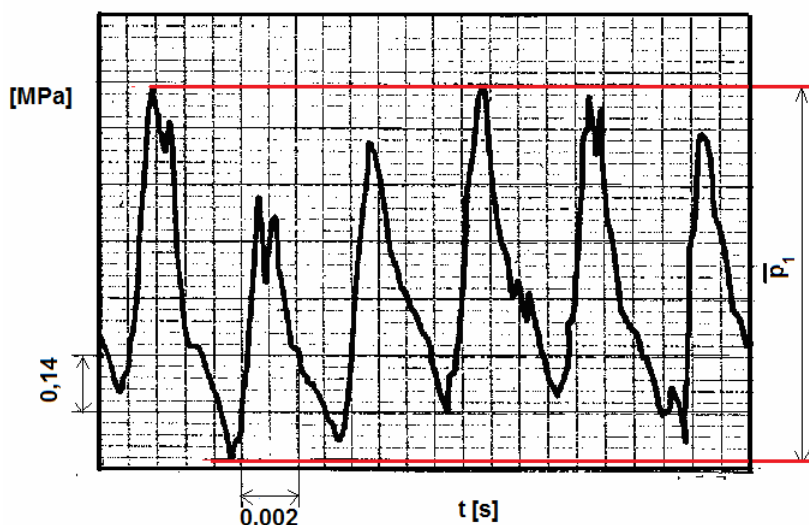
A – czterokanałowy magnetofon pomiarowy typu 7003 firmy Brüel & Kjaer, B – oscyloskop dwukanałowy typu DT – 516A firmy Radiotechnika, C – wąskopasmowy analizator spektralny typu 2030 firmy Brüel & Kjaer, D₁ – graficzny rejestrator poziomy typu 2307 firmy Brüel & Kjaer, E – jednostka sterująco-uśredniająca typu 6701 do współpracy z analizatorem typu 2030 firmy Brüel & Kjaer, F – monitor monochromatyczny typu 4710 firmy Brüel & Kjaer.



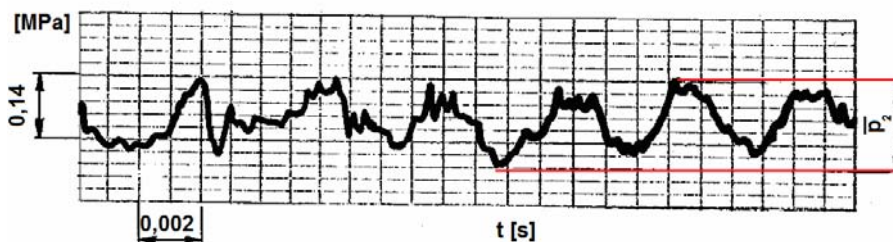
Rys. 10.6. Schemat blokowy układu rejestracji pulsacji ciśnienia: D₁ – tensometryczne czujniki ciśnienia wykonane w IKiEM Politechniki Wrocławskiej, B₁ – tensometryczny wzmacniacz pomiarowy typu M – 1503 firmy Mikrotechna; A – czterokanałowy magnetofon pomiarowy typu 7003 firmy Brüel & Kjaer

Badania hałasu zewnętrznego ładowarki Ł-34 i żurawia typu DSO 182 T dla obu wersji (wersja fabryczna i z tłumikiem) przeprowadzono na podstawie zalecenia norm [246, 247, 249], natomiast w kabinie operatora według normy [248]. Zasadnicze pomiary akustyczne poprzedzono pomiarami tła akustycznego miejsca pomiarowego, a różnica poziomów tła i źródła hałasu spełniała warunki podane w punkcie 3.3.4 normy [247].

Badania akustyczne poprzedzono badaniem pulsacji ciśnienia w układzie roboczym ładowarki. Przykładowe wyniki w postaci przebiegów wahań ciśnienia, w zależności od miejsca pomiaru, pokazano na rysunkach 10.7 i 10.8.

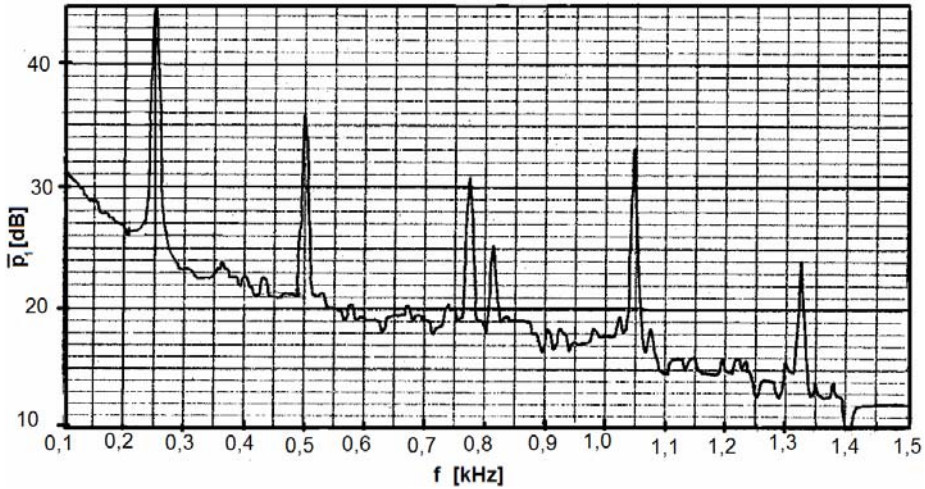


Rys.10.7. Przebieg pulsacji ciśnienia układu roboczego ładowarki Ł- 34, punkt pomiarowy p_1 przed tłumikiem, $n_p = 1500$ obr/min, $p_t = 10$ MPa

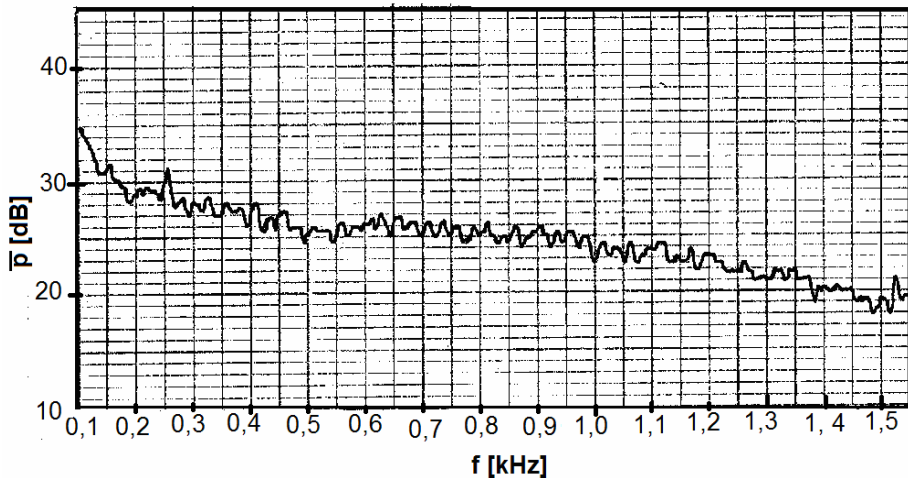


Rys. 10.8. Przebieg pulsacji ciśnienia układu roboczego ładowarki Ł-34, punkt pomiarowy p_2 za tłumikiem, $n_p = 1500$ obr/min, $p_t = 10$ MPa

Analizę wąskopasmowych zarejestrowanych przebiegów pulsacji ciśnienia pokazano na rysunkach 10.9 i 10.10.



Rys. 10.9. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia układu roboczego ładowarki Ł-34, punkt pomiarowy p_1 przed tłumikiem, $n_p = 1500$ obr/min, $p_t = 10$ MPa

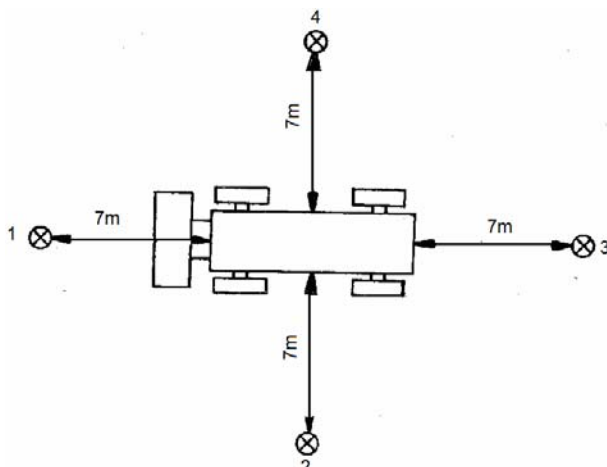


Rys. 10.10. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia układu roboczego ładowarki Ł-34, punkt pomiarowy p_2 za tłumikiem, $n_p = 1500$ obr/min, $p_t = 10$ MPa

Analizując zamieszczone wykresy, można stwierdzić, że zamontowanie komorowego tłumika pulsacji z przewodem wewnętrznym powoduje redukcję amplitudy pulsacji ciśnienia od 13 do 15 dB. Potwierdzona też jest zależność częstotliwości pierwszej harmonicznej $f_1 = 250$ Hz od prędkości $n_p = 1500$ obr/min wałka pompy i liczby zębów z_t kół zębatych pompy wyporowej.

Pomiary korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A [dB(A)] hałasu zewnętrznego ładowarki przeprowadzono w czterech punktach pomiarowych, rozmieszczonych wokół bryły maszyny, jak przedstawiono na rysunku 10.11. Mikrofon poma-

rowy umieszczony był na wysokości 1,5 m od podłoża. Zgodnie z warunkami podanymi w normie [249] w trakcie prowadzenia pomiarów ładowarka wykonywała cykl podnoszenia obciążonej łyżki od pozycji najniższej i najbliższej podwozia do maksymalnie wysuniętej.



Rys. 10.11. Rozmieszczenie punktów pomiarowych wokół ładowarki podczas pomiaru hałasu zewnętrznego

Wyniki pomiarów hałasu zewnętrznego ładowarki Ł-34, przy prędkości wałka pompy $n_p = 1500$ obr/min i nominalnym obciążeniu łyżki zamieszczono w tabeli 10.1.

Tabela 10.1. Hałas zewnętrzny ładowarki Ł-34

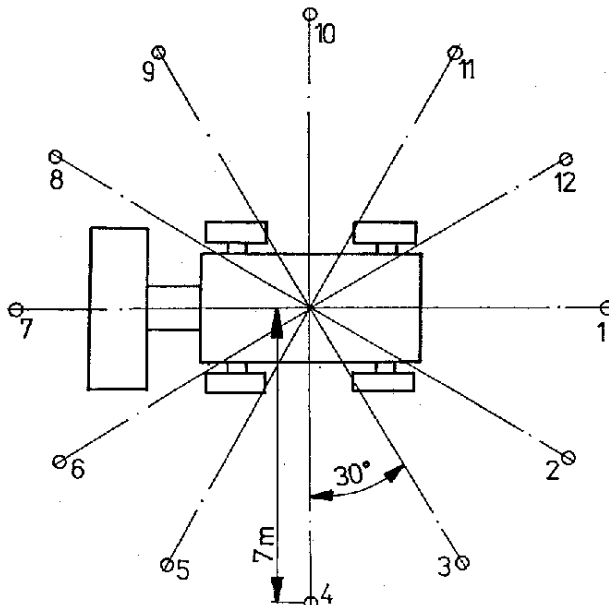
korygowany poziom ciśnienia akustycznego L_A dB(A)							
wersja fabryczna				wersja z tłumikiem			
punkt pomiarowy				punkt pomiarowy			
1	2	3	4	1	2	3	4
79,0	86,0	87,5	84,5	77,5	84,5	84,5	83,0

Jak wynika z tabeli 10.1, zamontowanie tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym w układzie hydraulicznym mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34 skutkuje obniżeniem poziomu hałasu zewnętrznego maszyny określanego korygowanym poziomem ciśnienia akustycznego od 1,5 do 3 dB(A) w zależności od przyjętego punktu pomiarowego.

Wyznaczenie skorygowanego poziomu mocy akustycznej L_{PA} dokonywane jest na podstawie wyników pomiarów skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A .

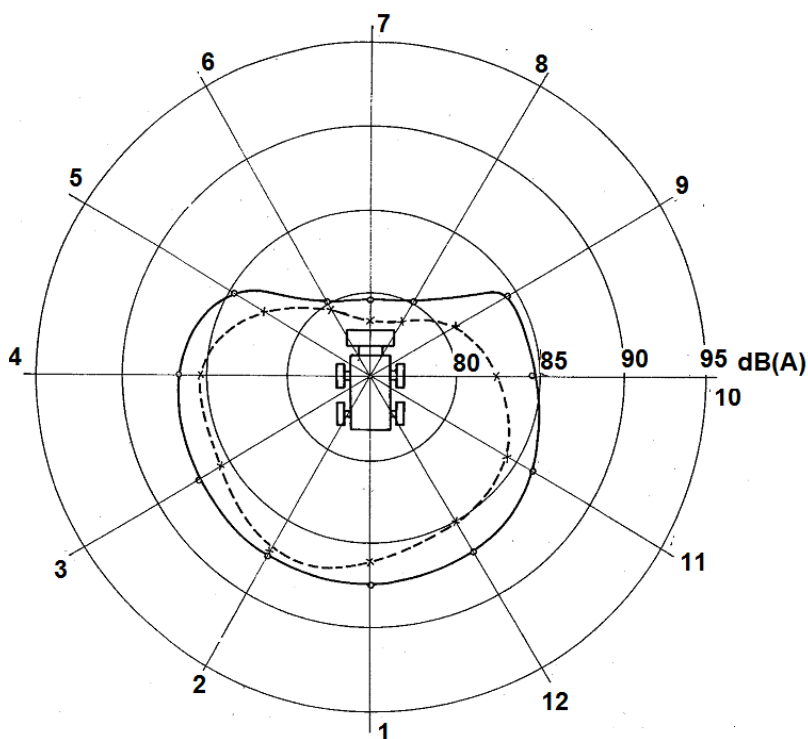
Przyjęto 16 punktów pomiarowych rozmieszczonych zgodnie z normą [247] na powierzchni pomiarowej w postaci prostopadłościanu o wymiarach wyznaczonych według zależności zalecanych w normie [247]. Według wyznaczonych wartości skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A w poszczególnych punktach pomiarowych 1–16 wyznacza się średnią wartość poziomu skorygowanego ciśnienia akustycznego i następnie skorygowany poziom mocy akustycznej L_{PA} . Na podstawie przeprowadzonych pomiarów i obliczeń według wytycznych podanych w normie [247] uzyskano rezultaty: skorygowana moc akustyczna ładowarki w wersji fabrycznej wynosiła $L_{PA} = 111,8$ dB(A), natomiast po zamontowaniu tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym poziom mocy akustycznej został obniżony o 1,5 dB(A).

Miarodajnym wskaźnikiem skuteczności tłumików pulsacji ciśnienia jest też porównanie charakterystyk promieniowania skorygowanego ciśnienia akustycznego hałasu zewnętrznego ładowarki w wersji fabrycznej i z zamontowanym tłumikiem. Określenia wskaźników kierunkowości promieniowania dźwięku wykonuje się według normy [249] na podstawie wyników pomiaru skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A , przeprowadzonych podczas stacjonarnego cyklu pracy maszyny w przestrzeni otwartej nad powierzchnią odbijającą dźwięk. W trakcie prowadzenia tych pomiarów, główny człon osprzętu roboczego (wysięgnik) cyklicznie przemieszcza się z prędkością nominalną, ruchem pozorującym pracę osprzętu w typowym cyklu pracy maszyny. Łyżka ładowarki z obciążeniem nominalnym jest przemieszczana od pozycji najbliższej podwozia do maksymalnej wysuniętej. Przyjęto dwanaście punktów pomiarowych, a ich rozmieszczenie na płaszczyźnie przedstawiono na rysunku 10.12.



Rys.10.12. Sposób rozmieszczenia punktów pomiarowych podczas wyznaczania charakterystyki kierunkowości promieniowania dźwięku ładowarki

Odległości kątowe pomiędzy punktami pomiarowymi w płaszczyźnie pomiarowej wynoszą 30° . Mikrofon pomiarowy umieszczony jest na wysokości 1,5 m od podłoża i zwrócony osią największej czułości równoległe do podłoża w kierunku środka maszyny. Ze względu na stosunkowo duże wymiary liniowe ładowarki przyjęto odległość punktów pomiarowych od środka maszyny równą $L_{\text{pom}} = 7$ m. Dla każdego z wyznaczonych punktów wykonuje się trzykrotny zapis magnetofonowy, według którego, za pośrednictwem układu analizującego, wyznacza się wartości skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A będącym średnią arytmetyczną wyników w poszczególnych punktach pomiarowych. Porównanie charakterystyk kierunkowości promieniowania dźwięku dla ładowarki w wersji fabrycznej i z zamontowanym tłumikiem przedstawiono na rysunku 10.13.



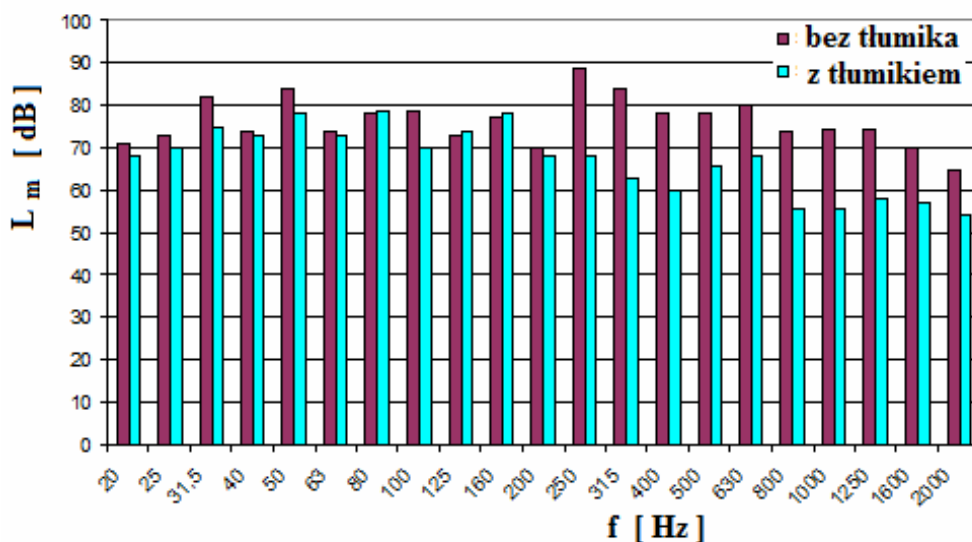
Rys. 10.13. Charakterystyka kierunkowości promieniowania korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A ładowarki Ł-34, $n_p = 1500$ obr/min, linia ciągła bez tłumika, linia kreskowa z tłumikiem komorowym

Oprócz pomiarów hałasu zewnętrznego ładowarki Ł-34, wykonano pomiary hałasu na stanowisku pracy operatora zgodnie z normą [248]. Na rysunku 10.14 przedstawiono porównanie tercjowego widma poziomu ciśnienia akustycznego L_m w przypadku układu bez tłumika i z zamontowanym tłumikiem komorowym. W tabeli 10.2 zestawiono wyniki badań akustycznych w kabinie ładowarki Ł-34 dla różnych warunków pracy.

Tabela 10.2. Wyniki badań akustycznych w kabinie ładowarki Ł-34

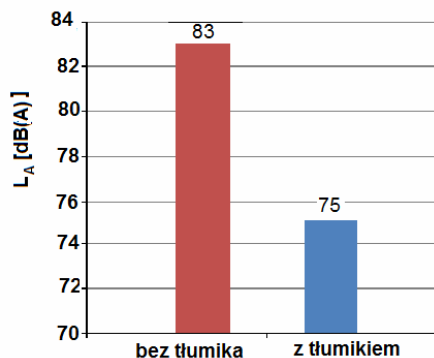
warunki pomiaru	korygowany poziom ciśnienia akustycznego [dB(A)]	poziom ciśnienia akustycznego [dB]
bez tłumika $n_p = 1500$ obr/min	83,0	97,0
z tłumikiem $n_p = 1500$ obr/min	75,0	95,0
bez tłumika $n_p = 2200$ obr/min	86,0	100,0
z tłumikiem $n_p = 2200$ obr/min	78,5	95,5

Na rysunku 10.14 porównano poziom korygowanego ciśnienia akustycznego w kabinie operatora ładowarki Ł-34.



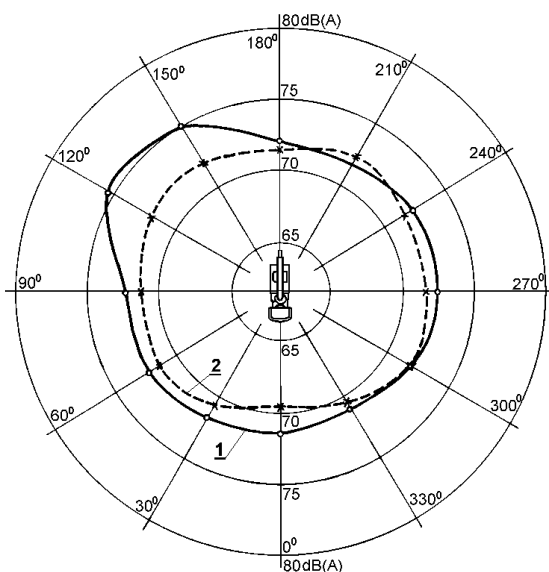
Rys. 10.14. Tercyjne widmo poziomu ciśnienia akustycznego L_m w kabinie operatora ładowarki Ł-34, wersja bez tłumika i z tłumikiem komorowym z przewodem wewnętrznym, $n_p = 1500$ obr/min

Największy wpływ zamontowanego tłumika komorowego w układzie hydraulicznym mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34 zaobserwowano w kabinie operatora, gdzie obniżenie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego wynosiło 8 dB(A).



Rys. 10.15. Korygowany poziom ciśnienia akustycznego L_A w kabine ładowarki Ł-34, $n_p = 1500$ obr/min

Na rysunku 10.16 przedstawiono wyniki badań weryfikacyjnych przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym, który stanowił dźwig DSO 182 T produkcji Famaba Głogów na podwoziu samochodowym. Pomiary przeprowadzono, podobnie jak dla ładowarki Ł-34, na maszynie w wersji fabrycznej oraz w wersji eksperymentalnej, po wprowadzeniu do układu hydraulicznego obrotu wysięgnika komorowego tłumika pulsacji z przewodem wewnętrznym. Wymiary tłumika zaprezentowano na rysunku 8.15. Porównanie wielkości akustycznych uzyskanych na podstawie badań przeprowadzonych w tych samych warunkach pomiarowych i eksploatacyjnych pozwoliło ocenić skuteczność zastosowanej metody biernej w procesie ograniczenia hałasu maszyny budowlanej.

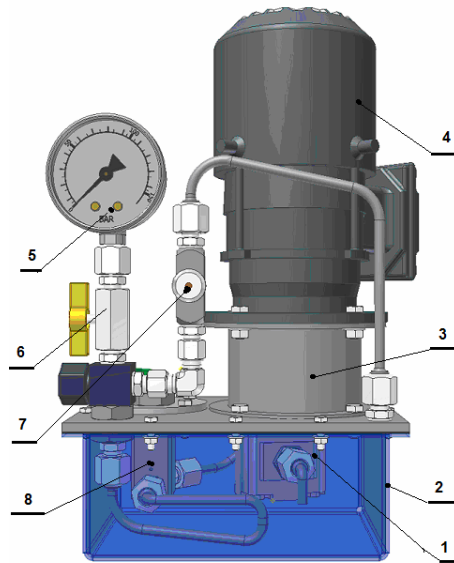


Rys. 10.16. Charakterystyka kierunkowości promieniowania korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A dźwigu samochodowego w wersji fabrycznej (1) i w wersji z tłumikiem pulsacji ciśnienia (2)

Poziom korygowanego ciśnienia akustycznego L_A , jak widać z rys.10.16. dla wersji dźwigu z tłumikiem jest niższy na całym obwodzie, maksymalnie o wartości 4,5 dB(A), z wyjątkiem obszaru kąтового 195° – 225° .

Istotnym problemem jest nieprzekraczanie dopuszczalnych poziomów dźwięku w układach mikrohydraulicznych, stosowanych, między innymi, w inżynierii i technice medycznej, np. w napędach stołów operacyjnych i rentgenowskich, foteli dentystycznych. Projektowany taki układ musi charakteryzować się możliwie niskim poziomem hałasu spełniającym warunki pracy w laboratorium medycznym $L_{Aeq} = 40$ dB[A] [251].

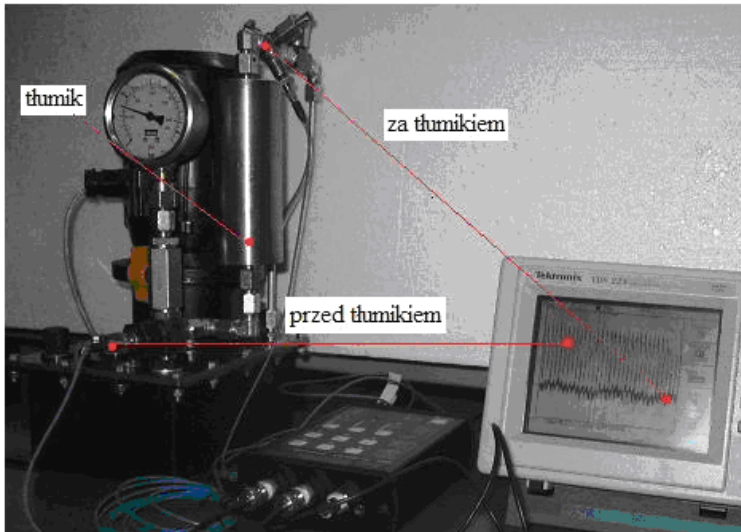
W celu zweryfikowania możliwości stosowania tłumików biernych w procesie redukcji pulsacji ciśnienia i hałasu w układach mikrohydraulicznych przeprowadzono badania zasilacza mikrohydraulicznego własnej konstrukcji przewidzianego do zasilania symulatora akceleracyjnego w badaniach medycznych [137]. Widok tego mikrozasilacza pokazano na rysunku 10.17. Podstawowym elementem mikrozasilacza była mikropompa zębata własnej konstrukcji o wydajności właściwej $q_p = 0,25$ cm³/obr i liczbie zębów koła czynnego i biernego $z_t = 14$. Przy prędkości obrotowej wału pompy $n_p = 1390$ obr/min podstawowa harmoniczna pulsacji pompy wynosi $f_1 = 324$ Hz.



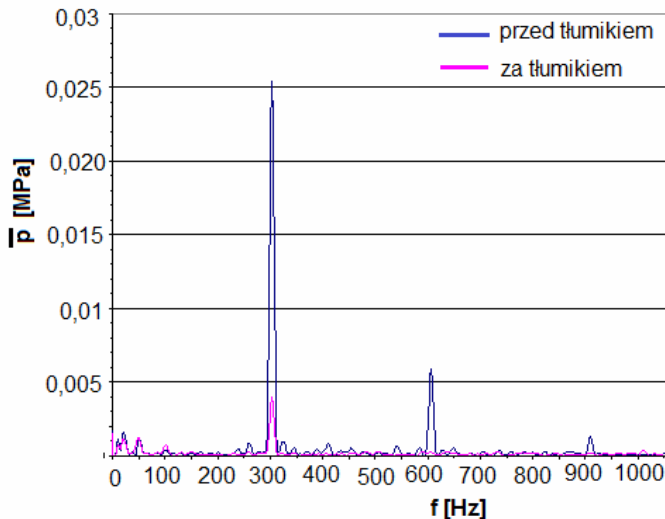
Rys. 10.17. Mikrozasilacz własnej konstrukcji: 1 – mikropompa zębata, $q_p = 0,25$ cm³/obr, 2 – zbiornik o pojemności 0,95 dm³, 3 – sprężło, 4 – silnik elektryczny, 5 – manometr, 6 – zawór odcinający, 7 – nastawny zawór dławiący, 8 – blok mikrozasorów: przelewowy, nastawny

Uwzględniając wymiary geometryczne przewodu zasilającego oraz parametry cieczy, wyznaczono objętość tłumika komorowego według zależności podanych w rozdziale 8 na poziomie $V_{oT} = 85 \cdot 10^{-6}$ m³ [85 cm³]. Mikrozasilacz z zamontowanym tłumikiem komorowym pokazano na fotografii 10.18 z uwidocznioną na ekranie oscylo-

skopu przebiegiem pulsacji ciśnienia przed tłumikiem i za tłumikiem w funkcji czasu. Na rysunku 10.19 porównano amplitudy pulsacji ciśnienia przed tłumikiem i za tłumikiem, uzyskując redukcję określoną współczynnikiem $B_T = 15$ dB, co należy uznać za rezultat bardzo korzystny.



Rys. 10.18. Widok mikrozasilacza z zamontowanym tłumikiem komorowym oraz przebieg pulsacji ciśnienia przed tłumikiem i za tłumikiem



Rys. 10.19. Porównanie amplitud pulsacji ciśnienia w zasilaczu mikrohydraulicznym z zamontowanym komorowym tłumikiem pulsacji ciśnienia, ciśnienie tłoczenia $p_t = 16$ MPa

11. Podstawy redukcji hałasu w stanach nieustalonych układów hydraulicznych.

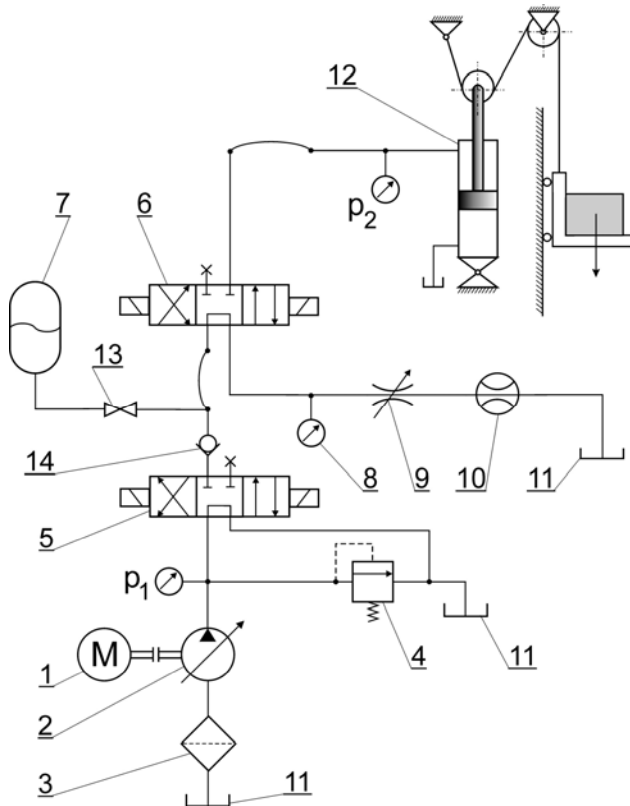
Podsumowanie

11.1. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą akumulatora hydraulicznego

Na podstawie badań doświadczalnych i analiz teoretycznych można stwierdzić, że poziom emitowanego hałasu przez hydrostatyczne układy napędowe w trakcie stanów przejściowych zależy, w istotny sposób, od charakteru przebiegu ciśnienia w przewodzie zasilającym. Z przedstawionych w rozdziale 2 zależności wynika, że charakter narastania ciśnienia w momencie włączenia przekładni hydrostatycznej zależy od czterech podstawowych związanych ze sobą wielkości: współczynnika strat wolumetrycznych układu a_u , współczynnika uwzględniającego sprężystość cieczy i ścianek elementów układu (kapacytancja K_{cu}), chłonności właściwej silnika q_s (powierzchni czynnej tłoka A_T w ruchu liniowym) oraz zredukowanego masowego momentu bezwładności J_{zr} (m_{zr}) mas napędzanych przez silnik. Na parametry stanu nieustalonego można wpływać poprzez odpowiedni dobór tłumienia charakteryzowanego za pomocą zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_0 , opisany równaniem (2.15).

Z analizy zależności (2.15) widać, że realnymi wielkościami, za pomocą których konstruktor może wpływać na tłumienie jest współczynnik przecieków a_u i kapacytancja układu K_c . Przez zwiększenie przecieków pogarsza się sprawność napędu, z tego względu wygodniej jest kształtować wartość K_{cu} . Im większa kapacytancja układu, tym większe tłumienie. Uzyskanie dostatecznie dużej wartości pojemności ściśliwości uzyskuje się poprzez zainstalowanie odpowiednio zwymiarowanego akumulatora hydropneumatycznego. Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na kształtowanie charakteru rozruchu i w konsekwencji na poziom emitowanego hałasu rozpatrzono na typowym układzie hydraulicznym z silnikiem tłokowym. Badaniom poddano typowy hydrostatyczny układ napędowy z silnikiem tłokowym, którego schemat hydrauliczny zobrazowano na rysunku 11.1. Pompa wielotłoczkowa 2 typu PTOZ-40R napędzana silnikiem elektrycznym 1 typu SZD-114 (moc $N = 11$ kW, obroty 1480 obr/min) zasyssa olej ze zbiornika 11, przez filtr ssawny 3 i podaje go przez rozdzielacze 5 i 6 typu RSR-12 z wmontowanymi przystawkami elektromagnetycznymi do cylindra hydraulicznego 12 ($D_{T1} = 50$ mm, $d_{t1} = 25$ mm). Cylinder obciążony był przez układ linowy

(pominięto odkształcalność) i bloczki masą m_{zr} . Układ przed przeciążeniem zabezpieczony był zaworem maksymalnym 4 typu ZP-42. Ponadto układ badawczy wyposażono w akumulator hydropneumatyczny 7 ($p_{og} = 2,0 \text{ MPa}$, $V_{og} = 2,5 \text{ dm}^3$), który można było odłączyć od instalacji za pomocą zaworu odcinającego 13. Rejestrację zmian ciśnienia w układzie podczas rozruchu poprzedzono badaniami statycznymi w celu określenia wartości współczynników równań modelu matematycznego. Podstawowym celem badań było określenie wpływu pojemności układu na charakter rozruchu, a dokładniej na współczynnik tłumienia i czas reakcji, w konsekwencji na poziom emitowanego hałasu.



Rys. 11.1. Schemat hydrauliczny układu doświadczalnego 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 hydrauliczny, 13 – zawór odcinający, 14 – zawór zwrotny

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów statycznych i geometrii układu parametry charakterystyczne układu wynoszą:

- powierzchnia czynna tłoka
- współczynnik przecieków

$$A_T = 14,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2,$$

$$a_u = 4,6 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N}\cdot\text{s},$$

– pojemność układu:

bez akumulatora

$$K_c = 4,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N},$$

z akumulatorem

$$K_{ca} = 2,1 \cdot 10^{-10} \text{ m}^5/\text{N},$$

– wydajność teoretyczna pompy

$$Q_{pt} = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},$$

– masa zredukowana

$$m_{zr} = 1220 \text{ kg},$$

– wartość ciśnienia w ruchu ustalonym

$$p_u = 5 \text{ MPa},$$

– prędkość w ruchu ustalonym

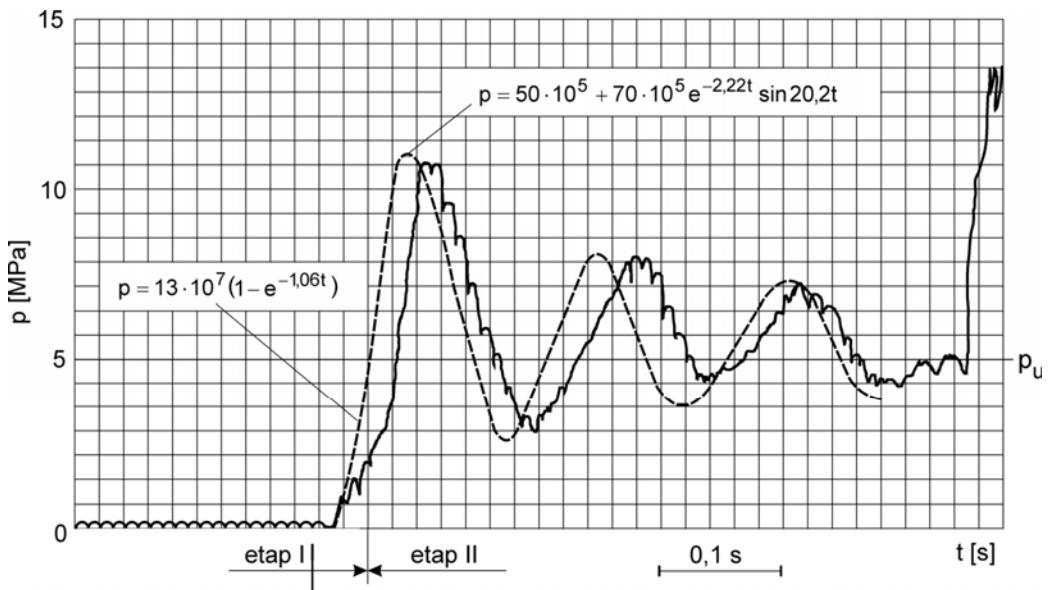
$$v_c = 0,41 \text{ m/s},$$

– spadek ciśnienia w instalacji

$$\Delta p = 8 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2,$$

– zredukowany współczynnik tarcia płynnego $f_u = 3585 \text{ N}\cdot\text{s/m}$.

Rozpatrzono rozruch układu w pierwszej kolejności bez akumulatora i następnie z akumulatorem hydropneumatycznym. Na rysunku 11.2 pokazano przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu bez udziału akumulatora hydraulicznego.

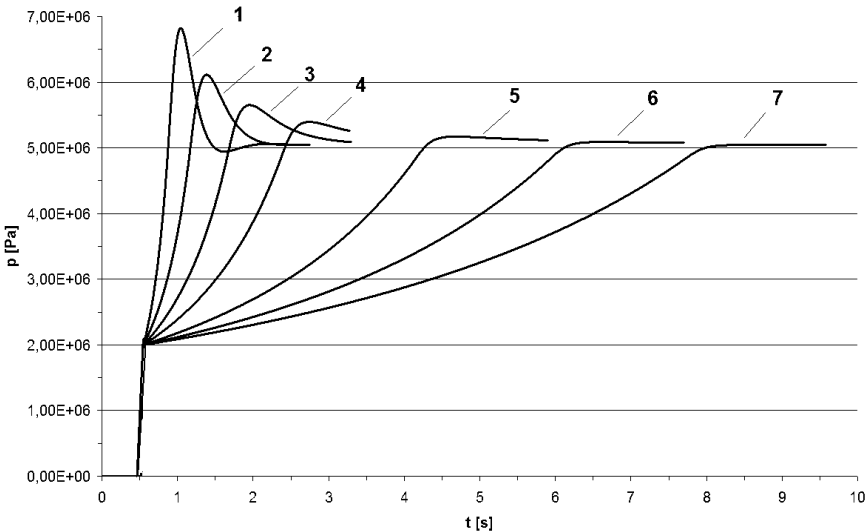


Rys. 11.2. Porównanie przebiegu ciśnienia p , w układzie badawczym: obliczeniowego (wzory 2.11 etap I i 2.12, 2.14 etap II) linia kreskowa, z przebiegiem rzeczywistym – linia ciągła

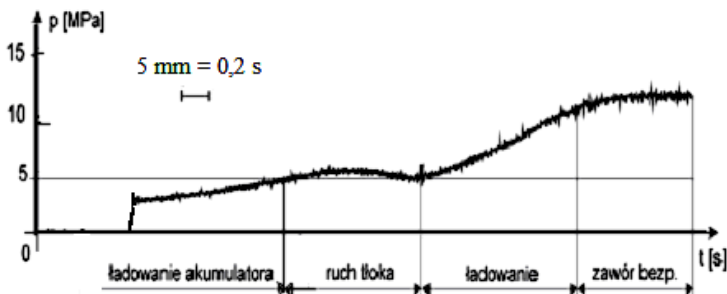
Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na parametry rozruchu układu badawczego określono w trakcie symulacji komputerowych, których dokonano w środowisku Matlaka, wykorzystując specjalistyczny pakiet SimHydraulics. Budowa układów w tym środowisku odbywa się metodą *drag and drop* (przeciągnij i upuść) polegającą na tym, że z biblioteki elementów hydraulicznych wybiera się odpowiednie elementy i umieszcza się je w przestrzeni roboczej. Każdy z wykorzystanych elementów ma możliwość wprowadzenia opisujących go parametrów (np. wydajność jednostkowa, ciśnienie otwarcia zaworu, powierzchnia szczeliny itd.), również czynnik roboczy może być określony przez lepkość, gęstość i moduł sprężystości objętościowej.

Wyniki symulacji można zbierać i eksportować w celu ich dalszej obróbki w innych programach.

Wpływ objętości akumulatora na charakter rozruchu pokazano na rysunku 11.3. Rysunek 11.4 obrazuje przebieg rzeczywisty ciśnienia w trakcie rozruchu układu badawczego z zamontowanym akumulatorem hydropneumatycznym, o objętości początkowej $V_{og} = 2,0 \text{ dm}^3$ i wartości ciśnienia naładowania wstępnego $p_{og} = 2 \text{ MPa}$.



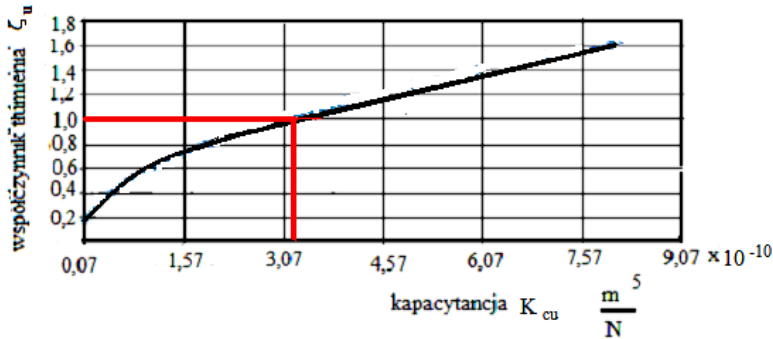
Rys. 11.3. Wpływ objętości akumulatora hydropneumatycznego na charakter rozruchu układu badawczego: 1 – $V_{og} = -0,4 \text{ dm}^3$, 2 – $0,8 \text{ dm}^3$, 3 – $1,5 \text{ dm}^3$, 4 – $2,5 \text{ dm}^3$, 5 – 5 dm^3 , 6 – $7,5 \text{ dm}^3$, 7 – 10 dm^3



Rys. 11.4. Przebieg rzeczywisty ciśnienia w trakcie rozruchu układu badawczego z akumulatorem: $V_{og} = 2,0 \text{ dm}^3$, $p_{og} = 2 \text{ MPa}$

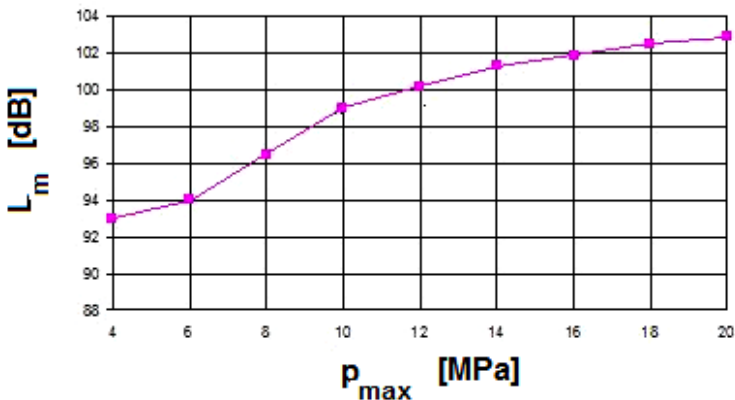
Na rysunku 11.5 pokazano zależność zredukowanego współczynnika tłumienia według wzoru (2.15) od pojemności K_{cu} dla układu badawczego z akumulatorem. Spo-

sób określania pojemności akumulatora opisano dokładnie w pracy [140], w pierwszym przybliżeniu można skorzystać z równania (8.31).



Rys. 11.5. Zależność zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_u od pojemności hydrostatycznego układu badawczego (układ z akumulatorem)

Na rysunku 11.6 pokazano zależność poziomu ciśnienia akustycznego L_m od wartości ciśnienia maksymalnego p_{max} w trakcie rozruchu dla analizowanego układu z silnikiem tłokowym.



Rys. 11.6. Zależność poziomu ciśnienia akustycznego L_m [dB] od wartości ciśnienia maksymalnego p_{max} w trakcie rozruchu układu badawczego z silnikiem tłokowym

W celu redukcji hałasu w trakcie rozruchu hydrostatycznego układu napędowego należy dążyć do zwiększenia wartości zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_u układu, a tym samym obniżenia ciśnienia p_{max} . Istotnym parametrem wpływającym na wartość tłumienia jest pojemność ściśliwości układu określana mianem pojemności.

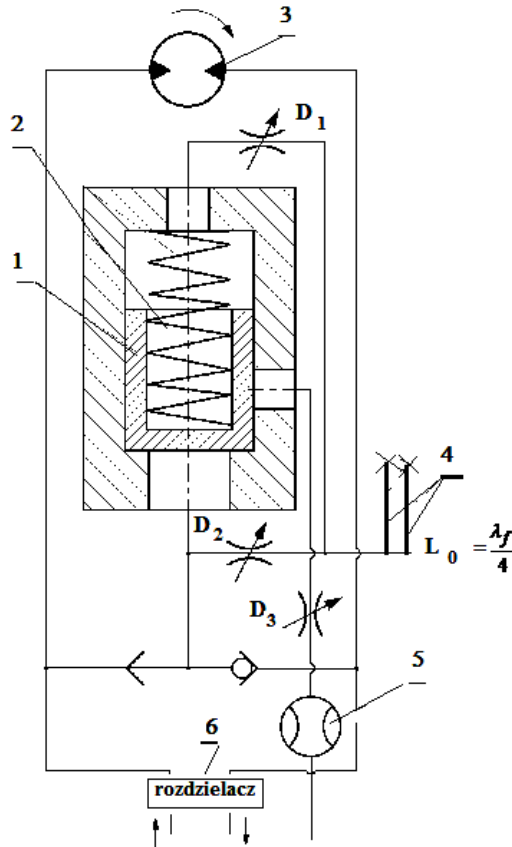
Uzyskanie dostatecznie dużej wartości pojemności ściśliwości uzyskuje się przez zainstalowanie odpowiednio zwymiarowanego akumulatora hydropneumatycznego. Przykładowo w układzie badawczym bez akumulatora hydraulicznego, gdy $K_{cu} =$

$4,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N}$, współczynnik tłumienia przyjmuje wartość $\zeta_v = 0,11$, maksymalna wartość ciśnienia $p_{\max} = 11 \text{ MPa}$ i odpowiadający poziom ciśnienia akustycznego $L_m = 99 \text{ dB}$. Gdy zwiększy się pojemność do poziomu $K_{cu} = 2,1 \cdot 10^{-10} \text{ m}^5/\text{N}$ przez zainstalowanie akumulatora hydropneumatycznego, wówczas uzyskuje się zredukowany współczynnik tłumienia $\zeta_v = 0,9$ i obniżenie ciśnienia akustycznego o $\Delta L_m = 6 \text{ dB}$. Należy jednak podkreślić, że zwiększając współczynnik tłumienia, uzyskujemy wzrost czasu reakcji τ_v , (pierwszy etap rozruchu) W układzie badawczym bez akumulatora $\tau_v = 0,11 \text{ s}$, z akumulatorem $\tau_v = 1,6 \text{ s}$, a więc piętnastokrotne wydłużenie czasu etapu I rozruchu.

11.2. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą zaworu rozruchowego

Poprawę właściwości dynamicznych, objawiających się łagodniejszym narastaniem ciśnienia, a tym samym niższym poziomem hałasu, można uzyskać poprzez wprowadzenie dodatkowych przecieków. Należy jednak nadmienić, że zwiększając przecieki pogarsza się sprawność napędu, a tym samym wymagane jest większe zapotrzebowanie mocy do realizacji napędu. W celu uniknięcia tej niedogodności przedstawiono koncepcję zaworu rozruchowego, który miałby za zadanie zwiększać przecieki tylko podczas rozruchu, natomiast w ruchu ustalonym pozostawać zamknięty, a tym samym nie zmieniać sprawności napędu. Na rysunku 7.15 (rozdz. 7) pokazano zasadę pracy zaworu rozruchowego. Sprowadza się ona do upuszczania pewnej ilości cieczy z obwodu tłoczenia na zlew podczas rozruchu. W miejsce akumulatora sprężynowego, jak na rysunku 7.15, można zainstalować przewód elastyczny zaślepiony, który pełni dodatkową rolę, a mianowicie tłumika pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego. Dobierając długość tego przewodu, równą czwartej części długości fali $L = \lambda_f/4$, odpowiadający długości fali pierwszej harmonicznej generowanej przez pompę wyporową, uzyskano dodatkowy efekt polegający na redukcji amplitudy tej fali za zaworem rozruchowym. Sposób podłączenia przewodu elastycznego (lub kilku wstawionych równolegle ze względu na wymaganą wartość pojemności akumulatora) zastępującego akumulator hydrauliczny pokazano na rysunku 11.7. Przykładowo częstotliwość pierwszej harmonicznej $f_1 = 225 \text{ Hz}$ wymaga długości przewodu elastycznego, spełniającego rolę akumulatora i tłumika odgałęźnego $L_0 = 0,88 \text{ m}$.

W celu zmniejszenia hałasu impulsowego występującego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej należy dążyć do obniżenia ciśnienia p_{\max} – maksymalnego. Jednym ze sposobu jest zwiększenie zredukowanego współczynnika tłumienia poprzez zwiększenie przecieków. Należy jednak nadmienić, że przez zwiększenie przecieków pogarsza się sprawność napędu, a tym samym wymagane jest większe zapotrzebowanie mocy do realizacji napędu. Aby uniknąć tej niedogodności, przedstawiono koncepcję zaworu rozruchowego, który miałby za zadanie zwiększać przecieki tylko podczas rozruchu, natomiast w ruchu ustalonym pozostawać zamknięty, a tym samym nie



Rys. 11.7. Sposób podłączenia przewodów elastycznych zastępującego akumulator hydrauliczny małej objętości: 1 – suwak, 2 – sprężyna, 3 – silnik hydrauliczny, 4 – przewody elastyczne jako akumulator i bierny tłumik pulsacji ciśnienia

zmieniać sprawności napędu. Koncepcja ta została potwierdzona w badaniach doświadczalnych w układach hydraulicznych sterowanych rozdzielaczami konwencjonalnymi. Podano model matematyczny zaworu rozruchowego, na podstawie którego można dobrać parametry konstrukcyjne zaworu do konkretnego hydrostatycznego układu napędowego.

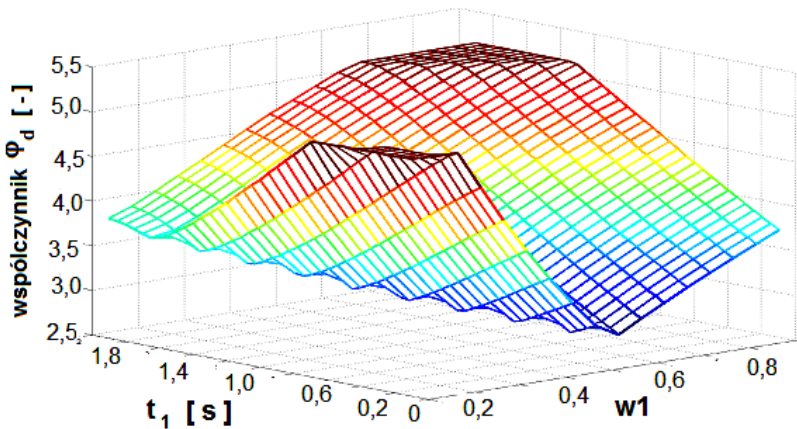
11.3. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą zaworu proporcjonalnego

Na podstawie przeprowadzonych badań modelowych i weryfikacji doświadczalnej można stwierdzić, że istnieje możliwość kształtowania charakteru rozruchu przekładni hydrostatycznej zbudowanej z jednostek nienastawialnych za pomocą zaworów sterowanych w technice proporcjonalnej. Sterowanie rozruchem polega na zmianie po-

wierzchni przepływu szczeliny dławiącej, w funkcji czasu, w zaworze umieszczonym równolegle. Miarą tych zmian jest współczynnik sterowania określony wyrażeniem (7.8). Taki charakter zmian sygnału sterującego przyjęto mając na uwadze możliwość technicznej realizacji uwzględniając właściwości dynamiczne zaworów proporcjonalnych. Aby uzyskać najkorzystniejszy przebieg ciśnienia pod względem najmniejszej wartości maksymalnego ciśnienia chwilowego oraz najkrótszego czasu rozruchu, należy dążyć do możliwie „płaskiego” przebiegu ciśnienia. Jest to możliwe, wykorzystując proporcjonalny zawór dławiący połączony równolegle oraz stosując specjalny rodzaj przesterowania scharakteryzowany trzema parametrami: t_1 , t_2 , w (rys. 7.2). Dobierając odpowiednio parametry rozruchu, można wpływać na ciśnienie maksymalne i czas rozruchu. Istnieje tutaj zależność odwrotnie proporcjonalna, im mniejsze ciśnienie, tym dłuższy czas rozruchu. Dobierając odpowiedni algorytm sterowania, projektant układu napędowego może wpływać na poziom hałasu zastosowanej przekładni hydrostatycznej w stanach nieustalonych i zapewnić spełnienie wymagań normatywnych dotyczących poziomu hałasu dopuszczalnego dla danego typu urządzenia.

W rozdziale 7 przedstawiono model matematyczny rozruchu przekładni hydrostatycznej ze sterowaniem elementami proporcjonalnymi i algorytmem sterowania, którego parametry można dobrać do konkretnego układu napędowego. W załączniku sprawozdania zamieszczono program do sterowania zaworów proporcjonalnych umożliwiający realizowanie dowolnej funkcji wymuszającej.

Na rysunku 11.8 pokazano zależność współczynnika nadwyżki dynamicznej ciśnienia ϕ_d określonego według wzoru (2.10) od sygnału sterującego w_1 i czasu t_1 .



Rys. 11.8. Zależność współczynnika nadwyżki dynamicznej ciśnienia ϕ_d od sygnału sterującego w_1 i czasu t_1

W badanej przekładni podczas przesterowania skokowego maksymalna wartość ciśnienia odpowiadała nastawie zaworu maksymalnego $p_{\max} = 20$ MPa i czas rozruchu wynosił $t_{r1} = 2,84$ s, natomiast dla parametrów rozruchu $t_1 = 0,15$ s, $t_2 = 2,25$ s i $w_1 =$

55% czas rozruchu został wydłużony do $t_{r2} = 3,82$ s, natomiast $p_{\max 2} = 12,3$ MPa. Obniżenie maksymalnego ciśnienia o 7,7 MPa skutkowało redukcją hałasu w stanie nieustalonym o 4,2 dB(A). W badaniach akustycznych stwierdzono znaczny wzrost poziomu hałasu przekładni hydrostatycznej w zależności od ciśnienia maksymalnego w trakcie rozruchu (rys. 7.12).

11.4. Redukcja hałasu w stanie nieustalonym za pomocą szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia

Z przeprowadzonych badań (rozdział 8) wynika podstawowy wniosek, że w stanach przejściowych szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia równie dobrze spełnia swoje zadanie, jak w warunkach pracy ustalonej. Redukcja amplitudy jest na poziomie pokazanym na rysunku 8.27, a więc bardzo wysoka. Dodatkową zaletą jest też to, że tłumik czynny, będący integralną częścią szerokopasmowego tłumika, niweluje uderzenie hydrauliczne w trakcie stanu przejściowego wynikającego ze skokowego wzrostu obciążenia odbiornika. Dowodzi tego porównanie współczynnika nadwyżki dynamicznej ciśnienia φ_d (zależność (2.10)), którego wartość dla przebiegu ciśnienia, dla układu bez szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia (rys. 5.2) wynosi $\varphi_d = 75\%$, natomiast w tych samych warunkach po zamontowaniu tłumika $\varphi_d = 0$.

Tłumik czynny, a dokładniej pojemność C_A skupiona w akumulatorach hydraulicznych, wpływa na zmniejszenie nadwyżek dynamicznych w stanach przejściowych w szerokopasmowym tłumiku pulsacji ciśnienia. Przez odpowiedni dobór pojemności (zależność (8.31)) można określać nadwyżki dynamiczne ciśnienia przez wpływanie na wartość zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_u . Należy jednak wtedy skorygować parametr związany z indukcyjnością L_T – wzór (8.17), tak aby zachować częstotliwość rezonansową tłumika czynnego, na którą był projektowany.

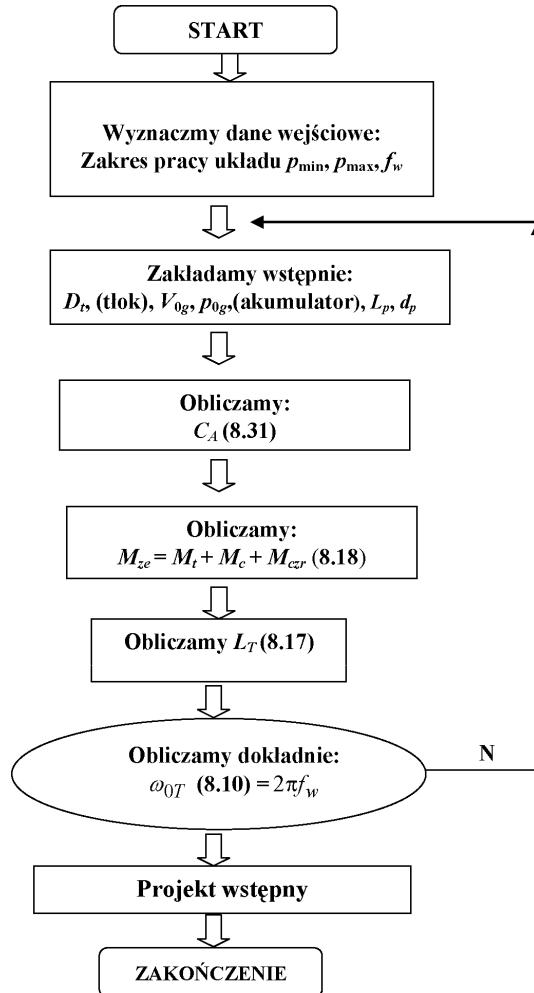
Na rysunku 11.9 pokazano algorytm projektowania tłumika czynnego.

11.5. Długość rezonansowa przewodów hydraulicznych

Ogólnie, na podstawie przeprowadzonych badań ciśnienia i hałasu można stwierdzić, że częstotliwość, gdy poziom ciśnienia akustycznego i hałasu osiąga największe wartości, pokrywa się z częstotliwością, gdy amplituda pulsacji ciśnienia osiąga najwyższy poziom. Zwiększenie amplitudy pulsacji ciśnienia obserwuje się też w przypadku, gdy długość przewodów hydraulicznych przyjmuje długość rezonansową.

Z analizy transmitancji (3.83), po określeniu długości fali ciśnienia λ_f jako stosunek prędkości propagacji c_o tej fali do częstotliwości wymuszeń f_w i korzystając z zależności $\lambda_f = 2\pi c_o / \omega$ wyznacza się warunek powstawania pierwszego rezonansu w przewodzie hydraulicznym dla modelu bezstratnego:

$$\frac{L}{\lambda_f} = \frac{1}{4} \quad (11.1)$$



Rys. 11.9. Algorytm projektowania tłumika czynnego

Po uwzględnieniu tego warunku oraz faktu, że prędkość rozprzestrzeniania się fali ciśnienia według [238] określa zależność:

$$c_o = \frac{\omega}{\text{imag}(\Gamma(j\omega))} \quad (11.2)$$

można wyznaczyć długość rezonansową L_R przewodu:

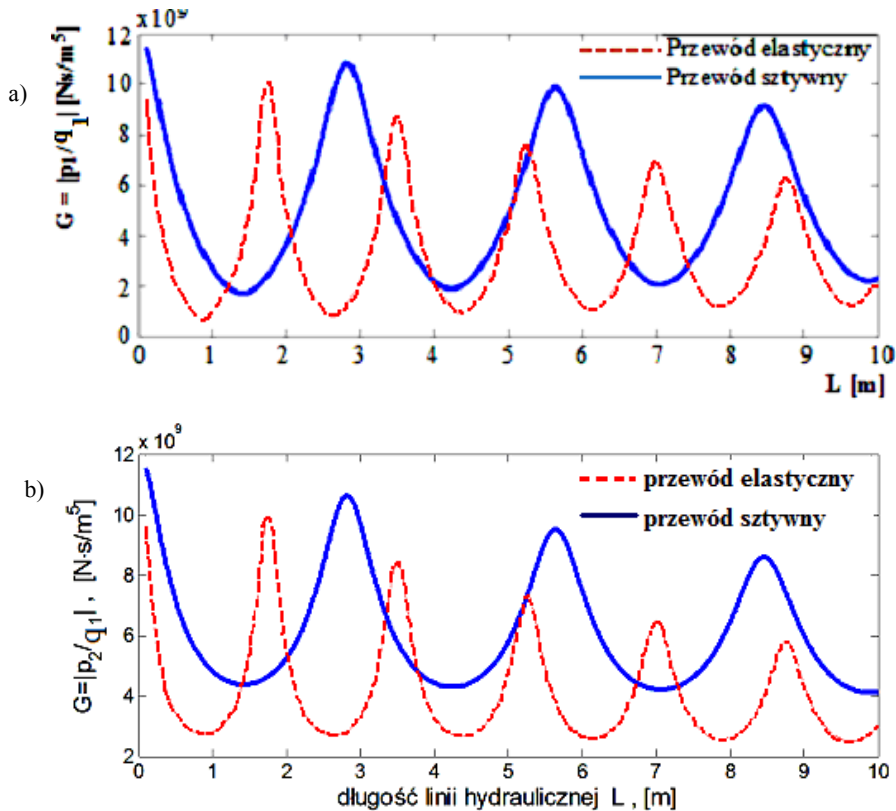
$$L_R = \frac{2\pi}{4 \cdot \text{imag}(\Gamma(j\omega))} \quad (11.3)$$

gdzie: imag – część urojona, $\Gamma(j\omega)$ – operator propagacji, który może być przedstawiony jako:

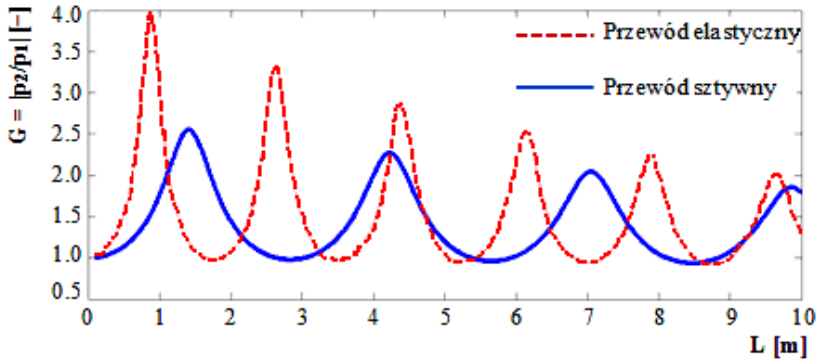
$$\Gamma(j\omega) = j \frac{\omega}{c_o} \Psi_z \quad (11.4)$$

W przypadku linii bezstratnej operator Ψ_z określający wpływ lepkości (11.4) przyjmuje wartość 1, natomiast w przypadku quasi-ustalonych strat tarcia i niestacjonarnych strat tarcia w obliczeniach operatora Ψ_z należy korzystać z zależności (3.68)–(3.77).

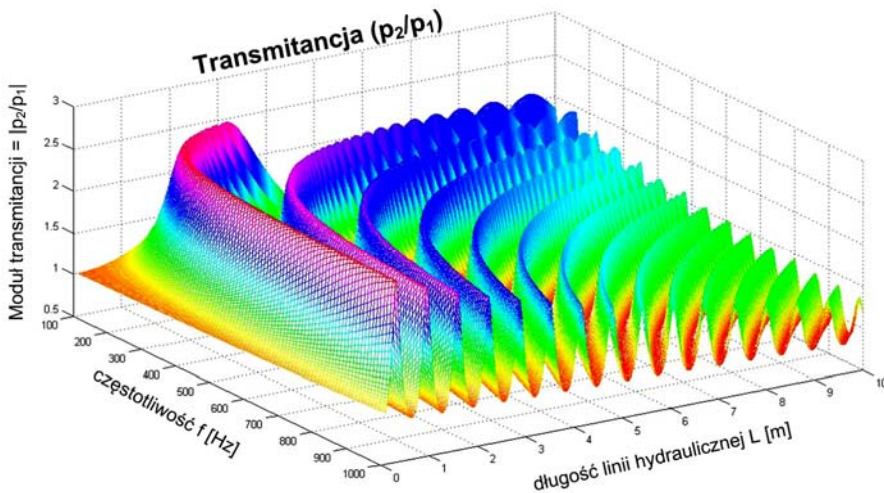
W celu zobrazowania występujących rezonansów w zależności od długości przewodu przeprowadzono symulacje numeryczne układu hydraulicznego, schematycznie przedstawionego na rysunku 6.3, według zależności (3.81), (3.82), (3.84), przyjmując model tarcia niestacjonarnego pokazanego na rysunkach 11.10–11.12.



Rys. 11.10. Moduły transmitancji G w funkcji długości przewodu L dla częstotliwości wymuszeń $f = 222$ Hz. $c_{oel} = 800$ m/s przewód elastyczny, $c_{oszt} = 1288$ przewód sztywny: a) początek przewodu, b) koniec przewodu, model niestacjonarnych strat tarcia



Rys. 11.11. Moduły transmitancji G w funkcji długości przewodu L dla częstotliwości wymuszeń $f = 222$ Hz, model nie stacjonarnych strat tarcia



Rys. 11.12. Moduł transmitancji w funkcji długości przewodu L i częstotliwości f [Hz], przypadek przewodu sztywnego $c_o = 1288$ m/s, model niestacjonarnych strat tarcia

W opracowaniu przedstawiono sposób obliczania rezonansu hydraulicznego w układach z hydrauliczną linią długą. Do obliczeń posłużono się metodą macierzową, w której użyto modelu niestacjonarnego strat tarcia. Taki sposób opisu traktuje przewód jako tzw. czwórnik hydrauliczny. Układ hydrauliczny z zadaniem obciążeniem, wyrażonym w postaci impedancji końcowej przedstawiany jest w postaci tzw. jednowrotnika, który posłużył do wyznaczania transmitancji operatorowych układu.

W celu zobrazowania zależności długości linii hydraulicznej od występowania rezonansu hydraulicznego przeprowadzono obliczenia numeryczne dla określonej częstotliwości wymuszeń generatora nateżenia przepływu. Wyniki wskazują, iż dla modelu bezstratnego, pierwszy rezonans występuje przy stosunku długości przewodu do długości propagującej w nim fali ciśnienia równym $1/4$ ($L/\lambda_f = 1/4$). Objawia się to

maksymalną amplitudą pulsacji ciśnienia przy odbiorniku w stosunku do pulsacji na początku przewodu. Maksymalne wartości transmitancji (3.81) i (3.84) i maksymalne amplitudy pulsacji ciśnienia występują wtedy gdy $L = \lambda_f / 2$, przyjmując model linii bezstratnej. W zależności od przyjętego modelu tarcia wyniki określające długość przewodu hydraulicznego, gdy zachodzi rezonans dla częstotliwości wymuszeń $f_1 = 222$ Hz różnią się o kilka centymetrów między sobą.

Dla danych parametrów układu, przedstawionych w rozdziale 5, długość przewodu przy której dojdzie do pierwszego rezonansu, wynoszą dla przewodu sztywnego $c_o = 1288$ m/s i elastycznego ($c_o = 800$ m/s) odpowiednio:

$L_{R_n} \approx 1,41$ m (0,86 m) – w przypadku uwzględnienia niestacjonarnych strat tarcia,

$L_{R_q} \approx 1,43$ m (0,88 m) – w przypadku uwzględnienia quasi-ustalonych strat tarcia,

$L_{R_b} \approx 1,47$ m (0,90 m) – dla modelu linii bezstratnej.

Różnice w długościach rezonansowych pomiędzy modelem linii bezstratnej a modelem linii z uwzględnieniem tarcia niestacjonarnego rosną w miarę wzrostu lepkości cieczy.

W projektowaniu hydrostatycznych układów napędowych należy unikać stosowania długości rezonansowych przewodów hydraulicznych.

11.6. Podsumowanie i kierunki dalszych badań

Praca niniejsza stanowi podsumowanie wieloletnich prac autora prowadzonych w ramach badań własnych realizowanych w projektach badawczych: nr 5 TO7B 011 25 pod tytułem „Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jako filtr akustyczny układów hydraulicznych” oraz nr NN504 345936 pod tytułem „Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych” Zamieszczone w monografii wyniki analiz teoretycznych i badań doświadczalnych pozwalają na sformułowanie pewnych spostrzeżeń i wniosków oraz sugerować kierunki dalszych badań w zakresie redukcji pulsacji ciśnienia i hałasu w hydrostatycznych układach napędowych.

Podstawowym celem przedstawionej pracy jest określenie sposobu i metod obniżenia amplitudy pulsacji ciśnienia i emitowanego hałasu w hydrostatycznych układach napędowych, szczególnie maszyn roboczych ciężkich, zarówno w stanach przejściowych, jak i ustalonych w całym zakresie częstotliwości występujących wymuszeń.

Wzbudzenie hałasu w układzie hydraulicznym może odbywać się w dwojaki sposób:

- bezpośrednio – źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu, przykładem takiego źródła hałasu może być wirnik wentylatora w silniku elektrycznym napędzającym pompę.
- pośrednio – czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego, na skutek drgań powierzchni tych elementów występuje emisja hałasu.

Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym ma hałas powstający na drodze pośredniej. Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na

skutek pulsacji ciśnienia. Potwierdzeniem tej tezy jest między innymi wynik badań przedstawiony na rysunku 1.4, potwierdzający fakt koincydencji drgań przewodu hydraulicznego i pulsacji ciśnienia. W rozdziale 2 wykazano, że zjawisko pulsacji ciśnienia jest konsekwencją, z jednej strony, okresowo zmiennego natężenia przepływu czynnika roboczego, co wynika z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych pomp, z drugiej strony jest to skutek wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu hydraulicznego mocowane do różnego typu konstrukcji nośnych, na przykład – rama ładowarki. Kolejnym źródłem występowania pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest zmienny charakter obciążeń silnika hydraulicznego oraz rozruch i hamowanie. Pulsacje ciśnienia w hydrostatycznych układach napędowych wywołane zmiennym obciążeniem systemów roboczych występują w pasmie częstotliwości od 0,1 do 10 Hz (zakres infradźwięków). Natomiast pulsacje pochodzące od pompy zawierają się w pasmie częstotliwości od 50 do 1500 Hz, a nawet więcej.

Opisano analitycznie chwilową wydajność typowych pomp wyporowych na podstawie wyznaczonej względnej amplitudy nierównomierności pulsacji wydajności tychże pomp. Równania (2.8), (2.9) pozwalają uwzględnić pulsację wydajności pomp hydraulicznych dla warunków brzegowych w symulacjach przebiegów fal ciśnienia i prędkości w przewodzie hydraulicznym traktowanym jako hydrauliczna linia długa (HLD).

W maszynach i urządzeniach z napędem hydrostatycznym w badaniach doświadczalnych stwierdzono występowanie drgań mechanicznych o szerokim spektrum, w tym również poniżej 100 Hz. Drganiom tym poddawane są również zawory hydrauliczne. Wyniki zbiorcze przedstawione na rysunkach 2.20 i 2.21 wykazują, że zewnętrzne drgania mechaniczne powodują zmiany w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z badanymi zaworami. Tłumaczyć to należy tym, że częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych są zbliżone niekiedy do częstotliwości drgań własnych elementów sterujących, takich jak: suwak, grzybek, te zaś wpadają wtedy w rezonans.

Poziom hałasu w trakcie rozruchu układu hydraulicznego zależy od charakteru przebiegu ciśnienia w tej fazie. Zdeterminowane jest to wartością zredukowanego współczynnika tłumienia ζ_u opisanego wzorem (2.15). W przypadku gdy $\zeta_u < 1$, przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu ma charakter oscylacyjny z tłumieniem, a więc występuje ciśnienie p_{\max} i hałas o przebiegu niestacjonarnym i o znacznie większym natężeniu niż w ruchu ustalonym. Potwierdzają to przeprowadzone przez autora badania pokazane na rysunku 1.5.

Ze względu na wzbudzenie pulsacji ciśnienia i w konsekwencji hałasu w trakcie rozruchu układu hydraulicznego z udziałem zaworu maksymalnego, istotne znaczenie ma określenie częstotliwości własnej zaworu maksymalnego, ponieważ ten parametr jest punktem wyjścia do projektowania elementów tłumienia pulsacji ciśnienia.

Ponieważ producenci w swych katalogach nie podają wartości częstości drgań własnych zaworów maksymalnych, ograniczając się do charakterystyk statycznych, autor

monografii opracował formułę pozwalającą na podstawie charakterystyki statycznej, wymiarów geometrycznych i parametrów pracy określić częstotliwość własną zaworu jednostopniowego, ewentualnie pierwszy stopień dwustopniowego, z uwzględnieniem konstrukcji układu hydraulicznego – zależność (2.24).

W rozdziale 3 przeprowadzono analizę metod symulacji przepływów niestacjonarnych w układach hydraulicznych, wskazując, że najdogodniejsza jest metoda charakterystyk. Rozpatrzono różne modele oporów hydraulicznych w przewodach układów hydrostatycznych w przepływie niestacjonarnym poczynając od modelu bezstratnego poprzez model tarcia quasi-ustalony i model tarcia niestacjonarnego. W obliczeniach charakterystyk częstotliwościowych hydraulicznej linii długiej (HLD) lub układu hydraulicznego istotną rolę odgrywa sposób uwzględnienia wpływu lepkości czynnika roboczego. Opory tarcia uwzględnia się poprzez przyjęcie funkcji lepkości Ψ_z . Funkcja lepkości Ψ_z uwzględniająca wpływ lepkości i niestacjonarności przepływu jest funkcją częstości kołowej ω . Parametrami w tej funkcji są promień wewnętrzny przewodu R oraz lepkość kinematyczna cieczy ν . Ogólny przypadek funkcji lepkości (dla przepływu laminarnego i turbulentnego) opisany jest zależnościami (3.68)–(3.77). W celu przeanalizowania przyjętego modelu tarcia na przebieg funkcji lepkości Ψ_z przeprowadzono porównania jej przebiegu w funkcji częstości ω dla modelu linii bezstratnej z modelami quasi-ustalonego oraz niestacjonarnego tarcia, jako parametr występuje promień R rurociągu i współczynnik lepkości kinematycznej ν , przedstawiono to na rysunkach 3.6–3.13.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że przebiegi funkcji uwzględniających lepkość wraz ze wzrostem częstości zbliża się asymptotycznie do modelu linii bezstratnej, a więc wpływ lepkości zanika. Największe rozbieżności pomiędzy modelem niestacjonarnego i quasi-ustalonego tarcia są w zakresie średnich i małych częstości, szczególnie dla mniejszych promieni przewodu hydraulicznego, a więc w układach mikrohydraulicznych. Przykładowo dla promienia $R = 2$ mm i lepkości $\nu = 40 \cdot 10^{-6}$ m²/s o częstości $\omega = 100$ rad/s różnica pomiędzy wartością modułu funkcji lepkości dla linii bezstratnej a modelem niestacjonarnego tarcia wynosi 25%, w przypadku przyjęcia quasi-ustalonych strat tarcia różnica ta wynosi 12%. Jeszcze większe różnice występują w przypadku wzrostu lepkości. Mniejsze różnice w wartości funkcji lepkości występują przy wzroście promienia przewodu, aczkolwiek nie do pominięcia w analizie zjawisk dynamicznych w HLD.

W symulowaniu przepływów niestacjonarnych ważnym parametrem wpływającym, w istotny sposób, na rezultat ostateczny jest wartość prędkości propagacji fali ciśnienia oraz charakter przepływu. W związku z tym rozdziały 4 i 5 zawierają wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych charakteru przepływu niestacjonarnego i ustalonego w przewodach i elementach hydraulicznych (rozdział 4) i prędkości propagacji fali ciśnienia w zależności od rodzaju materiału przewodu (rozdział 5). Badania numeryczne według opracowanych algorytmów metodą charakterystyk i eksperymentalne stanów nieustalonych, występujących często w układach rzeczywistych, spowodowanych skokowym wzrostem obciążenia odbiornika hydraulicznego zamieszczono w rozdzia-

le 6. Celem tych badań było, między innymi, zweryfikowanie przyjętego modelu tarcia w przepływach niestacjonarnych, aby uściślić modele matematyczne biernych tłumików pulsacji ciśnienia. Z badań tych wynika, że istnieje wpływ rodzaju przewodów na przebieg ciśnienia i prędkości w HLD. Średnica (wewnętrzna) przewodu hydraulicznego wpływa istotnie na parametry przepływu niestacjonarnego w układzie hydraulicznym. Ze względu na małą średnicę przewodu (w analizowanym przykładzie $D = 9$ mm) mamy do czynienia, co należy podkreślić, z dużym tłumieniem przebiegu, a co za tym idzie znacznie skróconym czasem pulsacji przepływu (zmiany prędkości przepływu szybko zanikają).

W przewodzie elastycznym, z powodu większej pojemności, pulsacje prędkości przepływu są zwiększone (natężenia przepływu), jeśli gwałtownie wzrasta opór na końcu linii hydraulicznej. W przewodzie elastycznym dochodzi do znaczącego zmniejszenia częstotliwości pulsacji ciśnienia. Jest to spowodowane większą odkształcalnością ścianek przewodu w stosunku do przewodów sztywnych, a więc zmniejszonym zastępczym modułem sprężystości objętościowej β_z . Oznacza to też mniejszą prędkość rozchodzenia się zaburzeń w linii hydraulicznej c_{0el} . Częstotliwość pulsacji podczas uderzenia hydraulicznego można obliczyć z zależności $f = c_0/(4L)$. Jak wynika z zamieszczonych przebiegów, pulsacja ciśnienia w stanie przejściowym zawiera się w zakresie do kilkudziesięciu Hz. Jest to szczególnie niebezpieczne ze względu na możliwość wzbudzenia niepożądanych drgań infradźwiękowych poszczególnych elementów układu hydraulicznego. Dokładniejsze odwzorowanie przebiegów rzeczywistych ciśnienia w stanie nieustalonym uzyskuje się wówczas, gdy w symulacji uwzględni się pulsację wydajności pompy wyporowej i przyjmie niestacjonarny model tarcia cieczy o ścianki przewodu.

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych i analiz teoretycznych można stwierdzić, że poziom emitowanego hałasu przez hydrostatyczne układy napędowe w trakcie stanów przejściowych zależy, w istotny sposób, od charakteru przebiegu ciśnienia w przewodzie zasilającym. W związku z tym zaproponowano sposób sterowania rozruchem przekładni hydrostatycznej eliminujący powstawanie infradźwięków i redukujący poziom hałasu globalnego. Cel ten może być zrealizowany poprzez odpowiednie ukształtowanie nadwyżki ciśnienia nad ciśnieniem ustalonym wynikającym z obciążenia odbiornika i jego parametrów geometrycznych. Rozpatrzono dwa rozwiązania łagodzące uderzeniowe zmiany ciśnienia, a tym samym redukujące hałas napędu hydrostatycznego w stanach przejściowych. W pierwszym przypadku zastosowano sterowanie w technice proporcjonalnej, drugi wariant dotyczył sterowania rozruchem rozdzielaczem konwencjonalnym i wykorzystanie zaworu rozruchowego własnej konstrukcji. Można to osiągnąć poprzez instalowanie w odgałęzieniu przewodu tłoczego zaworu dławiącego proporcjonalnego i zastosowaniu odpowiedniego algorytmu sterowania polem powierzchni szczeliny dławiącej w tym zaworze. Sterowanie rozruchem polega na zmianie powierzchni przepływu szczeliny dławiącej, w funkcji czasu, w zaworze umieszczonym równolegle. Miarą tych zmian jest współczynnik sterowania określony wyrażeniem (7.8). Aby uzyskać najkorzystniejszy przebieg ciśnienia pod względem najmniejszej wartości maksymalnego ciśnienia chwilowego oraz najkrót-

szego czasu rozruchu, należy dążyć do możliwie „płaskiego” przebiegu ciśnienia. Jest to możliwe, korzystając z proporcjonalnego zaworu dławiącego połączonego równolegle oraz stosując specjalny rodzaj przesterowania scharakteryzowany trzema parametrami: t_1 , t_2 , w_1 , pokazanymi na rys. 7.2. Dobierając odpowiednio parametry rozruchu, można wpływać na wartość ciśnienia maksymalnego i czas rozruchu, a tym samym na poziom hałasu.

W celu obniżenia hałasu impulsowego występującego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej należy dążyć do obniżenia wartości ciśnienia p_{\max} – maksymalnego.

Jednym z efektywnych sposobów w sterowaniu rozdzielaczami konwencjonalnymi jest zwiększenie przecieków poprzez zastosowanie zaworu rozruchowego, opisanego w rozdziale 7, który upuszcza pewną część cieczy w trakcie rozruchu, natomiast podczas pracy ustalonej pozostaje zamknięty i nie pogarsza sprawności wolumetrycznej układu. Parametry rozruchu można kształtować poprzez odpowiedni dobór kryz dławiających w proponowanym zaworze rozruchowym.

Obniżenie amplitud pulsacji ciśnienia prowadzi do zmniejszenia hałasu poszczególnych elementów układu, zapewniając równocześnie podniesienie ich trwałości. Jednym ze skutecznych sposobów ograniczenia pulsacji, a tym samym zmniejszenia hałasu hydrostatycznego układu napędowego jest stosowanie tłumików pulsacji ciśnienia.

W rozdziale 8, dotyczącym sposobów obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych, przedstawiono modele matematyczne szerokopasmowych tłumików pulsacji ciśnienia w wersji rozbudowanej i uproszczonej, według własnego rozwiązania patentowego, skutecznych w szerokim zakresie częstotliwości wymuszeń: zarówno w zakresie infradźwięków, jak i słyszalnym, w stanach ustalonych i przejściowych. Zaprezentowano wyniki badań laboratoryjnych – hydraulicznych dotyczących wpływu poszczególnych szerokopasmowych tłumików na redukcję wahań ciśnienia, a także wyniki badań akustycznych potwierdzających skuteczność przedstawionych metod obniżenia poziomu hałasu w układach hydraulicznych maszyn roboczych ciężkich.

W celu zmniejszenia amplitud pulsacji ciśnienia w układzie, oprócz metod czynnych ingerujących w samym źródle hałasu, stosuje się bierne tłumiki pulsacji ciśnienia typu refleksyjnego. Zasada działania tych tłumików opiera się na interferencji fali ciśnienia pochodzącej od pompy z falą ciśnienia odbitą od tłumika i biegnącą w kierunku przeciwnym. Schematy analizowanych tłumików pokazano na rysunku 9.1 z zaznaczonymi wymiarami charakterystycznymi zapewniającymi maksymalną skuteczność w procesie redukcji amplitud wahań ciśnienia. Wymiary te w literaturze przedmiotu określono na podstawie modeli matematycznych uproszczonych opracowanych dla cieczy idealnej. W celu uściślenia modeli matematycznych tłumików biernych zastosowano w opisie impedancji tych tłumików, będącej podstawą ich wymiarowania, model strat niestacjonarnych poprzez wykorzystanie funkcji lepkości Ψ_z . W wyniku przeprowadzonych symulacji i analiz, potwierdzonych empirycznie, zaproponowano nowy sposób wymiarowania tłumików typu odgałęźny i by-pass prowadzący się do

uwzględniania niestacjonarnych oporów przepływów pulsacyjnych lub oscylacyjnych. Zarówno te zabiegi, jak i przeprowadzona analiza miejsca instalacji tłumika w układzie hydraulicznym zwiększają skuteczność tłumików biernych w warunkach rzeczywistych w stosunku do modeli przyjętych dla cieczy idealnej.

W celu określenia skuteczności działania tłumików biernych w procesie ograniczenia emisji hałasu maszyny roboczej ciężkiej przeprowadzono badania na obiektach rzeczywistych. W związku z tym do badań przyjęto ładowarkę kołową Ł-34 produkcji huty Stalowa Wola i żuraw samochodowy typu DSO 182 T produkcji Famaba Głogów. Po uwzględnieniu przedstawionych wyników pomiarów hałaśliwości i pulsacji ciśnienia, przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych, przyjęto do badań weryfikacyjnych na obiektach rzeczywistych tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym charakteryzujący się dużą skutecznością i stosunkowo niewielkimi wymiarami geometrycznymi umożliwiającymi montaż tłumika w istniejącym układzie hydraulicznym. Największy wpływ zamontowanego tłumika komorowego w układzie hydraulicznym mechanizmów roboczych ładowarki Ł-34 zaobserwowano w kabinie operatora, gdzie obniżenie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego wynosiło 8 dB(A). Stosowanie tłumików biernych, w tym szczególnie typu szerokopasmowych, prowadzi do redukcji amplitud pulsacji ciśnienia i hałasu układu hydraulicznego w układach rzeczywistych maszyn roboczych, eliminując także źródło hałasu infradźwiękowego. Wyciszenie układów mikrohydraulicznych za pomocą odpowiednio zwymiarowanych tłumików komorowych pulsacji ciśnienia jest też realne.

W obszarze obniżenia pulsacji ciśnienia i hałaśliwości układów hydraulicznych istnieje jeszcze wciąż sporo zagadnień wymagających szczegółowej identyfikacji i opisanie, a następnie usystematyzowania. Za szczególnie istotne, bez stosowania gradacji ważności problemu, uznawane są:

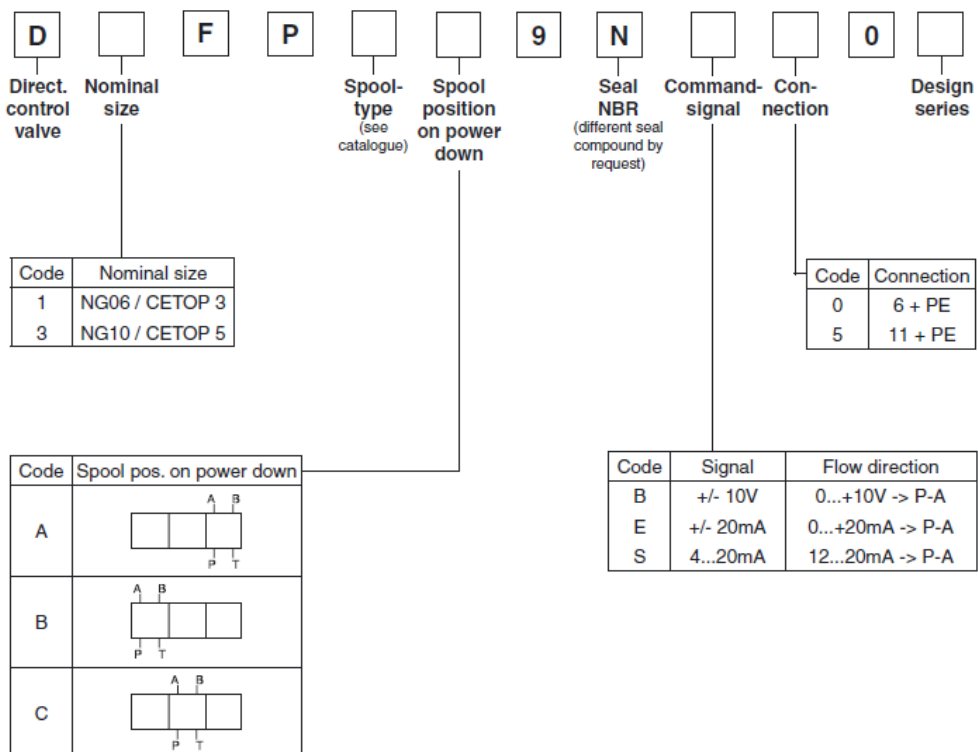
- identyfikacja źródeł i drogi przekazywania drgań dźwiękotwórczych w układach hydraulicznych,
- prace rozwojowe nad konstrukcjami pomp wyporowych z minimalną pulsacją wydajności,
- eliminacja wymuszeń zewnętrznych na elementy hydrauliczne poprzez odpowiedni dobór wibroizolatorów za pomocą których montowane będą wszelkiego typu zawory do konstrukcji maszyny roboczej,
- prace rozwojowe nad konstrukcjami tłumików pulsacji ciśnienia ze szczególnym uwzględnieniem pulsacji niskoczęstotliwościowej jako źródło infradźwięków.

Załącznik 1. Program HydroSter

W ramach monografii wykonano specjalistyczne oprogramowanie sterujące zaworem *DF plus* o symbolu producenta: D1FPE01MC9NB00. Dekodując powyższą formułę zgodnie z rys. 1, otrzymuje się następujące parametry sterujące zaworem:

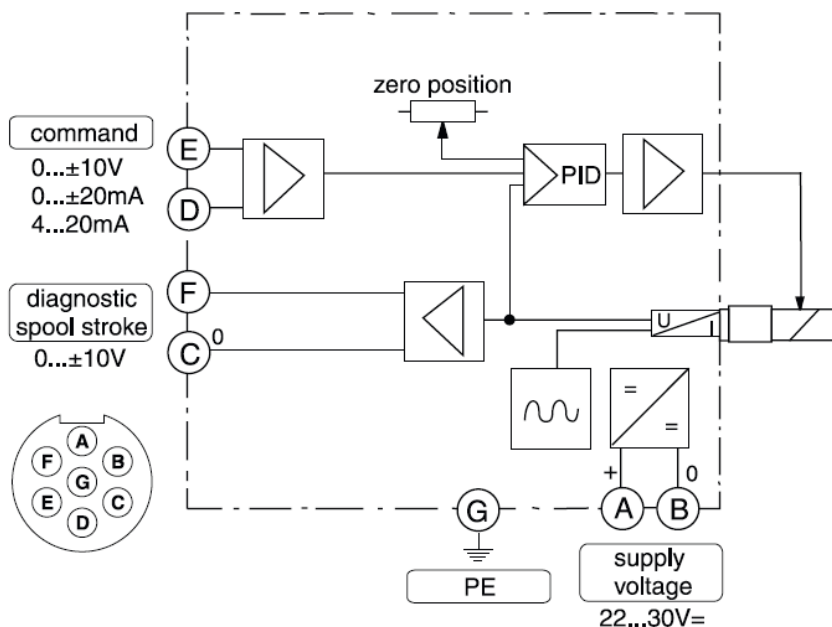
- Command Signal B – ± 10 V,
- Connection – 6 + PE

co oznacza, że sygnał sterujący może zmieniać się w przedziale $\langle -10, 10 \rangle$ wolt, a złącze jest 7-pinowe (6 żył sygnałowych i PE – uziom).



Rys. 1. Sposób dekodowania parametrów zaworu hydraulicznego

Schemat elektryczny zaworu hydraulicznego znajduje się na rysunku 2. Przedstawiono na nim wyprowadzenia sygnałów elektrycznych dla posiadanej wersji.



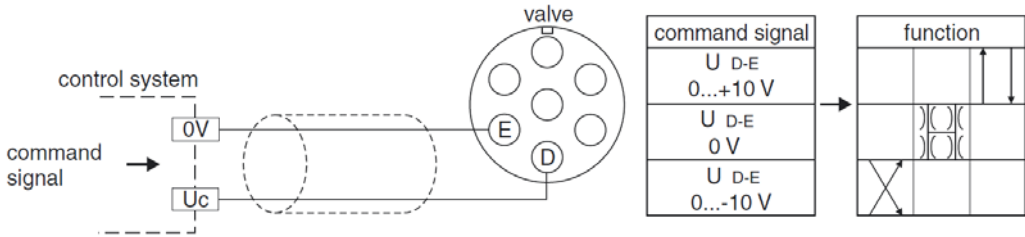
Rys. 2. Schemat elektryczny zaworu hydraulicznego

Zgodnie ze schematem podłączono odpowiedni przewód do złącza i przydzielono poszczególnym pinom następujące kolory:

- A – zasilanie – czerwony,
- B – zero – biały i brązowy,
- C – zero – żółty,
- D – sygnał sterujący – szary,
- E – zero – różowy,
- F – sygnał diagnostyczny – zielony,
- G – uziemienie – niebieski.

Napięcie zasilania to prąd stały w zakresie 22–30 V o poborze ciągłego prądu 3,5 A (piny A i B). Schemat podłączenia sygnału sterującego oraz sposób sterowania przedstawiono na rys. 3.

**Wiring diagram of voltage command input +10...0...-10 V
Code 0 (6 + PE)**

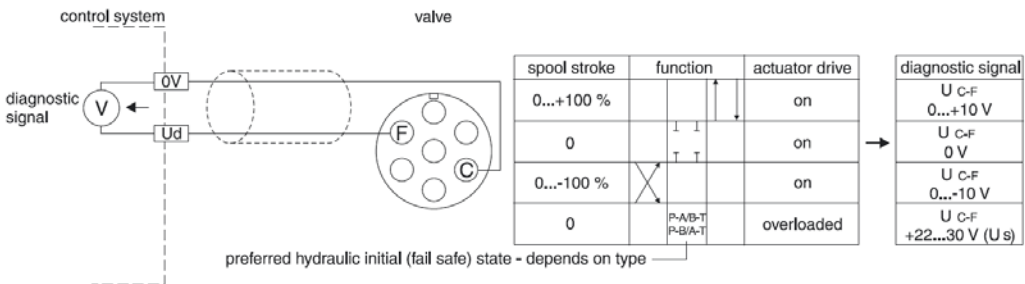


Rys. 3. Sposób podłączenia sygnału sterującego

Pin D stanowi podłączenie sygnału sterującego bipolarnego ‘Uc’ wejściowy, a ‘zero’ stanowi sygnał odniesienia pin E. Sygnał ten można zmieniać w granicach dozwolonych napięć ± 10 V.

Sposób podłączenia sygnału diagnostycznego (zwrotnego) umieszczono na rys. 4.

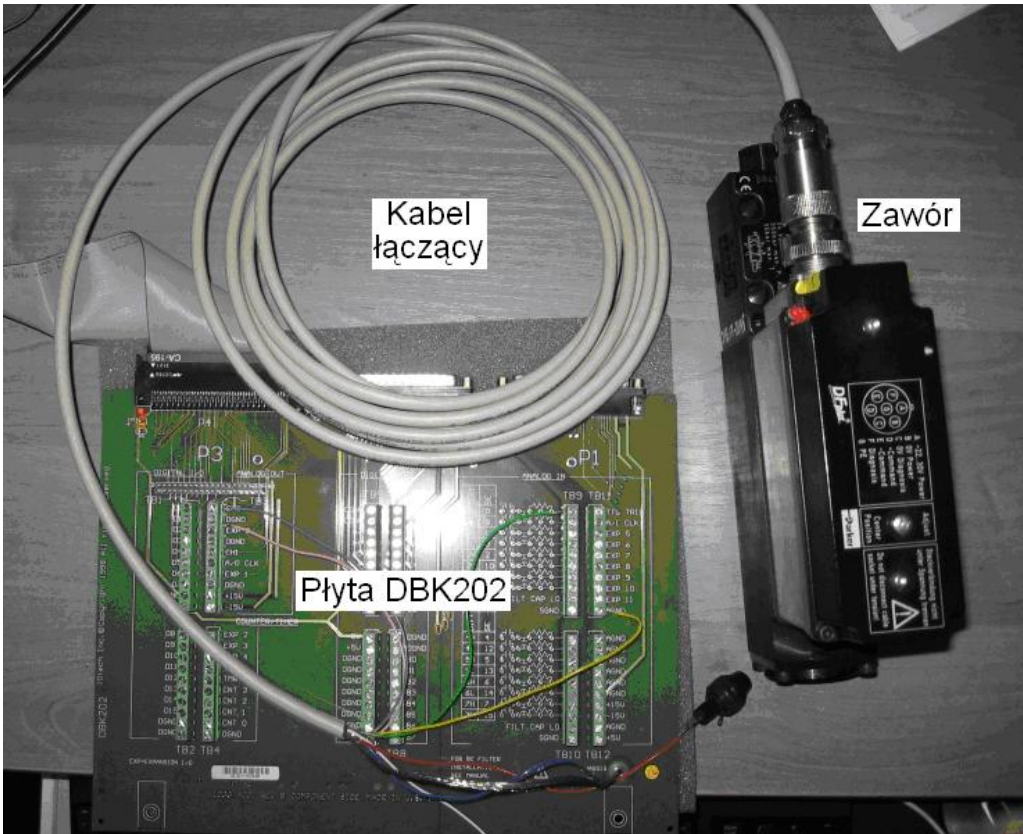
**Wiring diagram of diagnostics output
Code 0 (6 + PE)**



Rys. 4. Sposób podłączenia sygnału diagnostycznego

W przypadku sygnału diagnostycznego pin C stanowi sygnał odniesienia ‘zero’, a pin E sygnał diagnostyczny bipolarny ‘Ud’ wyjściowy. Sygnał ten zmienia się w granicach ± 10 V.

Sposób połączenia układu sterującego z zaworem hydraulicznym zostało wykonane za pomocą wiązki 7 żył w osłonie wykonanej z siatki stalowej w celu filtracji sygnałów zakłócających z zewnątrz. Układ zaworu hydraulicznego został połączony za pomocą złącza i kabla z układem sterującym (rys. 5). Układ sterujący stanowi: a) karta pomiarowa Iotech DaqBoard2000 zainstalowana w komputerze PC (niewidoczny na rysunku); b) płyta podłączeniowa DBK202; c) kabel łączący. Natomiast układem sterowanym jest zawór hydrauliczny ze zintegrowanym układem kontrolnym.



Rys. 5. Schemat podłączenia układu zaworu hydraulicznego do układu sterującego

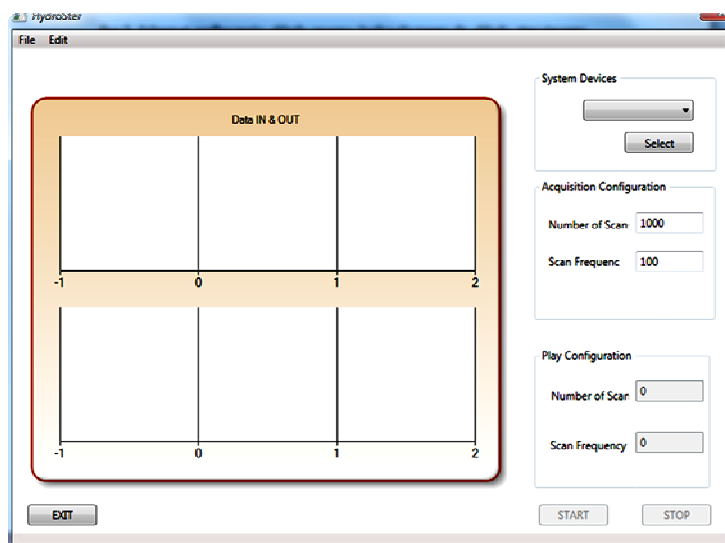
Sterowanie zaworem hydraulicznym DF plus polega na generowaniu odpowiedniego sygnału sterującego i podawaniu na piny E i D. Sygnał ten może mieć dowolny przebieg wygenerowany przez użytkownika. Aby umożliwić podawanie dowolnego przebiegu czasowego wygenerowanego przez użytkownika niezbędne jest zastosowanie przetwornika cyfrowo-analogowego C/A. Sygnały które przygotowuje użytkownik odtwarzane są z zadaną częstotliwością poprzez przetwornik C/A. Sygnał diagnostyczny jest sygnałem wyjściowym z zaworu hydraulicznego i wymaga przetwornika analogowo-cyfrowego A/C. Dzięki temu sygnały analogowe są kwantowane w odpowiednim czasie na cyfrowy odpowiednik.

Do takiego zadania wykorzystano zintegrowaną kartę pomiarową A/C i C/A firmy *IOtech DaqBoard2000*. Ma ona 2 przetworniki C/A 16-bitowe z możliwością odtwarzania 100 kHz oraz 16 wejść A/C 16 bitowych z częstotliwością próbkowania 200 kHz.

W celu umożliwienia użytkownikowi ładowania i odtwarzania przez siebie przygotowanych sygnałów sterujących oraz zapisu odpowiedzi na te sygnały stworzono aplikację sterującą o nazwie *HydroSter*. Aplikacja integruje w sobie interfejs użytkownika oraz interfejs karty pomiarowej. Aplikację napisano w środowisku *Visual Studio 2008*

firmy Microsoft w języku C#. Wykorzystano technologię *Windows Presentation Foundation* (WPF) do budowy interfejsu użytkownika. Producent karty pomiarowej zapewnił odpowiednie sterowniki i komponenty w technologii .Net umożliwiające integrację w języku C#.

Aplikacja została podzielona na dwa obszary: część lewa umożliwia obserwowanie i edycję sygnału sterującego oraz zapis do pliku sygnału diagnostycznego. Z prawej strony mamy możliwość wybrania odpowiedniej karty pomiarowej, ustalenia parametrów akwizycji sygnału diagnostycznego oraz podgląd w parametry sygnału sterującego. Główne okno aplikacji przedstawiono na rys. 6.



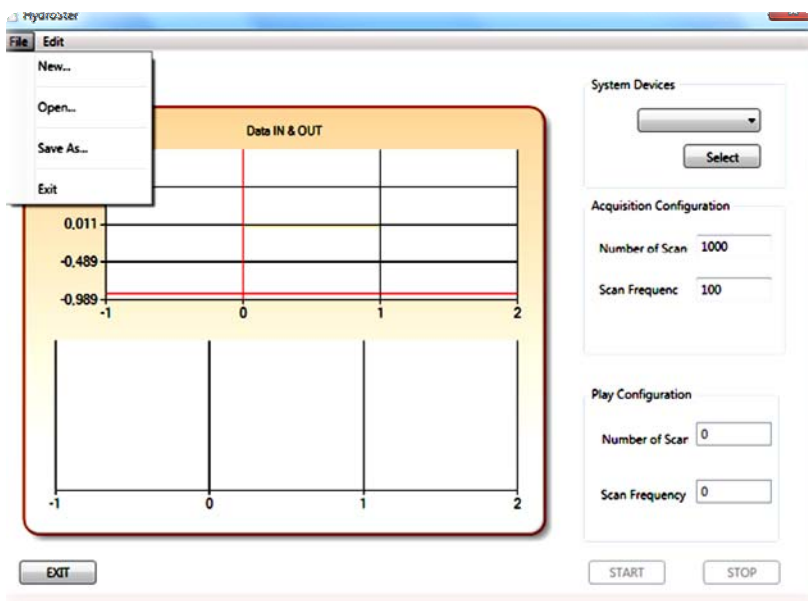
Rys. 6. Aplikacja *HydroSter*

W kontrolce „System Devices” jest możliwość wyboru karty pomiarowej ze względu na możliwość instalacji kilku kart. Należy wybrać właściwą kartę pomiarową i wcisnąć przycisk „Select”, to zatwierdza i otwiera kartę do pomiaru.

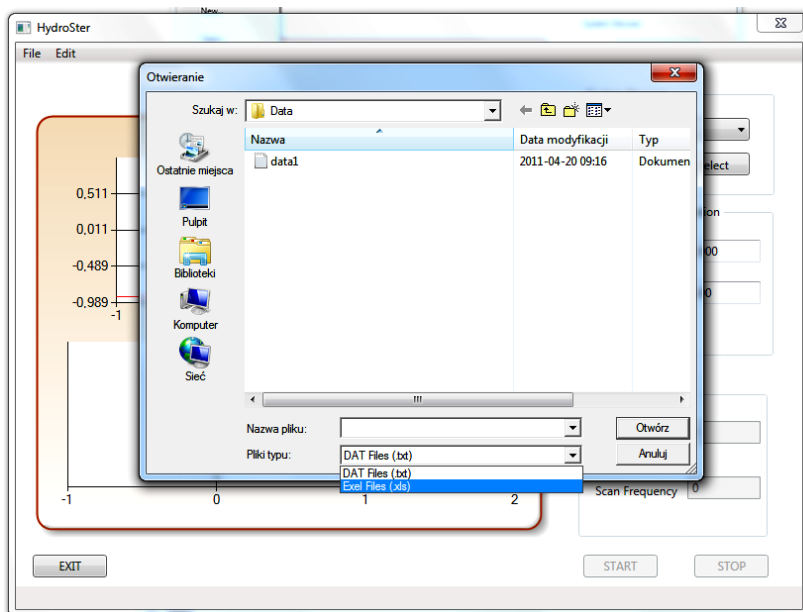
Kontrolka „Acquisition Configuration” umożliwia ustawienie parametrów próbkowania i liczby próbek sygnału diagnostycznego. Ustalając odpowiednią liczbę próbek oraz częstotliwość próbkowania, określa się w ten sposób czas trwania pomiaru.

Kontrolka „Play Configuration” jest kontrolką tylko do odczytu i zawiera informacje o częstotliwości odtwarzania i liczbie próbek sygnału sterującego. W przypadku ustawienia parametrów akwizycji trwających dłużej niż sygnał sterujący, następuje cykliczne odtwarzanie sygnału sterującego, tak długo, aż skończy się czas akwizycji sygnału diagnostycznego. Na rysunku 7 przedstawiono menu główne, w którym jest możliwość wyczyszczenia wykresów i wyzerowania wszystkich danych NEW, OPEN umożliwia załadowanie dwukolumnowego pliku tekstowego lub excelowego o dowolnej liczbie wierszy (rys. 8). Pierwsza kolumna zawiera kwanty czasowe, w których ma zostać odtworzony sygnał sterujący, druga kolumna zawiera amplitudę sygnału steru-

jącego w przedziale ± 10 V. Opcja „Save As” umożliwia zapis przetworzonego sygnału diagnostycznego do pliku tekstowego o dwóch kolumnach i dowolnej liczbie wierszy. Ostatnia opcja umożliwia zamknięcie aplikacji.

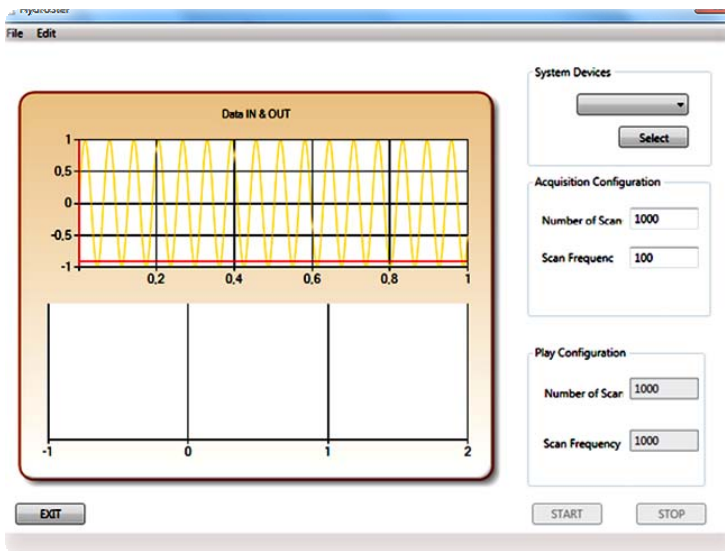


Rys. 7. Menu główne

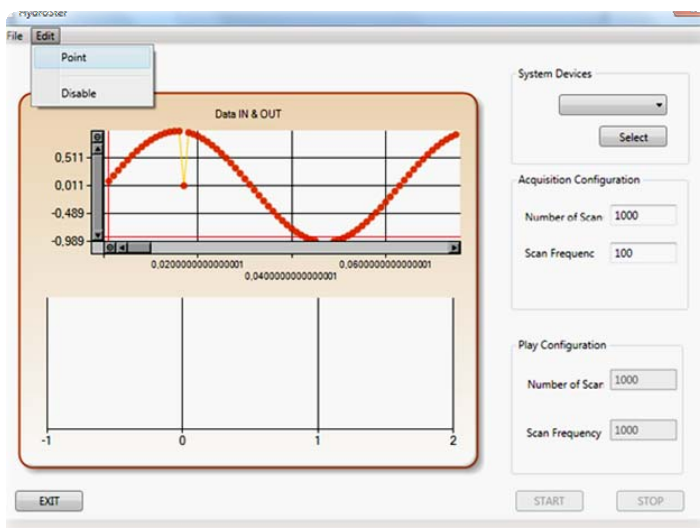


Rys. 8. Otwarcie pliku sterującego tekstowego lub excelowego

Lewa strona aplikacji została podzielona na dwa wykresy. Górny wykres reprezentuje sygnał sterujący OUT, dolny reprezentuje sygnał diagnostyczny IN. Na wykresach istnieje możliwość przewijania po osiach, zoomowania w dowolnie wybranym obszarze wykresu (rys. 9).



Rys. 9. Załadowany sygnał sterujący

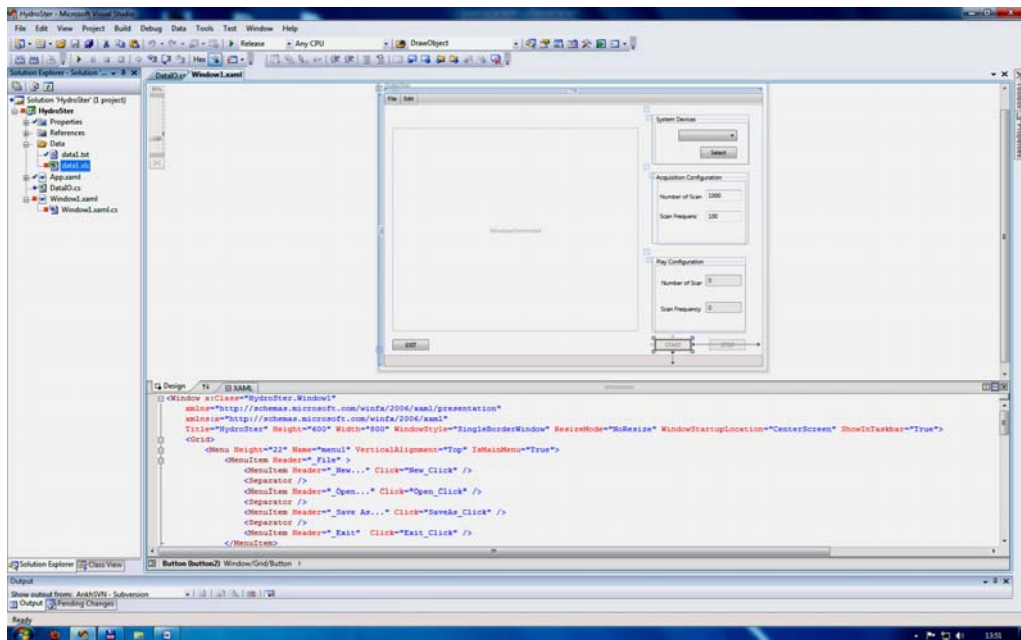


Rys. 10. Edytowanie sygnału sterującego

Dodatkowo w menu głównym dodano opcje EDIT umożliwiającą edycje wykresu sterującego (rys. 10). Po wybraniu opcji POINT otrzymuje się uaktywnione punkty sterujące i możliwość zmiany ich wartości. Po zakończeniu edycji należy wyłączyć edycję poprzez opcję DISABLE, co powtórnie umożliwi przewijanie i zoomowanie.

Aplikacja została przetestowana w środowisku Windows XP oraz Windows 7. Pod Windows XP konieczne jest zainstalowanie .NET w wersji 3.5, aby była możliwość uruchomienia aplikacji.

Tworzenie aplikacji w środowisku Visual Studio 2008 .NET 3.5 umożliwia wykorzystanie wielu technologii w celu stworzenia interfejsu graficznego z użytkownikiem (GUI – *Graphic User Interface*). Do dyspozycji mamy takie technologie, jak *Windows Form* (WF) lub *Windows Presentation Foundation* (WPF). Ta ostatnia technologia jest najbardziej zaawansowana i ją zastosowano. W środowisku Visual Studio z utworzonym projektem w technologii WPF, jest dostęp do kilku dodatkowych narzędzi, np.: modułu tworzenia GUI, umożliwiającego w sposób graficzny zaprojektowanie i rozmieszczenie na ekranie poszczególnych kontroltek. Za pomocą kontroltek użytkownik wchodzi w interakcję z użytkownikiem. Oprócz kreatora GUI jest możliwość ręcznego kodowania zawartości ekranu w języku XAML (rys. 11).



Rys. 11. Widok kreatora oraz edytora GUI

Plik XAML możliwy jest do edytowania w różnych środowiskach programistycznych, co zwiększa możliwości niezależnej pracy programisty i grafika komputerowego. Fragment listingu interfejsu użytkownika zamieszczono poniżej:

```

<Window x:Class="HydroSter.Window1" -- Tu tworzymy główna klasę okna
  xmlns="http://schemas.microsoft.com/winfx/2006/xaml/
  presentation"
  xmlns:x="http://schemas.microsoft.com/winfx/2006/xaml"
  Title="HydroSter"          Height="600"          Width="800"          Win-
  dowStyle="SingleBorderWindow"  ResizeMode="NoResize"  WindowStartupLoca-
  tion="CenterScreen" ShowInTaskbar="True">
<Grid>
  <Menu Height="22" Name="menu1" VerticalAlignment="Top" IsMain-
  Menu="True"> -- Główne górne menu
    <MenuItem Header="_File" > -- Zakładka "FILE"
      <MenuItem Header="_New..." Click="New_Click" /> -- Opcja "NEW"
      <Separator /> -- Separator pomiędzy opcjami
      <MenuItem Header="_Open..." Click="Open_Click" />
      <Separator />
      <MenuItem Header="_Save As..." Click="SaveAs_Click" />
      <Separator />
      <MenuItem Header="_Exit" Click="Exit_Click" />
    </MenuItem>
    <MenuItem Header="_Edit" > -- Zakładka "EDIT"
      <MenuItem Header="_Point" Click="Point_Click" />
      <Separator />
      <MenuItem Header="_Disable" Click="Disable_Click" />
    </MenuItem>
  </Menu> -- Koniec tworzenia górnego menu
  <GroupBox Header="System Devices" HorizontalAlignment="Right"
  -- Kontrolka od wybory karty pomiarowej
  Margin="0,43,27.151,417.268" Name="groupBox1" Width="200.06">
    <Grid Height="85.74" Name="grid1" Width="192.915">
      <ComboBox Height="23" Margin="48.586,14.29,24.293,0"
      Name="comboBox1" VerticalAlignment="Top" /> -- Kontrolka z listą
  dostępnych kart pomiarowych
      <Button Height="23" Margin="93.622,0,24.293,12.861" Name="button1"
      VerticalAlignment="Bottom" Click="button1_Click">Select</Button>
      -- Kontrolka akceptacji wyselekcjonowanej karty pomiarowej
    </Grid>
  </GroupBox>
  ...
  ...
  ...
</Grid>
</Window> -- Koniec pliku XAML

```

Oprócz części związanej z tworzeniem i edycją interfejsu użytkownika należało utworzyć i wypełnić funkcje obsługi zdarzeń. Funkcje obsługi zdarzeń są elementami odpowiedzi na np. naciśnięcie na ekranie buttona lub interakcja z inną kontrolką. Tworzenie funkcji zdarzeń zaczyna się w pliku XAML poprzez podanie nazwy zdarzenia, jakie kontrolka obsługuje i skojarzenie tego zdarzenia z naszą funkcją obsługującą to zdarzenie. Z podanego listingu można odczytać, iż po naciśnięciu z głównego menu zakładki FILE, opcji NEW zostanie uruchomione zdarzenie na kliknięcie słowa NEW:

```
<MenuItem Header="_File" > -- Zakładka "FILE"
    <MenuItem Header="_New..." Zdarzenie-> Click="New_Click" />
```

To spowoduje uruchomienie naszej funkcji o nazwie „New_Click” o następującej zawartości:

```
// Zerowanie danych w wykresach i w listach probek
private void New_Click(object sender, RoutedEventArgs e)
{
    timeStamp.Clear(); // Czyszczenie tablicy zawierającej odstępy kwantyzacji
    Samples.Clear(); // Czyszczenie tablicy zawierającej sample do odtworzenia
    SamplesIn.Clear(); // Czyszczenie tablicy zawierają sample sygnału diagnostycznego
    textBox3.Text = (0.0).ToString();
    textBox4.Text = (0.0).ToString();
    this.ChartIn.Series["OUT"].Points.Clear();
    this.ChartIn.Series["IN"].Points.Clear();
    this.ChartIn.Series["OUT"].Points.AddXY(0, 0);
    this.ChartIn.Series["IN"].Points.AddXY(0, 0);
    this.ChartIn.Series["OUT"].Points.AddXY(1, 0);
    this.ChartIn.Series["IN"].Points.AddXY(1, 0);
    this.ChartIn.Invalidate();
}
```

Zadaniem funkcji jest ustawienie początkowych wartości dla wybranych kontroltek. W ten właśnie sposób zapewniamy obsługę interakcji z użytkownikiem. Ważnym fragmentem programu jest obsługa karty pomiarowej. Firma IOtech dostarcza komponenty .NET umożliwiające obsługę karty w języku C#. W tym celu należy zainstalować komponent o nazwie DAQCOMLib. Jest to zbiór klas i funkcji umożliwiający nam odpowiednią konfigurację i uruchomienie karty pomiarowej. Do realizacji tego zadania musimy stworzyć następujące zmienne:

```

private DAQCOMLib.DaqSystem m_pSys;// Główna klasa przechowująca dostęp
do interfejsów
private DAQCOMLib.Acq m_pAcq;// Obiekt konfiguracji przetwarzani
private DAQCOMLib.AvailableDevices m_pSysDevices;// Obiekt przetrzymu-
jacy
listę obsługiwanych kart pomiarowych
private DAQCOMLib.IDevice m_pDev;// Referencja do karty pomiarowej
private DAQCOMLib.Config m_pConfig;//Objekt konfiguracyjny karty pomia-
rowej
private DAQCOMLib.ScanList m_pScanList;//Lista dostępnych kart pomiaro-
wych
private DAQCOMLib.IAnalogInput m_pAI;// Wybrany port A/C
private DAQCOMLib.IAnalogInputs m_pAIs;// Lista dostępnych portów A/C
private DAQCOMLib.IAnalogOutputs m_pAnalogOutputs;// Lista portów C/A
private DAQCOMLib.IAnalogOutput m_pAnalogOutput;// Wybrany port C/A
private DAQCOMLib.IOutputChannel2 m_pAnalogOutputChannel2;// Zezwala na
odpowiednie przygotowanie danych na porcie C/A
private DAQCOMLib.WaveSegments m_pWaveSegs;// Zawiera fragmenty
generowanych sygnałów
private DAQCOMLib.WaveSegment m_pWaveSeg;// Fragment sygnału
private DAQCOMLib.DynamicSignals m_pDynamicSignals;// Dodaje różne typy
private DAQCOMLib.DynamicSignal m_pDynamicSignal;// Konfiguracja
konkretnego typu sygnału

```

Zmienne te przechowują uchwyty do odpowiednich obiektów za pomocą których jest możliwość konfiguracji wyjścia C/A i wejścia A/C. Poniższy listing przedstawia inicjalizację interfejsu karty pomiarowej:

```

m_pSys = new DaqSystem();// Tworzenie obiektu bazowego dla wszystkich
kart pomiarowych
m_pAcq = m_pSys.Add(); // Pobranie referencji do dostępnych kart pomia-
rowych
m_pConfig = m_pAcq.Config;
m_pScanList = m_pConfig.ScanList;
m_pSysDevices = m_pAcq.AvailableDevices;
m_pAcq.DataStore.AutoSizeBuffers = false;
m_pAcq.DataStore.BufferSizeInScans = 100000;
for (int i = 1; i < m_pSysDevices.Count + 1; i++)
{
    comboBox1.Items.Add(m_pSysDevices[i].Name)
}

```

W celu skonfigurowania odpowiednich kanałów i wystartowania odtwarzania sygnału sterującego oraz akwizycji zwrotnego sygnału diagnostycznego, uruchamiana jest funkcja Start_Click:

```
private void Start_Click(object sender, RoutedEventArgs e) //START
{
    try
    {
        int arbSamples; // Liczba sampli do odtworzenia
        double arbTimePeriod , arbRecordingRate;// Odpowiedni okres odtwa-
rzania sygnału w sekundach; częstotliwość odtwarzania
        double Frequency ;
        int LengthInSamples ;

        arbSamples = Samples.Count;
        arbRecordingRate = System.Convert.ToDouble(textBox4.Text);
        if(arbRecordingRate == 0)
            arbRecordingRate = 1.0;
        arbTimePeriod = arbSamples / arbRecordingRate;
        if(arbTimePeriod == 0.0)
            arbTimePeriod =1.0;
        Frequency = 1.0 / arbTimePeriod;
        LengthInSamples = 100000 / (int)Frequency;

        // Jeżeli kanały są podłączone to przed konfiguracją rozłączamy
        m_pDev.DisarmOutput();
        m_pAcq.Disarm();
        m_pDev.AnalogInputs.RemoveAll();
        m_pDev.DigitalIOs.RemoveAll();
        m_pDev.AnalogOutputs.RemoveAll();

// Konfigurujemy wyjście C/A
        m_pAnalogOutput =
        _pAnalogOutputs.Add(DAQCOMLib.AnalogOutputType.aotDirect,
                            DAQCOM-
        Lib.DeviceBaseChannel.dbcDagDirectOutput0,
                            DAQCOM-
        Lib.DeviceModulePosition.dmpPosition0);

        m_pAnalogOutputChannel2 = (DAQCOM-
        Lib.IOutputChannel2)m_pAnalogOutput.Channels[1];
    }
}
```

```

m_pAnalogOutputs.OutputMode = DAQCOM-
Lib.WaveformOutputMode.womWaveSegments;
m_pAnalogOutputs.OutputClockSource = DAQCOM-
Lib.WaveformOutputClockSource.wcsDacClock;
// Wielkość bufora dla całego segmentu
m_pAnalogOutputs.OutputBufferSizeInUpdates = 100000;
// Częstotliwość odtwarzania segmentu
m_pAnalogOutputs.OutputFrequency = 100000;
m_pAnalogOutputs.OutputMode = DAQCOM
Lib.WaveformOutputMode.womWaveSegments;
m_pAnalogOutputChannel2.OutputChannelMode =
    DAQCOM-
Lib.AnalogOutputChannelMode.aomWaveform;
m_pWaveSegs = m_pAnalogOutputChannel2.WaveSegments;
m_pWaveSegs.SyncPropertyUpdates = false;

// Tworzymy segment odtwarzanego sygnału
m_pWaveSeg = m_pWaveSegs.Add();
m_pWaveSeg.LengthInSamples = LengthInSamples;
// Będzie to segment sygnału dynamicznie zmiennego
m_pDynamicSignals = m_pWaveSeg.DynamicSignals;
m_pDynamicSignal = m_pDynamicSignals.Add();
// Ustawiamy częstotliwość odtwarzania sygnału sterującego
m_pDynamicSignal.Frequency = Frequency;
// Ustawiamy współczynnik skalowania amplitudy na 1, a wartości próbek
podajemy w formacie naturalnym +/-10V
m_pDynamicSignal.Amplitude = 1;
m_pDynamicSignal.SignalType = DAQCOM-
Lib.DynamicWaveformType.wdtArbitrary;

// Tworzymy tablicę akceptowaną przez funkcję DaqCOM
System.Array buff = new float[Samples.Count];
// Przepisujemy próbki sygnału sterującego
OutputDataFormat odform = new OutputDataFormat();
    for (int i = 0; i < Samples.Count; i++)
        buff.SetValue((float)Samples[i], i);
// Przepisanie bufora tablicy do wewnętrznego bufora segmentu odtwarza-
nego sygnału
m_pDynamicSignal.PutArbitraryData(ref buff, Samples.Count, odform);
// Powtarzanie sygnału określoną liczbę razy
m_pWaveSeg.RepeatMode = DAQCOMLib.WaveSegmentRepeatMode.wrmCounted;
// liczba cykli odtwarzania 1, lecz jeżeli przedłużamy czas akwizycji
sygnału diagnostycznego liczba cykli zostanie zwiększona

```

```

m_pWaveSeg.OutputCycles = 1;
// Włączamy sygnał
m_pDynamicSignal.Enabled = true;

// Ustawiamy zegar dla odtwarzania sygnału
m_pAnalogOutputs.OutputStart = DAQCOM-
Lib.WaveformOutputStart.wstAdcClock;
    m_pAnalogOutputs.InitializeWaveformOutput();

// Konfiguracja wejścia A/C
// Ustawiamy ilość próbek które chcemy pozyskać
m_pConfig.ScanCount = System.Convert.ToInt32(textBox1.Text);

// Ustawiamy częstotliwość próbkowania sygnału diagnostycznego
m_pConfig.ScanRate = (float)System.Convert.ToDouble(textBox2.Text);
// Pobranie dostępnych kanałów A/C
DAQCOMLib.AvailableBaseChannels m_pAvailableChannels =
    m_pDev.AvailableBaseChannels;
// Ustawienie pierwszego kanału
DAQCOMLib.BaseChannel pBaseChannel = m_pAvailableChannels[1];

m_pAI = m_pAIs.Add(DAQCOMLib.AnalogInputType.aitDirect,
    pBaseChannel.BaseChannel, (DeviceModulePosition)0);
m_pAI.Channels[1].Name = "Ch 0";
m_pAI.Channels[1].AddToScanList();

// Określenia metody manualnego startu odtwarzania i próbkowania syg-
nałów
m_pAcq.Starts.get_ItemByType(DAQCOMLib.StartType.sttImmediate).UseAsAcq
qStart();
// Określenia metody manualnego stopu odtwarzania i próbkowania syg-
nałów
m_pAcq.Stops.get_ItemByType(DAQCOMLib.StopType.sptScanCount).UseAsAcqS
top();
}
// Chwywanie wyjątków które mogą powstać podczas konfiguracji np:
brak hardware
catch (Exception ex)
{
    MessageBox.Show(ex.Message);
}
// Kolejna fraza do przechwytywania wyjątków
try

```

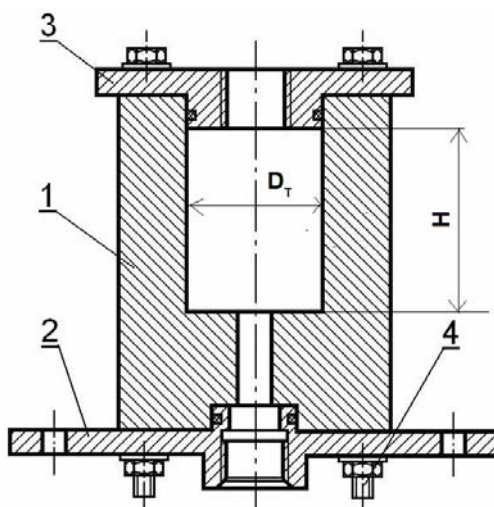


```
{
    // Testowania czy trwa akwizycja czy nie
    if (!m_pAcq.Active)
    {
        // Wystartuj akwizycje i odtwarzanie sygnałów
        m_pDev.ArmOutput();
        m_pAcq.Arm();
        timer.Start();
    }
    else
    {
        // Zatrzymaj akwizycje i odtwarzanie sygnałów
        m_pAcq.Disarm();
        m_pDev.DisarmOutput();
        timer.Stop();
    }
}
catch (Exception ex)
{
    // Chwytnie wyjątku w przypadku braku możliwości wystartowania lub
    zatrzymania karty pomiarowej
    MessageBox.Show(ex.Message);
    m_pAcq.Disarm();
    m_pDev.DisarmOutput();
}
}
```

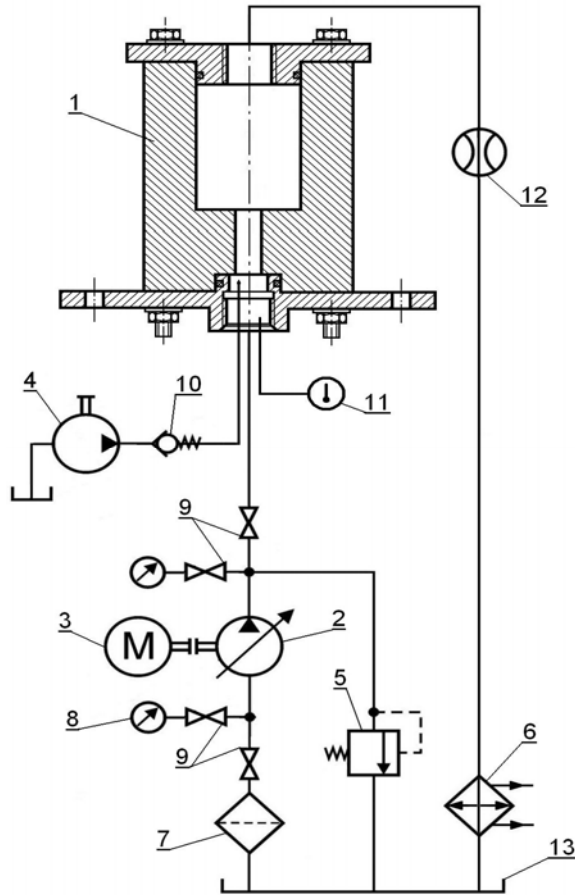
Dodatkowo, w celu przedstawienia sygnału sterującego oraz sygnału zwrotnego diagnostycznego, wykorzystano technologię *Microsoft Chart Controls for Microsoft .NET Framework 3.5*. Kontrolka ta umożliwia ustawienie dowolnego grafu z funkcjami autoskalowania, złomowania.

Załącznik 2. Charakter, opory przepływu, wiskotyczny współczynnik tarcia w komorowym tłumiku pulsacji ciśnienia

W celu określenia charakteru przepływu oraz strat przepływu, które są związane z tłumieniem w modelu matematycznym tłumików komorowych przeprowadzono badania doświadczalne na specjalnie zestawionych stanowiskach badawczych. Charakter przepływu określono w badaniach wizualizacyjnych, w których wykorzystano model tłumika komorowego, gdzie korpus wykonany był ze szkła organicznego (plexi). Model tłumika, w którym zachowano podobieństwo wymiarów geometrycznych oraz przepływów w stosunku do tłumika rzeczywistego obrazuje rysunek 12, natomiast schemat układu badawczego – rysunek 13.



Rys. 12. Przekrój osiowy modelu tłumika komorowego którego korpus wykonano ze szkła organicznego: 1 – korpus modelu zaworu z szkła organicznego, 2 – płyta dolna, 3 – płyta górna, 4 – śruby mocujące pokrywy

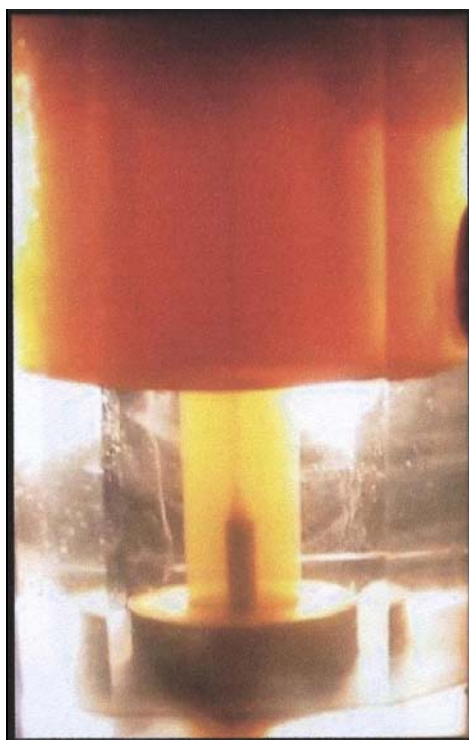


Rys. 13. Schemat hydrauliczny stanowiska badawczego do wizualizacji przepływu w tłumikach komorowych: 1 – korpus modelu tłumika wykonany z szkła organicznego, 2 – pompa wyporowa zmiennej wydajności, 3 – silnik elektryczny, 4 – pompa z napędem ręcznym, 5 – zawór bezpieczeństwa, 6 – chłodnica wodna, 7 – filtr ssawny, 8 – manowakuometr, 9 – zawór odcinający, 10 – zawór zwrotny, 11 – termometr termistorowy, 12 – przepływomierz turbinowy, 13 – zbiornik

Model tłumika, którego korpus wykonano z szkła organicznego, zasilano pompą 2 zmiennej wydajności pobierającą czynnik roboczy ze zbiornika 13 poprzez filtr ssawny 7. Pompę 2 napędzano silnikiem elektrycznym 3, a układ hydrauliczny zabezpieczono przed ewentualnym przeciążeniem zaworem bezpieczeństwa 5. Pompa 4 z napędem ręcznym służyła do zasilania układu strugą cieczy kontrastowej pobieranej ze zbiornika specjalnej konstrukcji. Utrzymanie stałej temperatury, więc i lepkości oleju, umożliwiało chłodnica 6. W celu obliczenia liczby Reynoldsa podczas przepływu cieczy w modelu tłumika komorowego wymagany był pomiar natężenia przepływu. Wykonywano to za pomocą przepływomierza turbinowego 7, wzorcowanego przed pomiarami metodą objętościową z dokładnością 1%. Do kontroli temperatury czynnika roboczego wykorzystywany był termometr termistorowy 11. Obserwacje i fotograficz-

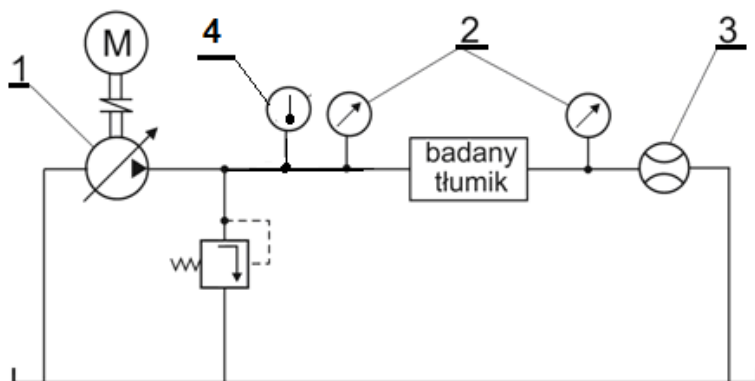
ne rejestrowanie przepływu strugi cieczy kontrastowej wymagały specjalnego oświetlenia korpusu modelu tłumika. Polegało to na zróżnicowaniu natężenia źródeł światła umieszczonych za tylną ścianką modelu. Na podstawie zachowania się strugi cieczy kontrastowej można wnioskować o charakterze przepływu i wyznaczyć krytyczną liczbę Reynoldsa, przy której następuje przejście przepływu laminarnego w turbulentny. Jako ciecz kontrastową zastosowano mieszaninę gliceryny i tlenków tytanu w stosunku wagowym 50:1 [123].

W trakcie badań, stosując podobieństwo kształtu modelu i obiektu rzeczywistego oraz zachowując równość liczb Reynoldsa w przepływie modelowym i rzeczywistym stwierdzono, że w całym przewidywanym zakresie przepływu (do $100 \text{ dm}^3/\text{min}$) występuje przepływ laminarny zarówno w przyłączy, jak i w tłumiku, nie stwierdzono też występowania efektu Coandy, ani powstawania wirów przy przejściu przepływu z mniejszej średnicy (przyłączy) do znacznie większej (tłumik komorowy). Przykład zarejestrowanego przepływu laminarnego pokazano na rysunku 14.

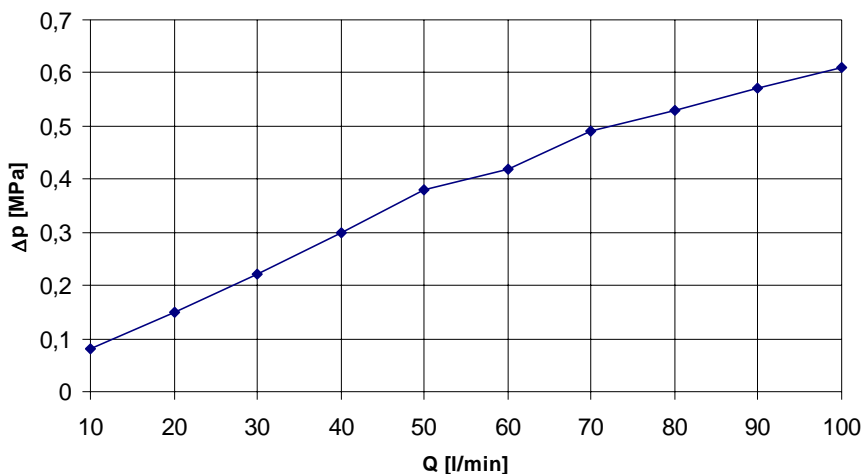


Rys. 14. Przepływ laminarny w modelu tłumika komorowego:
 $R_e = 1600$ (odpowiada to dla tłumika rzeczywistego $Q = 100 \text{ dm}^3/\text{min}$),
lepkość kinematyczna $\nu = 50 \text{ cSt}$

W celu określenia oporów przepływu tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym zamontowano w układzie pomiarowym przedstawionym na rys. 15.



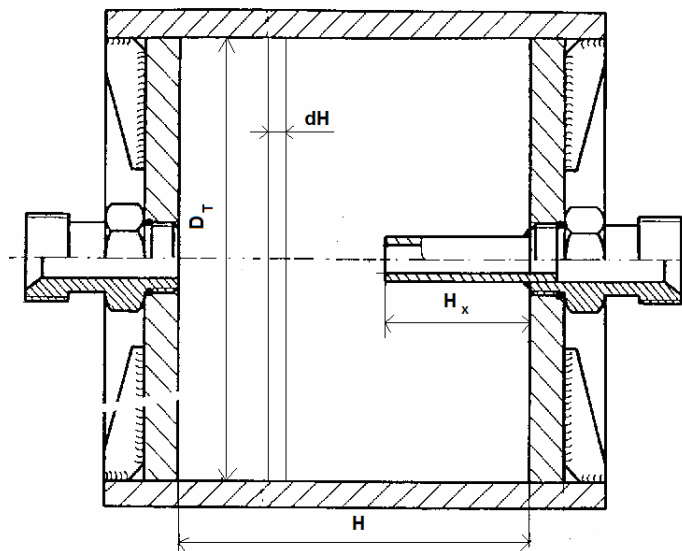
Rys. 15. Schemat hydrauliczny układu do badania oporów przepływu tłumików komorowych
1 – pompa wyporowa zmiennej wydajności, 2 – manometr, 3 – przepływomierz, 4 – termometr



Rys. 16. Zależność oporów przepływu w tłumiku komorowym z przewodem wewnętrznym
(lepkość kinematyczna $\nu = 50$ cSt)

Jak wynika z rysunku 16 słuszne jest stwierdzenie określone w badaniach wizualizacyjnych o laminarnym charakterze przepływu w tłumiku komorowym. Z badań przeprowadzonych z tłumikiem komorowym bez przewodu wewnętrznego wynika, że opory przepływu są mniejsze o 7–8% od tych prezentowanych na rysunku 16.

W celu określenia współczynnika k_w oporów wiskotycznych w odwzorowaniu mechanicznym tłumika komorowego skorzystano z zależności na naprężenia styczne na ścianie tłumika komorowego w trakcie przepływu laminarnego. Schemat tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym z zaznaczonymi wymiarami charakterystycznymi pokazano na rysunku 17.



Rys. 17. Wymiary charakterystyczne tłumika komorowego z przewodem wewnętrznym

Długość przewodu wewnętrznego zapewniającą maksymalną skuteczność tłumika komorowego o objętości V_{0T} , na podstawie badań doświadczalnych, określono według zależności:

$$H_x = \frac{H}{2} \quad (1)$$

Charakter przepływu przyjęto na podstawie badań modelowych tłumika pokazanych na rysunku 14. Naprężenia styczne τ_{wq} po przyjęciu modelu tarcia quasi ustalonego określa wyrażenie (3.23) które po przekształceniach można zapisać w postaci:

$$\tau_{wq} = \frac{8\rho_o v_t \nu}{D_T} \quad (2)$$

gdzie: ρ_o – gęstość cieczy, v_t – prędkość przepływu w tłumiku, ν – lepkość kinematyczna cieczy, D_T – średnica tłoka.

Przyjmując elementarną powierzchnię dA_b pobocznicę tłumika

$$dA_b = \pi D_T dH \quad (3)$$

gdzie: H – długość tłumika

można wyznaczyć elementarną siłę tarcia dF_D :

$$dF_D = \tau_{wq} dA_b \quad (4)$$

Po całkowaniu obustronnym wyrażenia (3), korzystając z równania (2), uzyskano

$$\int dF_D = \tau_{wq} \int_0^H dA_b \quad (5)$$

Korzystając z równania (2), uzyskano zależność określającą siłę tarcia F_D w tłumiku komorowym w zależności od parametrów cieczy i wymiarów tłumika.

$$F_D = 16\pi\rho_o\nu\nu H \quad (6)$$

Przyrównując równanie (5) z wyrażeniem (8.40) na wartość siły tarcia w modelu mechanicznym tłumika:

$$16\pi\rho_o\nu\nu H = k_w\nu \quad (7)$$

uzyskano równanie opisujące wartość wiskotycznego współczynnika tłumienia:

$$k_w = 16\pi\rho_o\nu H \quad (8)$$

Literatura

- [1] Adamkowski A., *Analysis of Transient Flow in Pipes with Expanding or Contracting Sections*. ASME Journal of Engineering, 2003, 716–722.
- [2] Adamkowski A., Lewandowski M., *Experimental examination of unsteady friction models for transients pipe flow simulation*. The 9th International Conference on Pressure Surges BHR Group, 24–26, UK, Chester, March 2004.
- [3] Adamkowski A., Lewandowski M., *Experimental examination of unsteady friction models for transient pipe flow simulation*. Journal of Fluids Engineering. ASME, 2006, Vol. 128; No. 6, 1351–1363.
- [4] Adamkowski A., Lewandowski M., *Unsteady friction modelling in transient pipe flow simulation*. The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest September 3–6, 2003.
- [5] Allaf K., *Zastosowanie usprawnionej metody charakterystyk do obliczania stanów przejściowych w hydraulicznych liniach długich*. Rozprawa doktorska w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- [6] Almondo A., Sorli M., *Time Domain Fluid Transimission Line Modelling Using a Passivity Preserving Rational Approximation of the Frequency Dependent Transfer Matrix*, International Journal of Fluid Power 7 (2006), No. 1, 41–50.
- [7] Amein M., Chu H.L., *Implicit Numerical Modeling of Unsteady Flows*, Journal of Hydraulic Division ASCE, Vol. 101, No. HY6, 717–731, 1975.
- [8] Andrenko P.N., *Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych*. Hydraulika i Pneumatyka 2001/3, 25–28.
- [9] Andrenko P.N., Dmitrenko O.W., Bielousov E.W., *Eksperymentalnoje issledowanije prieobrazowatielej pulsacii*. Wiestnik HGPU 7, cz. 2, Charkov 2001.
- [10] Axworthy D.H., Ghidaoui M.S., McInnis D.A., *Extended thermodynamics derivation of energy dissipation in unsteady pipe flow*, Journal of Hydraulic Engineering 126, 276–286, 2000.
- [11] Backé W., *Entwicklung der Hydraulik für mobile Anwendungen*. 12 AFK Aachen 1996.
- [12] Backé W., Murrenhoff H. *Grundlagen der Ölhydraulik*. Lecutre notes, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, Germany (1994).
- [13] Backé W., Benning P., *Über Kawitationscheinungen in Querschnittsverengungen von ölhydraulischen Systemen*. Industrie Anzeiger 63/1962.
- [14] Baltés H., Groben M., Post M., Weber N., *Primary and secondary measures to reduce the noise of hydraulic fluid power systems*. 3rd International Fluid Power Conference. Aachen 2002, 543–555.
- [15] Bergant A., Simpson A.R., *Estimating Unsteady Friction in Transient Cavitating Pipe Flow*. Proc., 2nd Int. Conf. On Water Pipeline Systems, Edinburgh, UK 24–26 May 1994, BHRA Group Conf. Series Publ. No. 110, 1994, 2–15.
- [16] Bergant A., Simpson A.R., Vitkovský J., *Developments in unsteady pipe flow friction modeling*. Journal of Hydraulic Research, Vol. 39, No. 3, 2001.
- [17] Bergant A., Vitkovsky J., Simpson A.R., Lambert M., Tijsseling A.S., *Discrete vapour cavity model with efficient and accurate convolution type unsteady friction term*. Int. J. Kurokawa, Pro-

- ceedings 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (Yokohama, Japan, October 17–21, 2006), Paper 109 IAHR.
- [18] Blejchař T., Rüdiger F., Helduser H., *Cavitation and Sound Emission in Hydraulic Valves*. Conference VŠB – TU Ostrava, Session 10 Fluid Mechanics and Mechanisms, Ostrava, 7–9 September 2005.
- [19] Brown F., *The transient response of fluid lines*. Journal of Basic Eng., Trans. ASME, D, Vol. 84, No. 4, December 1962.
- [20] Brunone B., Golia U.M., Greco M., *Some Remarks on the Momentum Equations for Fast Transients, International Meeting on Hydraulic Transients with Water Column Separation*. 9th Round Table, IAHR, Valencia, Spain, 1991, 201–209.
- [21] Brunone, B., Ferrante, M. *On Leak Detection in Single Pipes Using Unsteady Tests*. IASTED International Conference on Modelling and Simulation, Philadelphia, PA, May 5–8 1999.
- [22] Bughazem, M.B., Anderson, A., *Problems with Simple Models for Damping in Unsteady Flow*. Proc., Int. Conf. on Pressure Surges and Fluid Transients, BHR Group, Harrogate, England, 1996, 537–548.
- [23] Cannon R.H., *Dynamika układów fizycznych*, WNT, Warszawa 1973.
- [24] Carpinlioglu M.O., Gundogdu M.Y., *A critical review on pulsatile pipe flow studies directing towards future research topics*. Flow Measurement and Instrumentation 12, 163–174, 2001.
- [25] Carstens M.R., Roller J.E., *Boundary-Shear Stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow*. Journal of Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, February 1959, 67–81.
- [26] Cempel C., *Wibroakustyka stosowana*. PWN Warszawa 1989
- [27] Chaudhry M.H., Elansary A.S., Silva W., *Numerical and experimental investigation of transient pipe flow*. Journal of Hydraulic Research Vol. 32, No. 5, 689–706, 1994.
- [28] Chaudhry M.H., Hussaini M.Y., *Second-Order Explicit Finite*. Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, 523–529, 1985.
- [29] Chaudhry M.H., *Applied Hydraulic Transients*. Second Edition, Van Nostrand Reinhold Company Inc., New York, 1987.
- [30] Cogan D., O'Connor W., Pulko S., *Transmission Line Matrix in Computational Mechanics*. CRC Press Taylor & Francis Group 2006.
- [31] Covas D., Ramos H., Almaidá B., *Leak Location in Pipe Systems Using Pressure Surges*. Proceedings of the 8th Int. Conf. On Pressure Surges, The Hague, The Netherlands, Mechanical Engineering Publications 2000.
- [32] Dahm M., *Wirksame Schallreduzierung von Hydraulikaggregaten*. O+P Oelhydraulik und Pneumatik 2/1997.
- [33] Daily W.L., Hankey W.L., Olive R.W., Jordan J.M., *Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Through Smooth Tubes and Orifices*, Trans. ASME, 1956, 1007–107
- [34] Dindorf R., *Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych*. Monografia Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004, 331.
- [35] Dindorf R. *Wybrane zagadnienia modelowanie dynamiki układów hydraulicznych*. Monografia 189, Politechnika Krakowska, Kraków 1995.
- [36] Dindorf R., *Akumulator membranowy jako tłumik pulsacji o liniowej charakterystyce sprężystości*. Hydraulika i Pneumatyka 2/1998, 5–9.
- [37] Domagała T., Kollek W., Kudźma Z., *Wibroakustyczna diagnostyka zasilacza hydraulicznego*. Napędy i sterowania hydrauliczne '96. Konferencja naukowo-techniczna. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu [i in.]. Szklarska Poręba, [11–13] czerwiec 1996. Oficyna Wydaw. PWr, Wrocław, 1996, 194–201.
- [38] Domagała Z., Prokopowicz J., Skowroński M., *Modelowanie wpływu pulsacji pomp wyporowych na charakterystyki dynamiczne zaworu przelewowego sterowanego proporcjonalnie*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne '2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej deka-

- dzie XXI wieku. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Wrocław, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP [2005], 731–737.
- [39] Drexler P., i inni, *Vademecum hydrauliki*. T. 3. Mannesmann Rexroth, Lohr, 1992.
- [40] DyMenibus O. H., *Degazage de Fluide Hydraulique*. Energie Fluide l’Air Industriel. Hors serie cahur technique 2/1984.
- [41] Dyrektywa nr 98/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 22 czerwca 1988 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich odnoszących się do maszyn.
- [42] Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 8 maja 2000 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
- [43] Dyrektywa 2003/10/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 6 lutego 2003 r. w sprawie minimalnych wymagań w zakresie ochrony zdrowia i bezpieczeństwa dotyczących narażenia pracowników na ryzyko spowodowane czynnikami fizycznymi – hałasem.
- [44] Engel Z., Sikora J., Turkiewicz J., *Zintegrowane obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne*. Bezpieczeństwo pracy, nauka i praktyka 3/1999, 2–8.
- [45] Engel Z.W., *Wibroakustyka a medycyna*. XI Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrechniki. WibroTech, Warszawa 3–4 listopad 2005, 7–16.
- [46] Eich O., *Masnahmen zur Minderung von Kavitationsgeräuschen in Geräten der Ölhydraulik*. Industrie Anzeiger 43/1976.
- [47] Felis J., Jaworski H., *Zastosowanie generatorów silnej fali akustycznej do usuwania osadów pyłowych w obiektach energetycznych*. XI Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrechniki. WibroTech Warszawa 3–4 listopad 2005 r., 111–116.
- [48] Fiebig W.; Wernz Ch., *Untersuchung des Geräusch- und Schwingungsverhaltens von hydraulischen Systemen*. Ölhydraulik und Pneumatik 5/1997, 368–372
- [49] Fiebig W., *Noise and Vibration of Vane Pumps, Measurements and Digital Simulation*. Noise and Vibration Conference, Racine, USA, 1997.
- [50] Fiebig W., Zirkelbach T., *Simulation des Körperschallverhaltens von hydraulischen Systemen*. Teil 2. Rehnergestützte Strukturoptimierung. Ölhydraulik und Pneumatik. 8/1997, 610–614.
- [51] Fiebig W., *Pumpe ist keine Hauptgeräuschquelle. Systembetrachtung bei der Geräuschminderung in hydraulischen Systemen*. Fluid, 1998, 28–30.
- [52] Fiebig W., *Noise Reduction in Fluid Power Units*, IFK Aachen, marzec 2002.
- [53] Fiebig W., *Geräuschminderung von Hydraulikaggregaten*. Ölhydraulik und Pneumatik Nr 3/2004.
- [54] Fiebig W., Kudźma Z., *Rozruch przekładni hydrostatycznej z udziałem zaworu maksymalnego*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 6/1990, 3–7.
- [55] Fox J.A., *Transient Flow in Pipes, Open Channels and Sewers*. New York, 1989.
- [56] Funk J.E., Wood D.J., *Frequency Response of Fluid Lines with Turbulent Flow*. Journal of Fluids Eng., Trans. ASME, 365–369, December 1974.
- [57] Garbacik A. Szewczyk K., *Ocena akumulatora pneumo-hydraulicznego jako tłumika pulsacji pomp*. Konferencja Pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej. Warszawa 1981, 285–293
- [58] Garbacik A., Lisowski E., Szewczyk K., *Akumulator hydrauliczny jako tłumik pulsacji ciśnienia*. SiNH, Zeszyt 4/86, 9–13.
- [59] Garbacik A., *Studium projektowania układów hydraulicznych*. Wyd I, ZNiO Wrocław, oddział w Krakowie, 1999.
- [60] Garbacik A. i in., *Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*. Fluid Power Net Publication, dostępne w Internecie (2004.08.20) na, <http://fpn.mech.pk.edu.pl/pindex.html>, Kraków 1999.
- [61] Garbacik A., Szewczyk K., *New Aspects of modelling of fluid power control*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław, Warszawa, Kraków, 1995.
- [62] Gawryś E., Kudźma Z., *Tłumienie w hydrostatycznych układach napędowych*. Hydraulika i Pneumatyka 3/2002, 14–17.

- [63] Gawryś E., Palczak E., Kudźma Z., Rutański J., *Możliwości obniżenia hałasu pomp łopatkowych*. Raport Inst. Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2004, seria SPR nr 2.
- [64] German D.G., Reese J.M., and Zhang Y.L., *Vibration of a flexible pipe conveying viscous pulsating fluid flow*. Journal of Sound and Vibration. 2000, 230(2), 379–392.
- [65] Gerrard J.H., *An experimental investigation of the pulsating turbulent water flow in a tube*. J. Fluid Mech. 46, 43, 1971.
- [66] Gębicki Z., Kollek W., Kudźma Z., *Doświadczalno-analityczne określenie własności dynamicznych hydrostatycznego układu napędowego*. Masz. Ciąg. Rol. 3/1986, 8–11, 2
- [67] Ghidaoui M.S., Mansour S., *Efficient Treatment of the Vardy-Brown Unsteady Shear in Pipe Transients*. Journal of Hydraulic Engineering, January 2002, 102–112
- [68] Glikman B.F., *Matimaceskije modeli pnevmogidravliceskich sistem*. Nauka, Moskwa 1986
- [69] Goodson R.E., Leonard R.G., *A Survey of Modeling Techniques for Fluid Line Transients*, Journal of Basic Eng., Trans. ASME, June 1972, 474–482.
- [70] Gösele R. *Einfluss der Druckleitung auf das Geräusch von hydrostatischen Pumpen*. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Problemy Optymalizacji w Konstrukcji i Wytwarzaniu Maszyn. I Międzynarodowa Konferencja Karpacz 21–25 września 1978 31–49.
- [71] Gösele R., *Zur Entstehung und Berechnung des Geräusches von hydrostatischen Pumpen*. 1980 by Technischer Verlag Günter Grossman GmbH, Stuttgart-Vaihingen.
- [72] Grabarczyk Cz., *Przepływy cieczy w przewodach. Metody obliczeniowe*. Envirotech, Poznań, 1997.
- [73] Grossman K., Kudźma Z., *Badania układów hydraulicznych maszyn roboczych*. Rozwój napędu i sterowania hydraulicznego. Konferencja. SIMP, Sekc. SiNH Oddz. w Gdańsku. Gdańsk, [6–9 maja] 1987. Teksty referatów i komunikatów. Cz. 2. Gdańsk 1987, 298–308,
- [74] Gryboś R., *Drgania konstrukcji wzbudzone przepływem*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
- [75] Guinot Vincent, *Riemann solvers for water hammer simulations by Godunov method*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 49, Issue 7, 851–870, 2000.
- [76] Haarhaus M., *Minderung von Druckschwinungen in Flüssigkeitsrohrleitungen*. Ölhydraulik und Pneumatik 25/1981, 802–806.
- [77] Herzog W., *Untersuchungen über das Geräuschverhalten von Hydrauliksystemen*. VDI-Verlag GmbH Düsseldorf Reihe 11, Nr 20, 1975.
- [78] Hino M., Sawamoto M., Takasu S., *Study on the Transition to Turbulence and Frictional Coefficient in an Oscillatory Pipe Flow*. Trans. of Japan Society of Civil Engineers 9/1977, 282–284.
- [79] Hino M., Sawamoto M., Takasu S., *Experiments on transition to turbulence in an oscillatory pipe flow*. J. Fluid Mech. 75 (Part 2), 193, 1976.
- [80] Hoffman D., *Entstehung von Druckschwingungen in Flüssigkeitssäulen von Hydraulikanlagen*. Ölhydraulik und Pneumatik 10/1975, 733–736.
- [81] Hoffman D., *Einfluss verschiedener Belastungswiderstände auf Druckschwingungen hinter eine Verdrängermaschine*. Ölhydraulik und Pneumatik 1/1976, 34–36.
- [82] Holmboe E.L., Rouleau W.T., *The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines*. Journ. of Basic Eng., Trans. ASME, D, 89, 11, 174–180, 1967.
- [83] Hornowski K., Kudźma Z., Rutański J., *Badania zjawisk przepływu w pompie łopatkowej*. Hydraulika i Pneumatyka 3/2004, 16–18.
- [84] Hornowski K., Kollek W., Kudźma Z., *Opóźnienia w hydrostatycznych układach sterowanych dławieniowo*. Inżynieria Maszyn, Rozwój Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych 2–3/2006 Wrocław, 39–57.
- [85] Hwang Yao-Hsin, Chung Nien-Mien, *A fast Godunov method for the water-hammer problem*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 40, Issue 6, 799–819, 2002.
- [86] Ickiewicz J., *Wybrane zagadnienia drgań przewodów w układach hydraulicznych zasilanych pompami wyporowymi*. Materiały XII konferencji CYLINDER 2002, Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, Szczyrk 2002, 175–182.

- [87] Iguchi M., Ohmi M., *Transition to turbulence in a pulsatile pipe flow*. Part 2, Characteristics of reversing flow accompanied by relaminarization, Bull. JSME 25 (208), 1529, 1982.
- [88] Iguchi M., Ohmi M., *Transition to turbulence in a pulsatile pipe flow*. Part 3, Flow regimes and the conditions describing the generation and decay of turbulence, Bull. JSME 27 (231), 1873, 1984.
- [89] Ijas M., *Damping of low frequency pressure oscillation*. Tampere University of Technology Publikation 656. Tampere 2007.
- [90] Ijas M., Virvalo T., *Comparison of pulsating and stable oil flow in a hydraulic hose*. Conference on Fluid Power SICFP 99 Tampere Finland. 5.
- [91] Jelali M., Kroll A., *Hydraulic Servo-systems Modelling, Identification and Control*, Springer-Verlag London Limited 2003.
- [92] Jovic V., *Finite Element and Method of characteristics Applied to water Hammer Modeling*. Int. J. for Engng. Modeling, 8(3&4), 1995, 21–28.
- [93] Kaczmarek A., Augustyńska D., Wierzejski A., *Halas infradźwiękowy na stanowisku pracy kierowców*. Bezpieczeństwo pracy 10/2006, 6÷8.
- [94] Kaczmarek A., Augustyńska D., Engel Z., *Ustroje rezonatorowe obniżające halas niskoczęstotliwościowy w kabinach przemysłowych*. Bezpieczeństwo Pracy nauka i praktyka, 11/2000, 14–16.
- [95] Kagawa T., Lee I., Kitagawa A., Takenaka T., *Computing method of frequency-dependent friction in laminar pipe flow for characteristics method*. Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Ser. A, 49 (447), 2638–2644 (in Japanese).
- [96] Katsumasa S., Takayuki T., Sanroku S., *Improving Zielke's Method of Simulating Frequency – Dependent Friction in Laminar Liquid Pipe Flow*. Journal of Fluid Engineering, December 1991, Vol. 113, 569–573.
- [97] Kazimierska-Grębosz, M., *Problem halasu maszyn roboczych pracujących na zewnątrz pomieszczeń*. Problemy Maszyn Roboczych 19/2002, 117–125.
- [98] Kiesbauer J., Stoffel B., *Selbstanpassende passive Pulsationsminderer für hydraulische Systeme*. 10.AFK Aachen 1992, 59–75.
- [99] Kojima E., Yamazaki T., Edge K., *Development of standard testing procedure for experimentally determining inherent source pulsation power generated by hydraulic pump*. International Journal of Fluid Power 10 2009 No. 1, 27–35.
- [100] Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., *Porównanie sondy i holografii akustycznej w ocenie stanu akustycznego maszyn i urządzeń*. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne. Wrocław 2001. Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP 2001, 56–62.
- [101] Kollek W., Kudźma Z., *Untersuchung des Einflusses von Konstruktionsparametern auf Stromungsscheinungen in Sitzventilen mit kegelförmigem Sperrsystem* Konstruktion 1988 Jg. 40 H. 7, 267–271.
- [102] Kollek W., Kudźma Z., *Thumiki pulsacji ciśnienia jako filtry akustyczne w układach hydraulicznych*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 6/1991, 8–11.
- [103] Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., *Możliwości skutecznego tłumienia halasu układem filtrów akustycznych*. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych. V Konferencja. Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich PWarsz. Zakopane, 21–25 stycznia 1992. Warszawa, PWarsz. 1992, 203–208.
- [104] Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., *Czynny tłumik pulsacji ciśnienia układów hydraulicznych maszyn roboczych ciężkich*. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych. VI Konferencja. Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich PWarsz., Sekcja Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN. Zakopane, 18–21 stycznia 1993. Cz. 1. Warszawa, 1993, 219–226.
- [105] Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., *Zastosowanie holografii akustycznej do lokalizacji źródeł halasu w hydrostatycznych układach napędowych*. Problemy Maszyn Roboczych 17/2001, 93–102.

- [106] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., *Diagnostyka akustyczna w procesie identyfikacji zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego w układach hydraulicznych*. Aktualne problemy przepływowe, konstrukcyjne i eksploatacyjne maszyn i urządzeń hydraulicznych. XII Seminarium Energetyczne '2003, Gliwice, 1 marzec 2003. Gliwice, Inst. Masz. Urząd. Energ. PŚl., 2003, 127–137.
- [107] Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., *Hałas maszyn budowlanych z napędem hydrostatycznym*. Przegląd Mechaniczny 1/2006, 41–45.
- [108] Kollek W., Fiebig W., Kudźma Z., *Metodyka projektowania układów hydrostatycznych o obniżonej emisji hałasu*. Raport Inst. Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2007.
- [109] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., *Identyfikacja pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2007. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 10–12 października 2007. Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP 2007, 205–217.
- [110] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., Mackiewicz J., *Possibilities of diagnosing cavitation in hydraulic systems*. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2007, Vol. 7, No. 1, 61–73.
- [111] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., Rutański J., *Redukcja hałasu nisko i wysokoczęstotliwościowego w układach hydraulicznych*. Przegląd Mechaniczny 4/2007, 26–30.
- [112] Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M., *Propagacja drgań elementów nośnych maszyny roboczej ciężkiej*. Transport przemysłowy i maszyny robocze. 2/2008, 50–53.
- [113] Kollek W., Kudźma Z., Osiński P. *Skutki kawitacji w maszynach z napędem hydrostatycznym*. Maszyny górnicze 3/2008, 14–20, 16.
- [114] Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Stosiak M., *Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich*. Napędy i Sterowanie nr 1/2009, 50–55.
- [115] Kollek W., Kudźma Z., Kudźma S., Stosiak M., *Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na hałas podczas rozruchu hydrostatycznego układu napędowego*. Hydraulika i Pneumatyka 1/2010, 17–20.
- [116] Kollek W., Kudźma Z., *Doświadczenia własne w wyciszaniu maszyn z napędem hydrostatycznym*. Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego, konferencja naukowo techniczna, Wrocław 16–17 września. Wrocław, SIMP Ośrodek Doskonalenia Kadr [2010], 116–134.
- [117] Kollek W., Kudźma Z., Łomotowski G., Stosiak M., *Elementy i układy mikrohydrauliczne w maszynach mobilnych*. Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław 16–17 września. Wrocław, SIMP Ośrodek Doskonalenia Kadr [2010], 41–52.
- [118] 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, 2010, 293–307.
- [119] Kudźma Z., *Wpływ siły hydrodynamicznej na własności dynamiczne zaworu przelewowego*. Pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej. I Konferencja. PWarsz. Inst. Aut. Przem. Warszawa, 19–21 wrzesień 1979. [Warszawa 1979], 159–168,
- [120] 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.
- [121] Kudźma Z., *Określenie charakteru przepływu oraz kąta wyphływu strugi z szczeliny dławiącej zaworu grzybkowego*. Pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej. II Konferencja. PWarsz. Inst. Aut. Przemysł. Warszawa, 23–25 wrzesień 1981, Warszawa, PWarsz. 1981, 209–215.
- [122] Kudźma Z., *Porównanie napędów hydrostatycznych z silnikiem szybko- i wolnoobrotowym*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 1/1989, 12–14,.
- [123] Kudźma Z., *Badania wizualizacyjne przepływu w elementach układu hydraulicznego*. Przegląd Mechaniczny 17/1989, 25–28

- [124] Kudźma Z., *Ocena właściwości dynamicznych jednostopniowych zaworów maksymalnych na podstawie charakterystyk statycznych*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 6/1989, 3–8,
- [125] Kudźma Z., *Częstość drgań własnych zaworu maksymalnego i układu hydraulicznego*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 3/1990, 27–30.
- [126] Kudźma Z., *Wpływ ukształtowania układu grzybek-gniazdo na własności statyczne zaworów maksymalnych*. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 2-3/1990, 12–15.
- [127] Kudźma Z., *Obniżenie głośności maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym*. VI Konferencja naukowo-techniczna. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr, Sekcja Mechanizacji Górnictwa Komitetu Górnictwa PAN. Wrocław-Szklarska Poręba, październik 1991. T. 2. Wrocław, PWr 1991 Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, 93–100.
- [128] Kudźma Z., *Jednostopniowy zawór maksymalny*. Int. Cl.5 F16K 17/04. Politechnika Wroclawska, Polska. Zgłosz. nr 275391 z 20.10.1988. Opubl. 30.09.1992, 3.
- [129] Kudźma Z., Kollek W., Rutański J., *Czynny tłumik pulsacji ciśnienia*. IntCl5, F15B 1/02. Politechnika Wroclawska, Wrocław, PL. Zgłosz. nr 289056 z 12.02.1991. Opubl. 30.12.1994. 3 s
- [130] Kudźma Z., Lempart A., *Badania trwałościowe zaworów zwrotnych wolnoobrotowych silników hydraulicznych typu SR*. Hydraulika i Pneumatyka 1/1996, 19–21,
- [131] Kudźma Z., Mackiewicz J., *Wpływ parametrów pracy pompy wielotloczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość*, Napędy i sterowania hydrauliczne '96. Konferencja naukowo-techniczna. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu [i in.]. Szklarska Poręba, [11–13] czerwiec 1996. Wrocław, Oficyna Wydaw. PWr, 1996, 221–228,
- [132] Kudźma Z., Kollek R., *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w hydrostatycznych układach napędowych*, Okrętownictwo i oceanotechnika. Technika portowa i wyposażenie pokładowe statków. Jakość – niezawodność – bezpieczeństwo. Materiały IV konferencji. PSzczec. Wydział Techniki Morskiej [i in.]. Międzyzdroje, 3–5.06.98. Szczecin, Wydaw. PSzczec. 1998, 193–200.
- [133] Kudźma Z., Mackiewicz J., *Warunki powstawania kawitacji w układach hydraulicznych*. Napędy i Sterowanie 5/1999, 7–9,
- [134] 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. [Wrocław, Oficyna Wydaw. PWr] 2001, 191–198.
- [135] Kudźma Z., *Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu*. Hydraulika i Pneumatyka. 6/2001.
- [136] Kudźma Z., Stosiak M., *Rozpoznanie rozwoju kawitacji w układach hydraulicznych*. Napędy i sterowania hydrauliczne '2002. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości. Konferencja naukowo-techniczna. Wrocław, 22–24 maja 2002, 92–96.
- [137] Kudźma Z., Kudźma S., *Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie*. Hydraulika i Pneumatyka 6/2002, 15–17.
- [138] Kudźma Z., Mackiewicz J., Stosiak M., *Sonda akustyczna w procesie diagnozowania pracy pompy waporowej podczas rozwoju kawitacji*. Przegląd Mechaniczny 7-8/2004, 17–22.
- [139] Kudźma Z., *Wpływ rodzaju przewodów zasilających na działanie układów hydraulicznych*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Wrocław, 17–19 maja 2005. Wrocław, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP [2005], 234–241.
- [140] Kudźma Z., *Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych*. Hydraulika i Pneumatyka 6/2005.
- [141] Kudźma Z. i inni, *Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jako filtr akustyczny układów hydrostatycznych*. Raport, SPR nr 17/2006 Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wroclawska.
- [142] Kudźma Z., *Bierny tłumik pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego*. Hydraulika i Pneumatyka 4/2006, 11–17.

- [143] Kudźma Z., Palczak E., Stosiak M., *Niektóre przyczyny i skutki drgań elementów maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym*. Badania, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Cylinder 2009, monografia, praca zbiorowa. Gliwice Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2009, 43–54.
- [144] Kudźma Z., Łomotowski G., *Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu*. Hydraulika i Pneumatyka 3/2009, 5–10.
- [145] Kudźma Z. i inni., *Wybrane problemy eksploatacji maszyn z napędem hydrostatycznym*. Maszyny Górnicze 4/2009, 3–8.
- [146] Kudźma Z., Kudźma S., *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 października 2009. Wrocław Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP 2009, 90–99.
- [147] Kudźma Z., Kudźma S., *Zjawiska rezonansowe w układach hydraulicznych*. Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego, konferencja naukowo techniczna, Wrocław 16–17 września. Wrocław, SIMP Ośrodek Doskonalenia Kadr [2010], 62–72.
- [148] Kudźma Z., Kudźma S., *Badania numeryczne i eksperymentalne stanów przejściowych w układach hydraulicznych*. Hydraulika i Pneumatyka 4/2010, 5–10.
- [149] Kurokawa, J., Morikawa, M., *Accelerated and Decelerated Flows in a Circular Pipe*, Bulletin of JSME, 29(249), 1986, 758–765.
- [150] León, A. S., Ghidaoui, M. S., Schmidt, A. R. and Garcia, M. H., *Efficient second-order accurate shock-capturing scheme for modeling one and two-phase water hammer flows*, Journal of Hydraulic Engineering, 134(7), 970–983, (2008).
- [151] Lityński K., Stryczek S., *Zjawiska rozruchowe hydrostatycznych układów napędowych z akumulatorem hydraulicznym*. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 9/1971, 3–31.
- [152] Lojczanski L. G., *Mechanika zidkosti i gaza*. Moskwa, 1973. wzór Prandla–Karmana na opór hydrauliczny.
- [153] Marchelek K., *Dynamika obrabiarek*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1974.
- [154] Martin H. R., *Nosie analysis and control In fluid power systems*. Hydraulics & Pneumatics. January 1985, 119–121.
- [155] Merkli P., Thomann H., *Transition to turbulence in oscillating pipe flow*. J. Fluid Mech. 68 (Part 3), 567, 1975.
- [156] Michałowski S., Stolarski B., Dziechciowski Z., *Możliwości sterowania strukturą kabiny z uwagi na komfort akustyczny w jej wnętrzu*, w: *Procesy wibroakustyczne w technice i środowisku*. Wydawnictwo Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków 2006.
- [157] Michałowski S., Stolarski B., Dziechciowski Z., *Kształtowanie komfortu akustycznego i cieplnego w kabinie operatora maszyn roboczych*, Przegląd Mechaniczny 5/2007, 31–35.
- [158] Michałowski S., Stolarski B., *Zwalczanie wibracji i hałasu w maszynach roboczych ciężkich*. Monografia, Kraków, 1998.
- [159] Mikota J., *Comparison of Various Designs of Solid Body Compensators for the Filtering of Fluid Flow Pulsations in Hydraulic Systems*. Proc. of 1 FPNI-PhD Symp. Hamburg 2000.
- [160] Mikota J., Manhartgruber B., *Transient response dynamics of dynamic vibration absorbers for the attenuation of fluid-flow pulsations in hydraulic systems*. International Journal of Fluid Power. Vol. 4, No. 1, 2003.
- [161] Mitosek, M., *Wahania masy cieczy w przewodzie*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2003.
- [162] Muto T., Nakane K., *Unsteady flow in circular tube; velocity distribution of pulsatile flow*. Bull. JSME 23 (186), 1990.
- [163] Nałęcz T.J., *Obliczenia hydrodynamiczne i wytrzymałościowe przewodów hydraulicznych*. Materiały XII konferencji CYLINDER 2002, Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, Szczyrk 2002, 155–164.

- [164] Nielacny M., *Uderzenia hydrauliczne*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [165] Nizioł J., *Podstawy drgań w maszynach*. Wyd. Naukowe Politechniki Krakowskiej, Kraków 1989.
- [166] Ohmi M., Iguchi M., *Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow*, Part 3, General Representation of Turbulent Flow Pattern. Bulletin of JSME, 23, 186, 2029–2036, December 1980.
- [167] Ohmi M., Iguchi M., *Critical Reynolds number in an oscillating pipe flow*, Bull. JSME 25 (200), 165, 1982.
- [168] Ohmi M., Iguchi M., Kakehashi K., Masuda T., *Transition to turbulence and velocity distribution in an oscillating pipe flow*, Bull. JSME 25 (201), 365, 1982.
- [169] Ohmi M., Kyonen S., Usui T., *Numerical Analysis of Transient Turbulent Flow in a Liquid Line*. Bulletin of JSME, 28, 239, 1985, 799–806.
- [170] Ortwig H., Goebels K., Schwarz T., *Hydroämpfer zur Geräuschreduzierung in hydraulischen Anlagen*. Ölhydraulik und Pneumatik 9/1999, 652–656.
- [171] Osiecki A., *Hydrostatyczny napęd maszyn*. PWN, Warszawa 2004.
- [172] Oswald H., *Doświadczenia w dziedzinie zmniejszenia hałaśliwości maszyn tłoczkowych osiowych za pomocą środków bezpośrednich i pośrednich*. Napędy hydrostatyczne. Zbiór referatów. Politechnika Warszawska, Warszawa 1975.
- [173] Palczak E., *Dynamika elementów i układów hydraulicznych*. Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wrocław-Warszawa-Kraków, 1999.
- [174] Palczak E., Pompowski J., *Wpływ akumulatora na proces rozruchu w układzie hydraulicznym*. Hydraulika i Pneumatyka Nr 1, 1999.
- [175] Palczak E., Pomowski J., *Stany przejściowe układu hydraulicznego z akumulatorem*. Inżynieria Maszyn, Rozwój Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych zeszyt 2–3, 2006, Wrocław, 29–38.
- [176] Pawlaczek-Luszczynska M., Augustyńska D., Kaczmarek A., *Halas infradźwiękowy. Procedura pomiarowa. Dokumentacja proponowanych wartości dopuszczalnych poziomów narażenia zawodowego*. Podstawy i Metody Oceny Środowiska Pracy, Rok XVII, zeszyt nr 2(28), 2001.
- [177] Pietkiewicz P., *Obliczanie modelowe wielowarstwowych przewodów hydraulicznych narażonych na uderzenia hydrauliczne*. Materiały XII konferencji CYLINDER 2002, Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, Szczyrk 2002, 165–173.
- [178] Pizoń A., *Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki*. WNT Warszawa 1995.
- [179] Popov D. N., *Niestacjonarne procesy hydrodynamiczne*, Maszynostrojenie, Moskwa, 1982.
- [180] Ramaprian B.R., Tu S.-W. *An experimental study of oscillatory pipe flow at transitional Reynolds number*, J. Fluid Mech. 100 (3), 513–544, 1980.
- [181] Rebel J. *Systematische übersicht über Dämpfungsmassnahmen in Druckleitungen*. Ölhydraulik und Pneumatik 7/1976, 461–465.
- [182] Rebel J., *Minderung der Geräuschemission von Hydrauliksystemen*. Technischer Verlag Günter Grossmann GmbH, Stuttgart 1980.
- [183] Rohatyński R., *Thumienie tętnień ciśnienia w układach hydraulicznych z pompami wyporowymi*. Zeszyty Naukowe Politechniki Wrocławskiej, Nr 191, Energetyka IX, 1968.
- [184] Rohatyński R., *Obliczanie stanów nieustalonych w rurach przy wymuszonym natężeniu przepływu cieczy*. Archiwum Budowy Maszyn, T. XXIII, Zeszyt 2, 1976.
- [185] Rohatyński R., *Wpływ dynamicznych własności przewodów zasilających na działanie napędów hydraulicznych*. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Nr 14, 1971.
- [186] Rohatyński R., Zarzycki Z., *New Formulas for Friction Loss Evaluation in Unsteady Pipe Flow*. Proc. of 12th International Conference on Modeling Fluid Flow (CMFF'03), 609–616, Hungary, Budapest, September 3–6, 2003.
- [187] Sabbagh-Yazdi R., Mastorakis N. E., Abbasi A., *Water hammer modeling by Godunov type finite volume method*. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation, Issue 4, Vol. 1, 2007.

- [188] Safwat H.H., Van Den Polder J., *Experimental and Analytic Data Correlation Study of Water Column Separation*. ASME Journal of Fluid Engineering, 4(1), 1973, 91–97.
- [189] Sarpkaya T., *Experimental Determination of the Critical Reynolds Number for Pulsating Poiseuille Flow*. Journal of Basic Engineering, 589–598, September 1966.
- [190] Szachnowski W.H., Wiślicki B.J., *Izotropowe stałe sprężystości oraz gęstość produktów naftowych w funkcji temperatury i ciśnienia*. Instytut Lotnictwa, Warszawa 1976.
- [191] Schohl G.A., *Improved Approximate Method for Simulating Frequency – Dependent Friction in Transient Laminar Flow*. Journ.of Fluids Eng., Trans. ASME, Vol. 115, 420–424, September 1993.
- [192] Serwach A., *Własności dynamiczne hydraulicznej linii długiej*, Archiwum Budowy Maszyn, 16, 1, 57–80, 1969.
- [193] Shu J. J., *A Finite Element and Electronic Analogue of Pipeline Pressure Transients With Frequency – Dependent Friction*. Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Vol. 125, 194–199, January 2003.
- [194] Shu J.J., *Modelling vaporous cavitation on fluid transients*. Intern. Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 80, 2003, 187, 187–195.
- [195] Shuy E.B., Apelt C.J., *Experimental Studies of Unsteady Shear Stress in Turbulent Flow in Smooth Round Pipes*. Conf. on Hydraulics in Civil Engineering, Melbourne, Australia, 1987, 137–141.
- [196] Singh, *Tonal noise attenuation in ducts by optimising adaptive Helmholtz resonators*. School of Mechanical Engineering The University of Adelaide Adelaide, S.A. 5005 Australia.
- [197] Skaistis S., *Noise control of hydraulic machinery*. Marcel Dekker, Inc. New York and Basel, 1988.
- [198] Stosiak M., *Wpływ drgań mechanicznych podłoża na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym*. Hydraulika i Pneumatyka 3/2006, 5–8.
- [199] Stosiak M., *Vibration insulation of hydraulic system control components*. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2011, Vol. 11, No. 1, 237–248.
- [200] Streeter V.L., *Unsteady Flow Calculations by Numerical Methods*. Journal of Basic Engineering, Transaction of ASME, No.7, 1972.
- [201] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1984.
- [202] Takahashi Y., Rabins M. J., Auslander D. M., *Sterowanie i systemy dynamiczne*. WNT, Warszawa 1976.
- [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] Tomczyk J., *Modele dynamiczne elementów i układów napędowych hydrostatycznych*. WNT Warszawa 1999.
- [206] Tsukiji T., Yang H., X. Fu, H. Gao, *Numerical and experimental investigation of cavitating flow within hydraulic poppet valve*. 3. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium. Aachen 2002.
- [207] Trikha A. K., *An Efficient Method for Simulating Frequency – Dependent Friction in Transient Liquid Flow*. Journ.of Fluids Eng., Trans. ASME, 97–105, 1975.
- [208] Troškolański A. T., *Hydromechanika*. WNT, Warszawa, 1962.
- [209] Turkowski M., *Pomiary pulsującego strumienia płynu*. Pomiary Automatyka Robotyka 10/2005, 8–10.
- [210] Turkowski M., *Pomiary pulsującego strumienia płynu. Możliwość stłumienia pulsacji podczas stosowania przepływomierzy zwężkowych do pomiaru pulsującego strumienia płynu*. Pomiary Automatyka Robotyka 12/2005, 13–15.
- [211] Tusseling A.S., *Fluid-structure interaction In liquid-field pipe systems*. A reviv, Journal of Fluids and Structures, 10 1996 109–146.
- [212] Ułanowicz I., *Właściwości dynamiczne linii hydraulicznych lotniczych napędów hydraulicznych*. Prace naukowe Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych zeszyt 23, 2008, 89–116.

- [213] Urbanowicz K., Zarzycki Z., *Transient cavitating Pipe Flow*. Computation Models and Methods, Task Quarterly 12 No 3, 159–172, 2008.
- [214] Vardy A.E., Hwang K.L., Brown J.M.B., *A weighting function model of transient turbulent pipe friction*. Journal of Hydraulic Research, Vol. 31, No. 4, 548–553, 1993.
- [215] Vardy A.E., Brown J.M.B., *Transient turbulent friction in fully rough pipe flows*. Journal of Sound and Vibration, 270, 2004, 233–257.
- [216] Vardy A.E., Brown J.M.B., *Efficient Approximation of Unsteady Friction Weighting Functions*. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE, 2004, Vol. 130, 11, 1097–1107.
- [217] Vardy A.E., Brown J.M.B., *Transient turbulent friction in smooth pipe flows*. Journal of Sound and Vibration, 259(5), 1011–1036, 2003.
- [218] Viersma T.J., *Analysis, synthesis and design of hydraulic serwo systems and pipelines*. ESPC, Amsterdam 1980.
- [219] Vitkovský J., Lambert M., Simpson A., Bergant A., *Advances in Unsteady Friction Modeling in Transient Pipe Flow*. Proceedings of the 8th International Conference on Pressure Surges, The Hague, The Netherlands, BHR Group 2000, 471–482.
- [220] Vitkovský J.P., Stephens M.L., Bergant A., Simpson A.R., Lambert M.F., *Efficient and accurate calculation of Zilke and Vardy-Brown unsteady friction in pipe transients*. 9th International Conference on Pressure Surges, Chester, United Kingdom, 2004, 405–419.
- [221] Wacker K., *Schalldämpfer auslagen zum Vermindern des Lärmes von Hydraulikanlagen*. Maschinenmarkt 1985.
- [222] Watton I., *Fluid power systems. Modeling, simulation, analog and microcomputer control*. Prentice Hall International (UK) Ltd. 1989.
- [223] Weingart J., Helduser S., *Geräuschminderung von Hydraulikpumpen durch aktive Verminderung der Volumenstrom- und Druckpulsation*. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Wrocław, 17–19 maja 2005. Wrocław, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP [2005], 488–498.
- [224] Weyna S., *Rozpływ energii akustycznych źródeł rzeczywistych*. WNT, Warszawa 2005.
- [225] Wichowski R., *Jednowymiarowa teoria zjawiska uderzenia hydraulicznego w przewodach wodociagowych*. Część I. Archiwum Hydrotechniki, zeszyt 4, 1983.
- [226] Wood J.D., Funk J.E., *A Boundary-Layer Theory for Transient Viscous Losses in Turbulent Flow*. Journ. of Basic. Eng., Trans. ASME, 865–873, 1970.
- [227] Wylie E.B., Streeter V.L., *Fluid Transients*, McGraw-Hill, New York 1978.
- [228] Wylie, E.B., Streeter, L.V., *Fluid Transients in Systems*. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1993.
- [229] Yang W.C., Tobier W.E., *Dissipative Modal Approximation of Fluid Lines Using Linear Friction Model*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, March 1991, 152–162.
- [230] Zachwieja J., Gawda M., *Numeryczna analiza drgań rurociągów*. Hydraulika i Pneumatyka 6/2003, 15–21.
- [231] Zachwieja J., Gawda M., *Charakter drgań rury z pulsacyjnym przepływem czynnika ściśliwego*. Hydraulika i Pneumatyka 4/2004, 38–44.
- [232] Zachwieja J., Gawda M., *Diagnozowanie własności dynamicznych układu rurociąg-pompa pod kątem możliwości tłumienia drgań*. Diagnostyka 4/2006 27–31.
- [233] Zachwieja J., *Drgania rurociągu spowodowane obecnością zaworu*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne. Wrocław 17–19 maja 2005, 175–183
- [234] 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.
- [235] Zarzycki Z., *Opory niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach zamkniętych*. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 516, Szczecin 1994.

- [236] Zarzycki Z., *Weighting functions for simulation of frequency – dependent friction in fluids lines*. Second International Symposium on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje, Poland, 30 August – 2 September 1995.
- [237] Zarzycki Z., *On weighting function for wall shear stress during unsteady turbulent pipe flow*. 8th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, 529–543, The Hague, 2000.
- [238] Zarzycki Z., Kudźma S., *Simulations of transient turbulent flow in liquid lines using time – dependent frictional losses*. Proceedings of the 9th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, Chester 2004, UK, 24–26 March, 439–455.
- [239] Zarzycki Z. Kudźma S., Sprawozdanie z projektu badawczego KBN nr T07C 050 21 pt. *Metody symulacji uderzenia hydraulicznego z uwzględnieniem niestacjonarnego tarcia cieczy w przewodach zamkniętych*, Szczecin 2004.
- [240] Zarzycki Z. i inni, *Simulation of transient flows in a hydraulic system with a long liquid line*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2007, Vol. 45, nr 4, 853–871.
- [241] Zhao M., Ghidaoui M.S., *Godunov – Type Solutions for Water Hammer Flows*, Journal of Hydraulic Engineering ASCE, Vol. 130, No. 4, April 1, 2004.
- [242] Zielke W., *Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow*, Journ. of Basic Eng., Trans. ASME, 109–115, March 1968.
- [243] Źródło internetowe, www.mathworks.com (bezpośrednio, <http://tiny.pl/33nf>).

Wykaz norm

- [244] PN-ISO 7196,2002. Akustyka – Charakterystyka częstotliwościowa filtru do pomiarów infradźwięków.
- [245] PN-ISO 9612,2004. Akustyka – Zasady pomiaru i oceny ekspozycji na hałas w środowisku pracy.
- [246] PN-EN ISO 3744, 1999. Akustyka – Wyznaczanie poziomów mocy akustycznej źródeł hałasu na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego. Metoda techniczna stosowana w warunkach zbliżonych do pola swobodnego nad płaszczyzną odbijającą dźwięk.
- [247] PN–84/N-01330. Techniczna metoda określania poziomu mocy akustycznej hałasu maszyn w swobodnym polu akustycznym nad powierzchnią odbijającą dźwięk.
- [248] PN–85/M 47015. Maszyny do robót budowlanych ziemnych. Dopuszczalny poziom hałasu na stanowisku pracy operatora i metody badań.
- [249] PN–85/M–47016. Maszyny do robót budowlanych ziemnych. Metody badań hałasu emitowanego przez maszyny.
- [250] Rozporządzenie ministra pracy i polityki społecznej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy DzU Nr 217, poz. 1833.
- [251] PN87/ BO 215/02. Akustyka budowlana ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach.

Pressure pulsation and noise damping during transient and stable states in hydrostatic drive systems

The main goal of the present monograph is to specify the way and methods of reducing pressure pulsation and noise emitted by hydrostatic drive systems, especially by heavy duty machines both for transient and stable states in the whole input function spectrum. The goal is formulated in Chapter 1 of the monograph is divided into 11 parts. In chapter 2 basic pressure pulsation sources like: flow fluctuation positive displacement pumps, transient states and pulsation generated by external forces, are presented. Chapter 3 contains the analysis and synthesis of the current scientific research state in the area of mathematical modeling and calculation methods of unstable fluid flow in hydraulic pipes. Different models of hydraulic resistances are considered – from lossless line or quasi-stable resistances to unstable model of friction. Chapters 4 and 5 comprise tests' results of stationary and unstable flow character in hydraulic pipes and components (chapter 4), as well as the pressure wave speed propagation depending on a pipe wall type (chapter 5). Numerical tests carried out according to custom-made algorithms with characteristic method and experimental tests for unstable states with systems equipped with hydraulic long line, are presented in chapter 6. Emphasis is put on the fact that using unstable friction model shows results similar to the results of the experiment. Chapter 7 concerns the notion of shaping the starting process typical of noise minimization. The following models are presented: firstly, a mathematical model of starting the hydrostatic gear in proportion to suitable algorithm, and secondly a mathematical model of hydrostatic gear with conventional directional control valve, and starting valve of homemade construction the function of which is to attenuate starting process by reducing maximal pressure. Analytical considerations are experimentally verified with a satisfactory result. Chapter 8 presents the methods of reducing the pressure pulsation and noise in hydraulic systems; moreover, mathematical models of pressure pulsation damper, especially broadband damper that is effective in wide frequencies spectrum, are discussed. There are presented the results of acoustic and hydraulic tests that refer to the influence of pressure damper on the reduction of pressure's pulsation. The results of the acoustic test confirm that pressure dampers significantly influence on the noise reduction in hydraulic systems, especially heavy duty machines. In chapter 9 a comparison is made of different pressure dampers based on laboratory hydraulic and acoustic tests. Chapter 10 presents the results of tests that verify the influence of pressure damper on external noise in operator cabin typical of heavy duty machines like wheel loader or car crane. The influence of pressure damper on noise reduction is appears to be significant. The monograph is concluded with chapter 11 which contains guidelines for soundproofing hydrostatic drive systems during transient and stable work. Future research direction has been indicated.