

Laboratorium

Wibroakustyczne Diagnozowanie Maszyn i Urządzeń

Instrukcja do ćwiczenia nr 3

**ŹRÓDŁA HAŁASU W NAPĘDACH HYDROSTATYCZNYCH
ORAZ METODY ZMNIEJSZANIA ICH HAŁAŚLIWOŚCI**

Opracowanie: P. Osiński, K. Leszczyński

Przykładem często wykorzystywanych maszyn roboczych charakteryzujących się wysoką emisją hałasu są maszyny o napędzie hydraulicznym. Układy hydrauliczne posiadają wiele użytecznych zalet, ale wyróżnia je też kluczowa wada – podczas pracy generują wysokie wartości poziomu dźwięku, co bywa powodem rezygnacji z ich użycia w niektórych maszynach pracujących w bezpośrednim kontakcie z ludźmi. Ich hałaśliwość jest związana przede wszystkim z dwoma zjawiskami [1]:

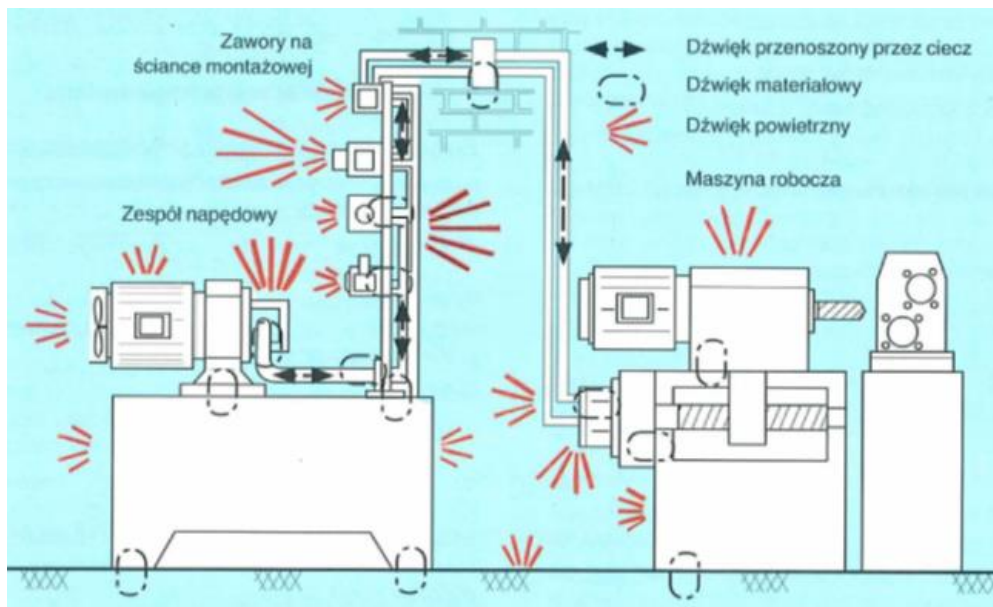
- hydraulicznymi – dotyczy przepływu czynnika roboczego w układzie (zjawisko kawitacji, pulsacja ciśnienia tłoczenia, uderzeniowe zmiany ciśnienia, zasklepienie cieczy we wrębach kół zębatych),
- mechanicznymi – obejmuje drgania elementów konstrukcyjnych spowodowanych m.in. błędami wykonania i montażu, nadmiernymi luzami, niewyrównoważeniem części wirujących.

Uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej występują w czasie przechodzenia przestrzeni roboczej w pomie z obszaru ssawnego do tłocznego. Wywołuje to zmienne obciążenie zespołu pompującego, które generuje hałas. Podobnie pulsacja ciśnienia, będąca pochodną pulsacji wydajności wywołuje zmienne obciążenie i w konsekwencji hałas [1].

Zjawisko zasklepiania cieczy we wrębach kół zębatych występuje w momencie, kiedy dwie pary zębów są w zazębieniu, czyli podczas przejścia zębów z obszaru tłocznego do ssawnego. Wytwarza to gwałtowny wzrost ciśnienia w przestrzeni zasklepionej, a w konsekwencji – obciążenia zespołu pompującego. Powoduje to powstawanie zjawisk dźwiękotwórczych [1].

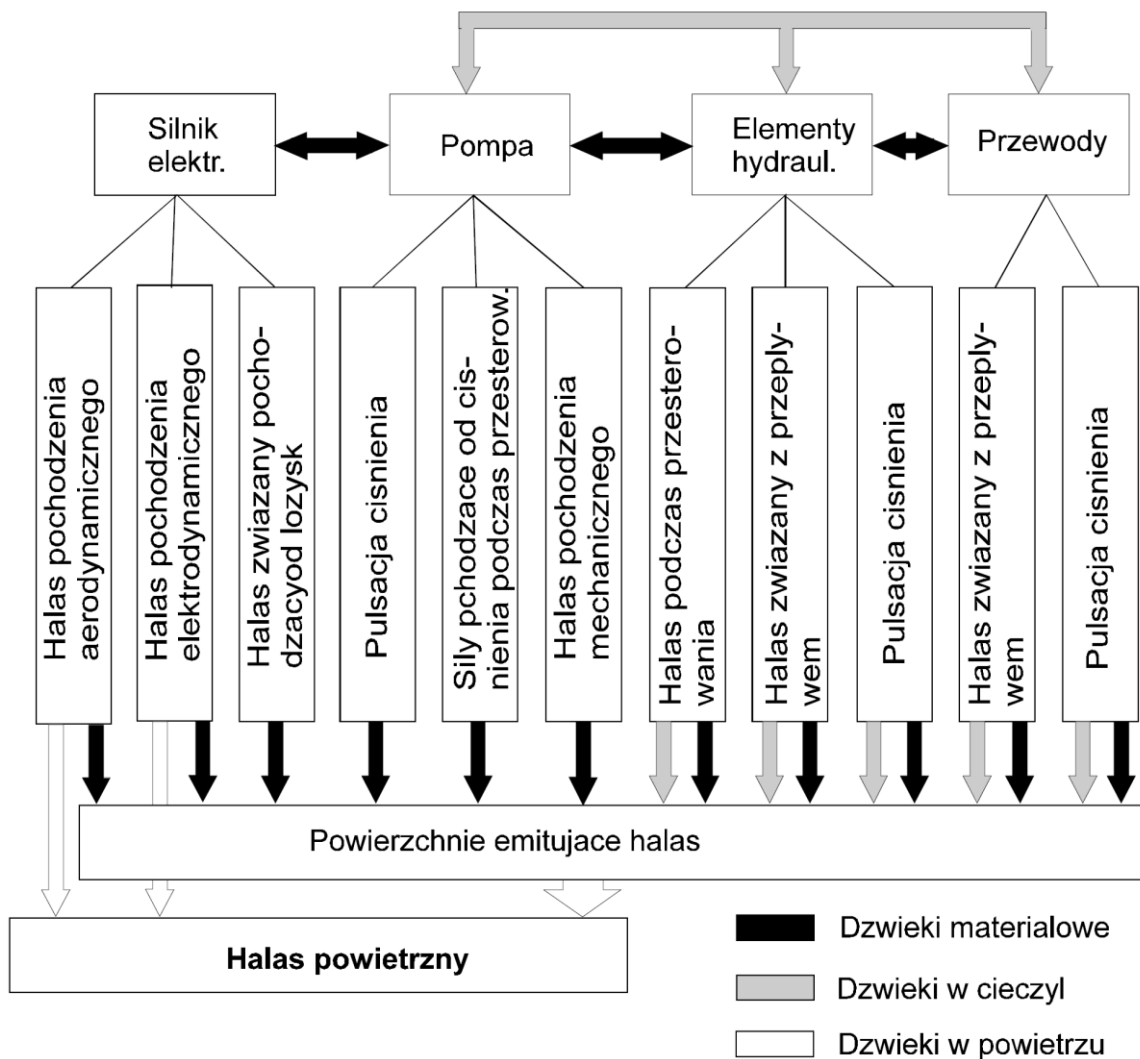
Kawitacja cieczy roboczej prowadzi do miejscowych uderzeń hydraulicznych. Generuje to nagłe zmiany ciśnienia i wydajności pompy. Zjawisko to powoduje hałas, a także wpływa negatywnie na trwałość zespołu pompującego [1].

Na rysunku 1 został pokazany układ hydrauliczny z zaznaczonymi miejscami, które mogą być źródłem powstawania dźwięku. Można na nim zauważyć również fakt przenoszenia drgań przez ciecz lub poprzez materiał elementów będących w kontakcie z układem (tzw. przenoszenie boczne). Jest to zjawisko bardzo niekorzystne, ponieważ drgania przenoszone do tych części jak również ścian czy fundamentu sprawiają, że wszystkie te drgające ciała emitują pewien poziom dźwięku do otoczenia.



Rys. 1. Schemat układu hydraulicznego z zaznaczonymi miejscami potencjalnych źródeł dźwięku [2]

Układy hydrauliczne najczęściej składają się z takich elementów jak: silnik elektryczny napędzający pompę, pompa hydrauliczna, elementy hydrauliczne (np. rozdzielacze, zawory) oraz przewody hydrauliczne. Każdy z tych elementów przyczynia się do powstawania hałasu (rys. 2). W silniku elektrycznym drgania wzbudzone są samoistnie na skutek sił pochodzenia elektrodynamicznego i aerodynamicznego oraz od zmiennych sił w łożyskach np. na skutek niewyważenia elementów wirujących. W przypadku pomp wyporowych hałas powstaje na skutek przede wszystkim wymuszeń od zmiennych sił towarzyszących procesom przesterowania. Duży wpływ mają również przepływ cieczy roboczej, pulsacja ciśnienia oraz przyczyny mechaniczne (uderzenia występujących pomiędzy elementami pompy). W pompach, udział hałasu pochodzącego od przepływu zależy od tego jak szybko zmieniają się przebiegi ciśnień podczas procesów przesterowania. Powolne przebiegi ciśnień w obszarach przesterowania powodują, że hałas może mieć, dla określonych parametrów eksploatacyjnych, decydujące znaczenie. Ponadto hałas generowany przez przepływ jest szczególnie intensywny w miejscach, gdzie przepływ odbywa się przy bardzo małym przekroju. W takim przypadku prędkość przepływu może przekraczać 10 m/s, co powoduje, generowanie się hałasu związanego z występowaniem kawitacji w takich przekrojach. Elementy hydrauliczne oraz przewody są wzbudzone do drgań poprzez siły pochodzące od przepływu czynnika roboczego oraz od pulsacji ciśnienia. Drgania te są wzbudzone przez pompę, ponieważ jest ona połączona z ww. elementami hydraulicznie i mechanicznie [3].

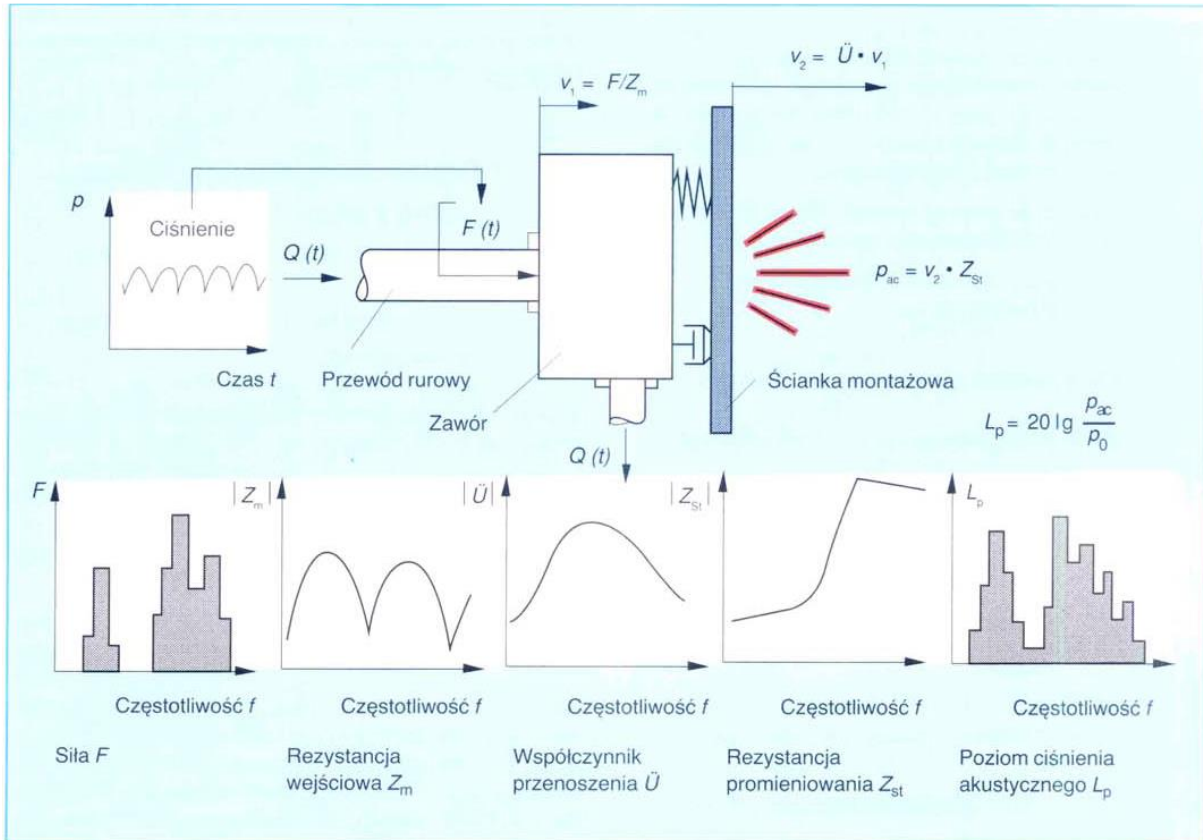


Rys. 2. Przyczyny powstawania hałasu w układach hydraulicznych [3]

Na rysunku 3 pokazano schematycznie ściankę montażową z przymocowanym do niej zaworem hydraulicznym. Na jego wejściu działa okresowo zmienna siła $F(t)$, która powstała na skutek pulsacji ciśnienia cieczy dostarczonej do tego zaworu. Na podstawie charakterystyki $F(t)$ można określić widmo częstotliwości zwanym widmem pobudzenia. Właściwości miejsca wprowadzenia mają duży wpływ na samo widmo pobudzenia oraz wartości ostatecznego dźwięku powietrznego. Każde takie miejsce stawia pewien opór zwany opornością falową lub impedancją. Parametr ten opisuje jak dana część maszyny zamienia pobudzenie siłą w ruch drgający. Szczególnie duży ruch drgający zostaje pobudzony dla częstotliwości rezonansowych danego elementu (mała impedancja). W taki sposób pobudzony ruch drgający elementu (dźwięk materiałowy) jest przenoszony dalej, poprzez materiał, i rozchodzi się do struktur z nim sprzężonych. Następnie drgająca z prędkością inną niż drgania elementu pobudzonego przez siłę $F(t)$ wytwarza w swoim otoczeniu przemienne ciśnienie powietrza (dźwięk powietrzny). Zależy on od m.in.: jej kształtu, grubości, rodzaju materiału oraz rozległości [2].

Powyższa zależność wskazuje wielkości, na które można wywierać wpływ w celu zredukowania hałaśliwości urządzenia hydraulicznego (ale również innych maszyn). Podstawowymi punktami redukcji dźwięku są [2]:

- zmiana pobudzenia siły $F(t)$ (zmiana amplitudy, rozciąganie przebiegu czasowego pobudzenia),
- zmiana rezystancji wejściowej (zastosowanie elementów izolujących i tłumiących),
- wywieranie wpływu na rozchodzenie się dźwięku materiałowego i dźwięku transmitowanego przez ciecz (redukcja sprzężeń przenoszących dźwięk materiałowy, stosowanie elementów izolujących i tłumiących),
- ograniczenie promieniowania akustycznego (zmniejszenie powierzchni promieniującej),
- ograniczenie rozchodzenia się dźwięku powietrznego (okapturzenie, tłumiki dźwięku).



Rys. 3. Widmo pobudzenia i częstotliwościowa charakterystyka czasowa [2]

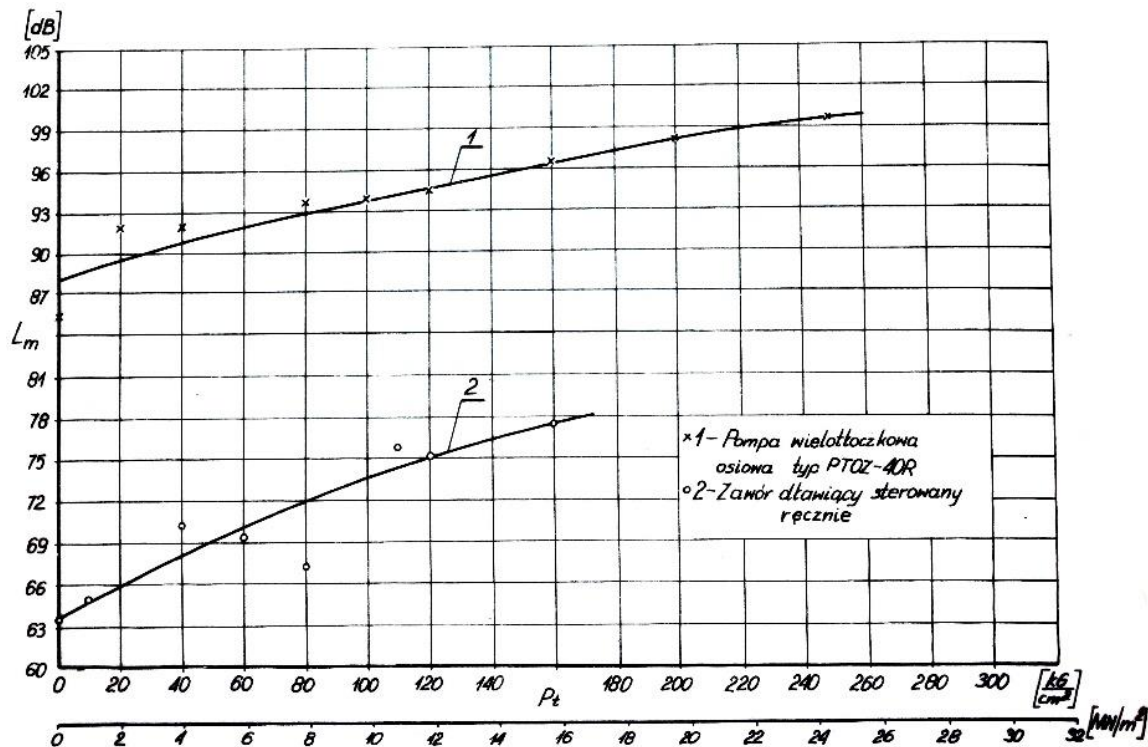
W związku z tym rozróżnia się trzy podstawowe metody zmniejszania hałaśliwości maszyn i urządzeń:

- metody czynne – idea sprowadza się do usuwania przyczyn hałasu lub ograniczenia emisji poprzez zabiegi w źródle hałasu [4],
- metody bierne – ograniczają obszar rozprzestrzeniania się fal dźwiękowych od źródła ich emitowania przez rozpraszanie i pochłanianie dźwięku [4],
- metody aktywne – wykorzystują generowanie źródła dźwięku do wyciszenia hałasu głównego źródła.

Wymagania dotyczące hałaśliwości stawiane współczesnym maszynom nie da się spełnić poprzez stosowanie jedynie metod biernych. Wykorzystuje się je jako uzupełnienie bardziej efektywnych metod czynnych [4].

Metody czynne

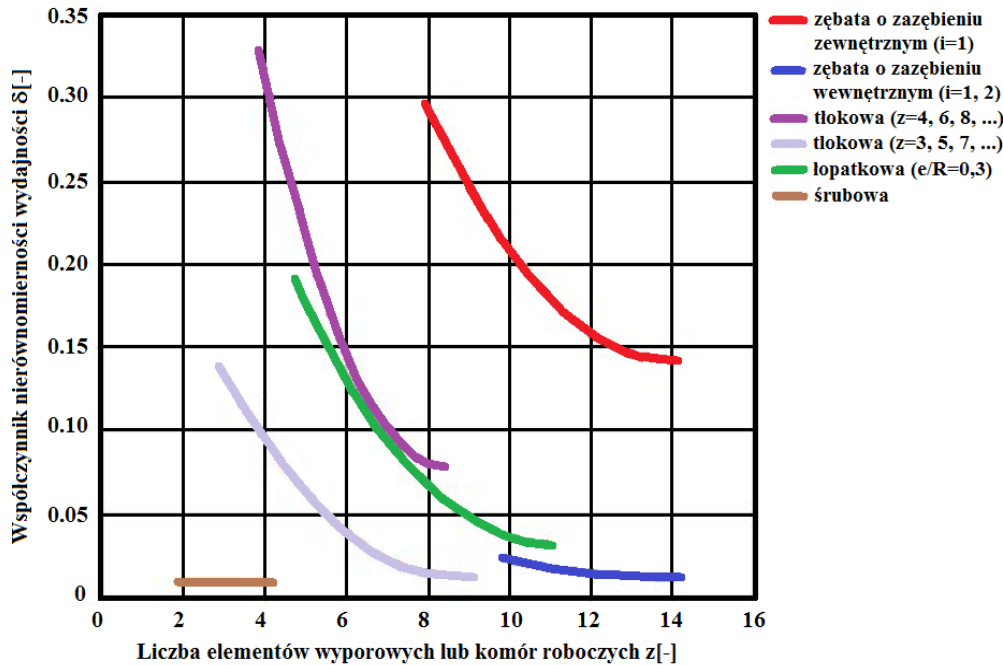
Ich ideą jest ingerencja w konstrukcję danej maszyny. Jest to zabieg bardzo kosztowny, ponieważ wymaga wytworzenia wielu prototypów i dokładnego ich przebadania, lecz redukcja hałasu u źródła daje najlepsze efekty [4].



Rys. 4. Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji ciśnienia tłoczenia generowanego przez pompę wielotłoczkową oraz zawór dławiący [4]

W napędach hydraulicznych metody czynne sprowadzają się przede wszystkim do zmian w konstrukcji najbardziej hałaśliwego elementu, czyli pompy hydraulicznej. Wartości emisji dźwięku pompy wielotłoczkowej i zaworu jednostronnego dławienia typu ZDJ można zobaczyć na rysunku 4, gdzie przedstawiono przebiegi poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji ciśnienia tłoczenia. Różnica wartości poziomu dźwięku, dla każdego ciśnienia tłoczenia wynosi ok. 20 dB [4]. Jest to jednoznaczny dowód, że głównym źródłem dźwięku układów hydraulicznych są pompy, a wpływ pozostałych elementów jest znacznie mniejszy. Wśród pomp hydraulicznych największą emisją dźwięku charakteryzują się pompy wielotłoczkowe oraz zębate z zazębieniem zewnętrznym. Na rysunku 5 zestawiono współczynniki nierównomierności wydajności różnych typów pomp hydraulicznych [5].

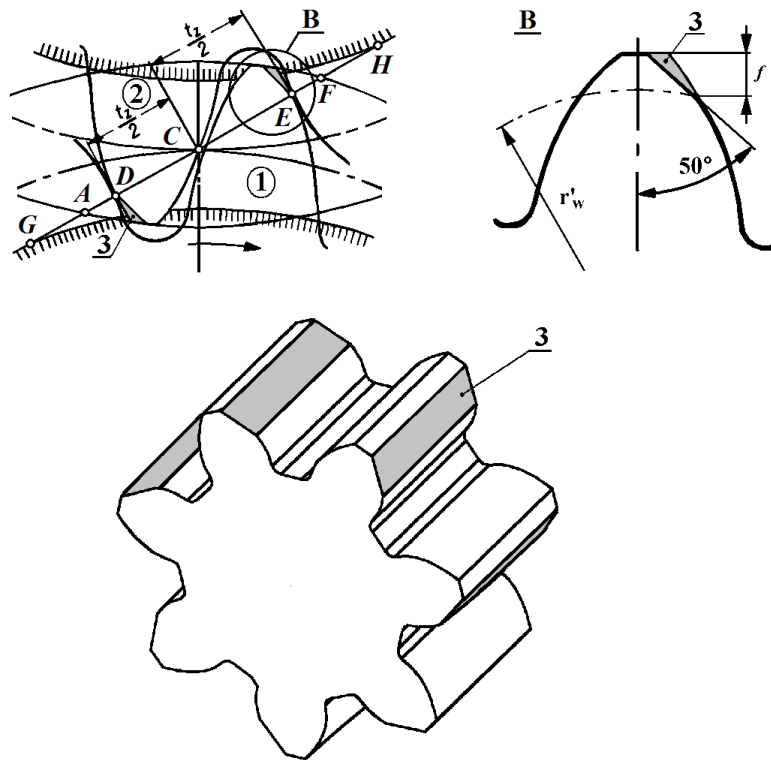
Współczynnik ten opisuje pulsacje wydajności pompy, która jest jedną z głównych przyczyn emisji hałasu. Można więc stwierdzić, że najprostszym rozwiązaniem wśród metod czynnych jest zastosowanie pompy charakteryzującej się niższą emisją poziomu dźwięku. Zwykle jednak nie jest to możliwe ze względu na niewystarczające parametry pracy takich pomp, a także ze względu na ich cenę i koszty eksploatacji.



Rys. 5. Porównanie współczynnika nierównomierności wydajności dla różnych typów pomp hydraulicznych [5]

Ze względu na prostotę budowy, niską cenę oraz bardzo dobre parametry pracy, najczęściej wykorzystywaną pompą hydrauliczną jest pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym [6]. Z tego powodu najwięcej prac oraz patentów mających na celu obniżenie poziomu hałasu układów hydraulicznych dotyczy właśnie pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym.

W pompie zębatej koła odpowiedzialne są za tłoczenie cieczy roboczej, dlatego zarys zębów bardzo mocno wpływa na wielkości akustyczne pompy. Podstawowym zarysem jest zarys ewolwentowy, który jest nieczuły na zmianę odległości między osiami kół podczas wahań ciśnienia, ma stały kierunek siły międzyzębnej, a także jest tani w wykonaniu. Jednak ze względu na współpracę powierzchni wypukłych występują duże naciski. W pompie zębatej o ewolwentowy zarys zębów tworzy się tzw. przestrzeń zasklepiona. Podczas obrotu kół przestrzeń ta ulega zmniejszeniu, czemu towarzyszy wzrost ciśnienia i pulsacja wydajności. Aby zmniejszyć skalę wpływu zmiany objętości przestrzeni zasklepionej stosuje się koła o zerowym luzie bocznym. Mają one za zadanie podzielenie przestrzeni zasklepionej na dwie mniejsze, których objętość maleje w mniejszym stopniu co przekłada się na mniejszy wzrost ciśnienia i mniejszą pulsację wydajności [7]. Inne, rzadziej stosowane zarysy zębów mają za zadanie przede wszystkim obniżenie pulsacji wydajności, odciążenie przestrzeni zasklepionej oraz zmniejszenie nacisków jednostkowych współpracujących zębów [8]. Są to zarysy takie jak cykloidalne, CRT, Trunnigera, ale przede wszystkim różnego rodzaju zmodyfikowane zarysy ewolwentowe (rys. 6) oraz poliewolwentowe. W zależności od użytego zarysu, poziom mocy akustycznej pompy zębatej będzie niższy o ok. 2-4 dB niż pompy z zarysem ewolwentowym. Podobne efekty daje zastosowanie śrubowej linii zębów.



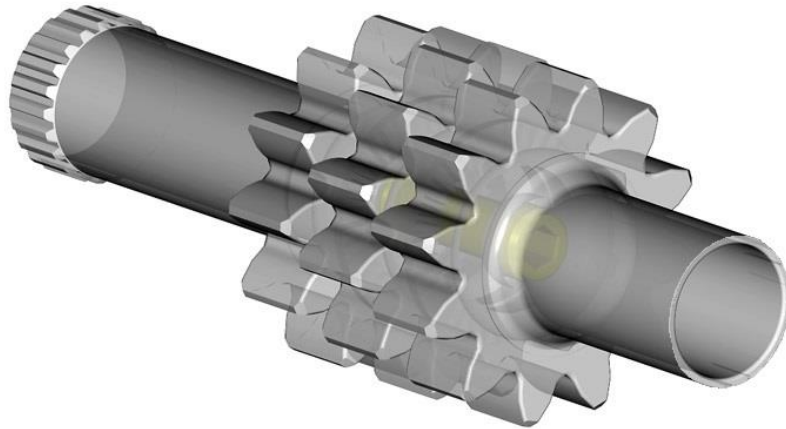
Rys. 6. Koło zębate o zmodyfikowanym zarysie ewolwentowym [6]

Innym szeroko stosowanym sposobem na odciążenie przestrzeni zasklepionej są rowki odciążające umieszczone na korpusach łożysk ślizgowych (rys. 7). Mają one na celu połączenie przestrzeni zasklepionej z komorą tłoczną pompy do momentu zmniejszenia się objętości [7]. Zapobiega to szkodliwemu wzrostowi ciśnienia w przestrzeni zasklepionej. Jego przyrost o ok. 15 MPa skutkuje zwiększeniem emisji poziomu ciśnienia akustycznego o ponad 10 dB(A) [8].



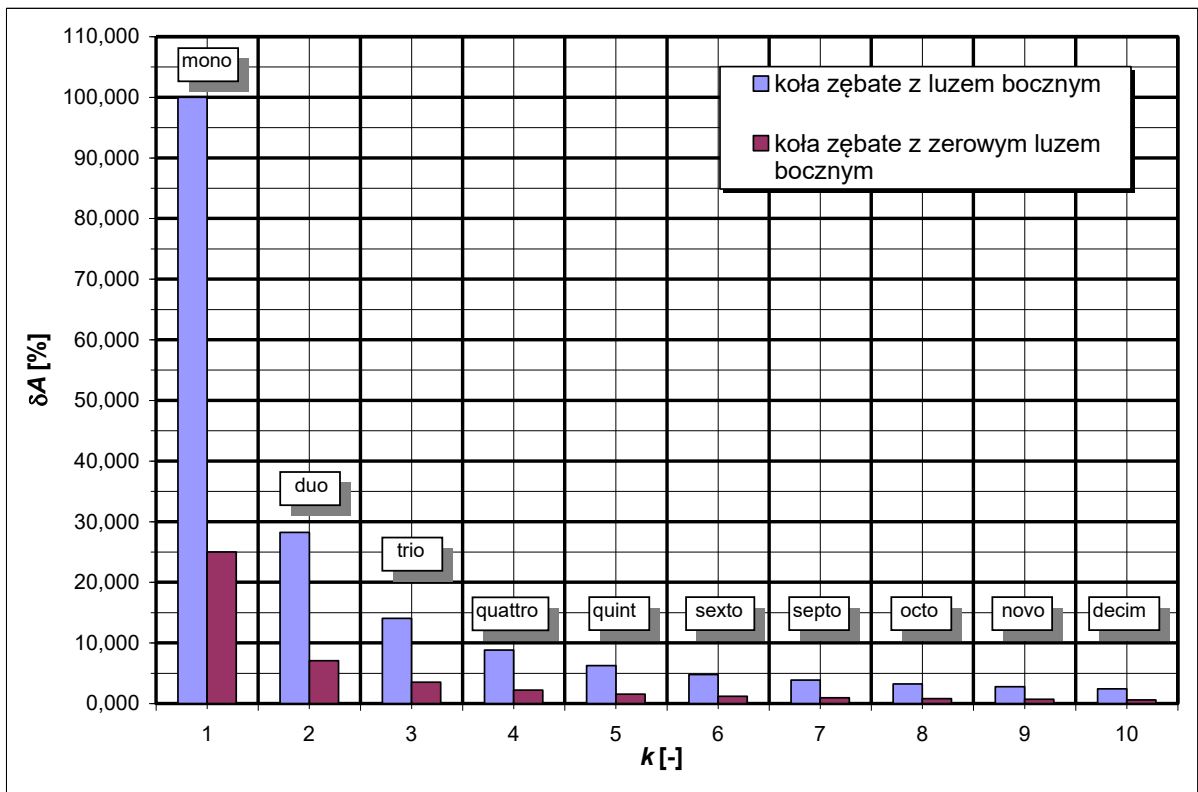
Rys. 7. Rowki odciążające w korpusie łożysk ślizgowych

Znaczna redukcja pulsacji wydajności, a co za tym idzie poziomu dźwięku, możliwa jest poprzez zastosowanie dzielonych kół zębatach typu *split* (rys. 8) [6]. Wartość obniżenia pulsacji wydajności zależy od liczby par kół współpracujących w danej pompie.



Rys. 8. Koło zębate wieloczęściowe typu „split” [6]

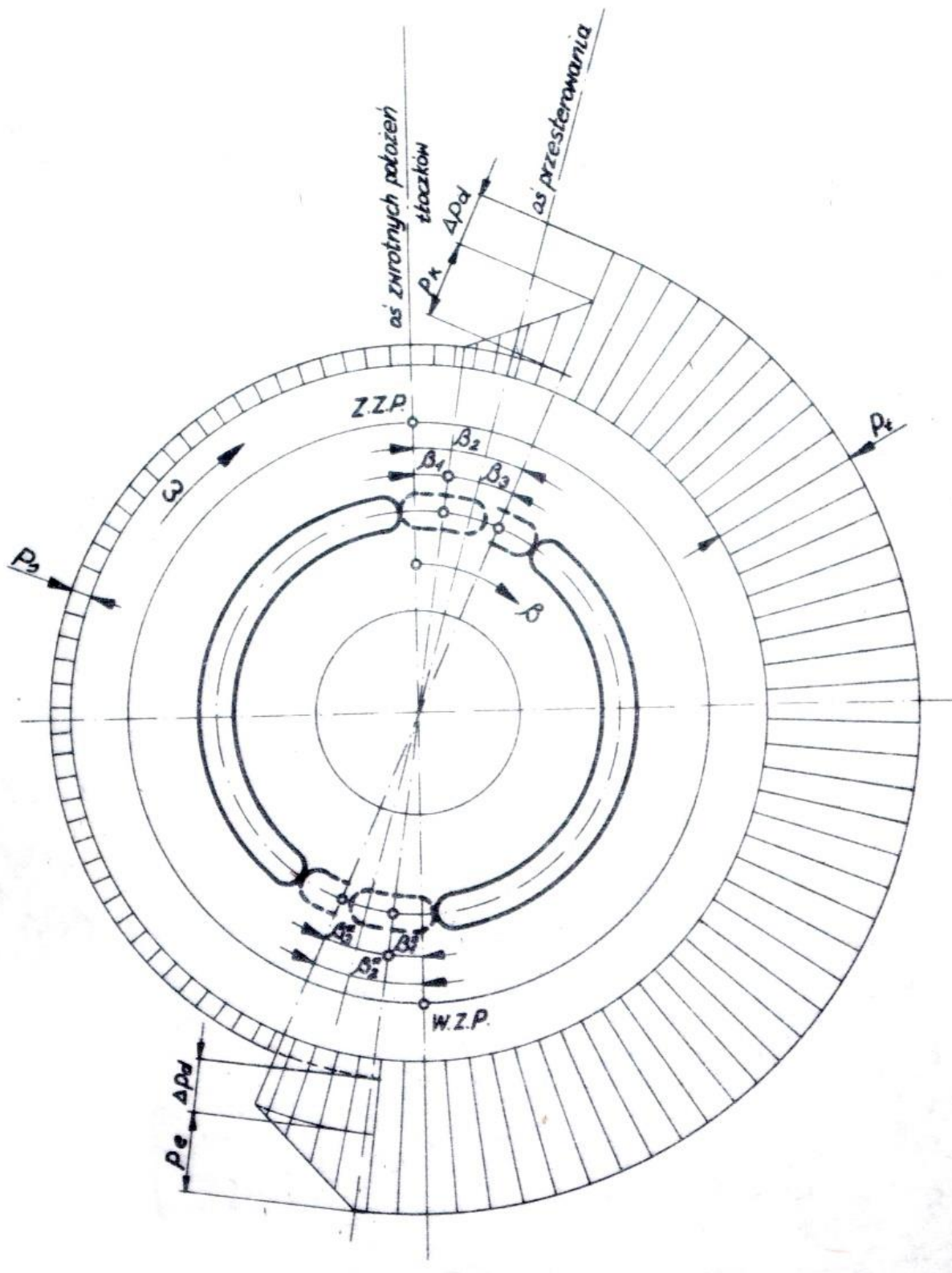
Wpływ ilości kół w dzielonych kołach zębatych na pulsację wydajności pokazano na rysunku 9. Za punkt odniesienia obrano pojedyncze koło zębate i określono amplitudę jego pulsacji jako 100%. Z wykresów wynika, że już zastosowanie podwójnego koła pozwala obniżyć pulsację ponad trzykrotnie, a każde dodatkowe koło obniża tę wartość jeszcze bardziej. Koła te są jeszcze rzadko stosowane ze względu na trudności wykonania.



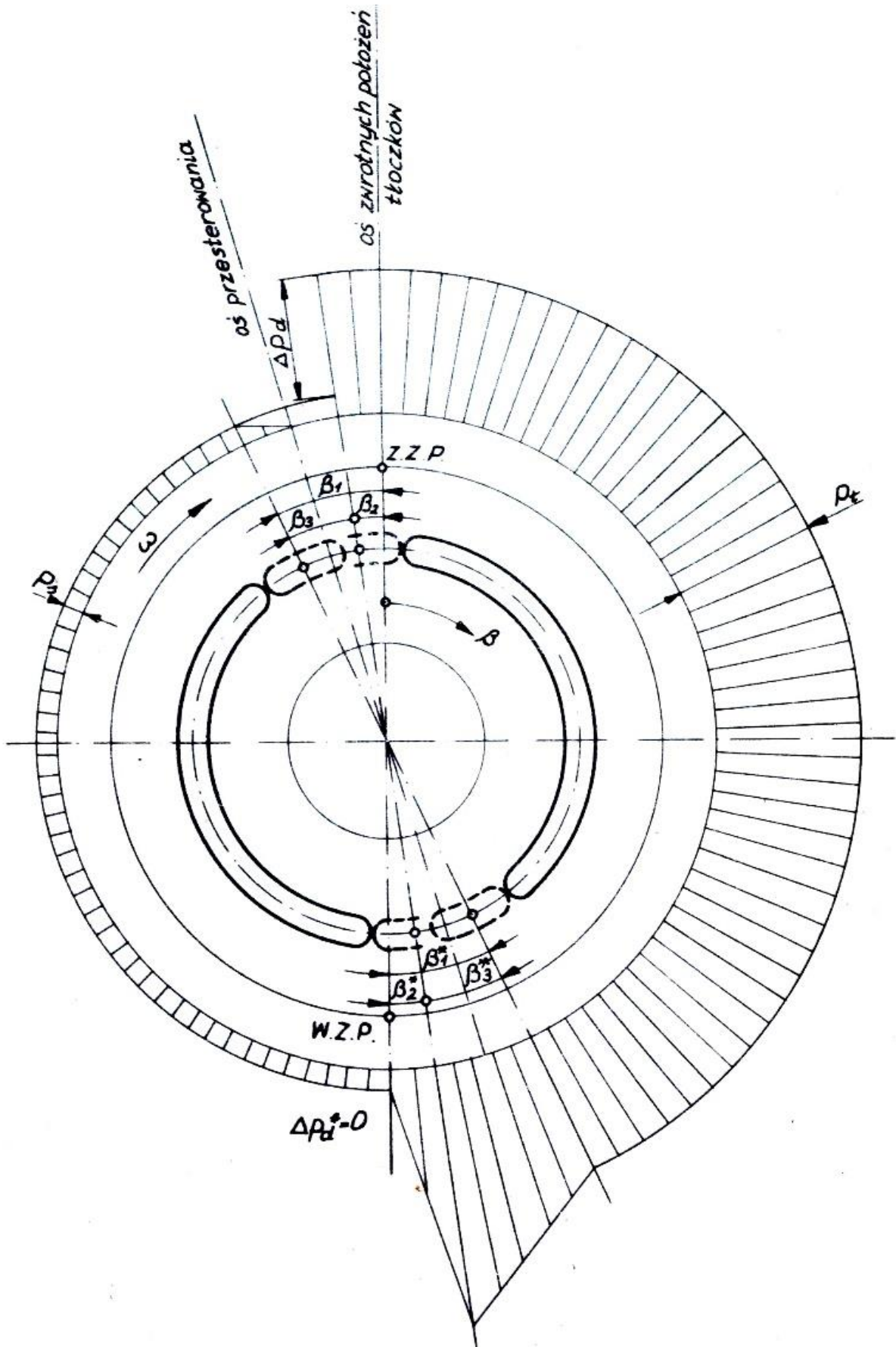
Rys. 9. Względna zmiana amplitudy pulsacji wydajności dla wieloczęściowych kół zębatych z luzem oraz bez luzu bocznego [6]

Pompa wielotłoczkowa osiowa charakteryzuje się bardzo dobrymi parametrami pracy oraz możliwością regulacji wydajności, ale generuje najwyższe poziomy dźwięku spośród wszystkich pomp hydraulicznych. Priorytetem w konstruowaniu tego typu pomp jest zapewnienie odpowiedniego rozkładu ciśnienia w przestrzeni roboczej. Nie należy dopuszczać do nagłego skoku ciśnienia podczas przechodzenia cylindra z obszaru ssawnego do tłocznego i odwrotnie. Proces ten zwany jest procesem przesterowania. Uzyskuje się to poprzez obrócenie osi przesterowania o odpowiedni kąt β_2 w stosunku do osi położenia zwrotnych tłoczków

w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów wirnika [4]. Rozwiązanie te zostało pokazane na rysunku 10. Dla porównania, na rysunku 11 pokazano niepoprawny rozkład ciśnienia.

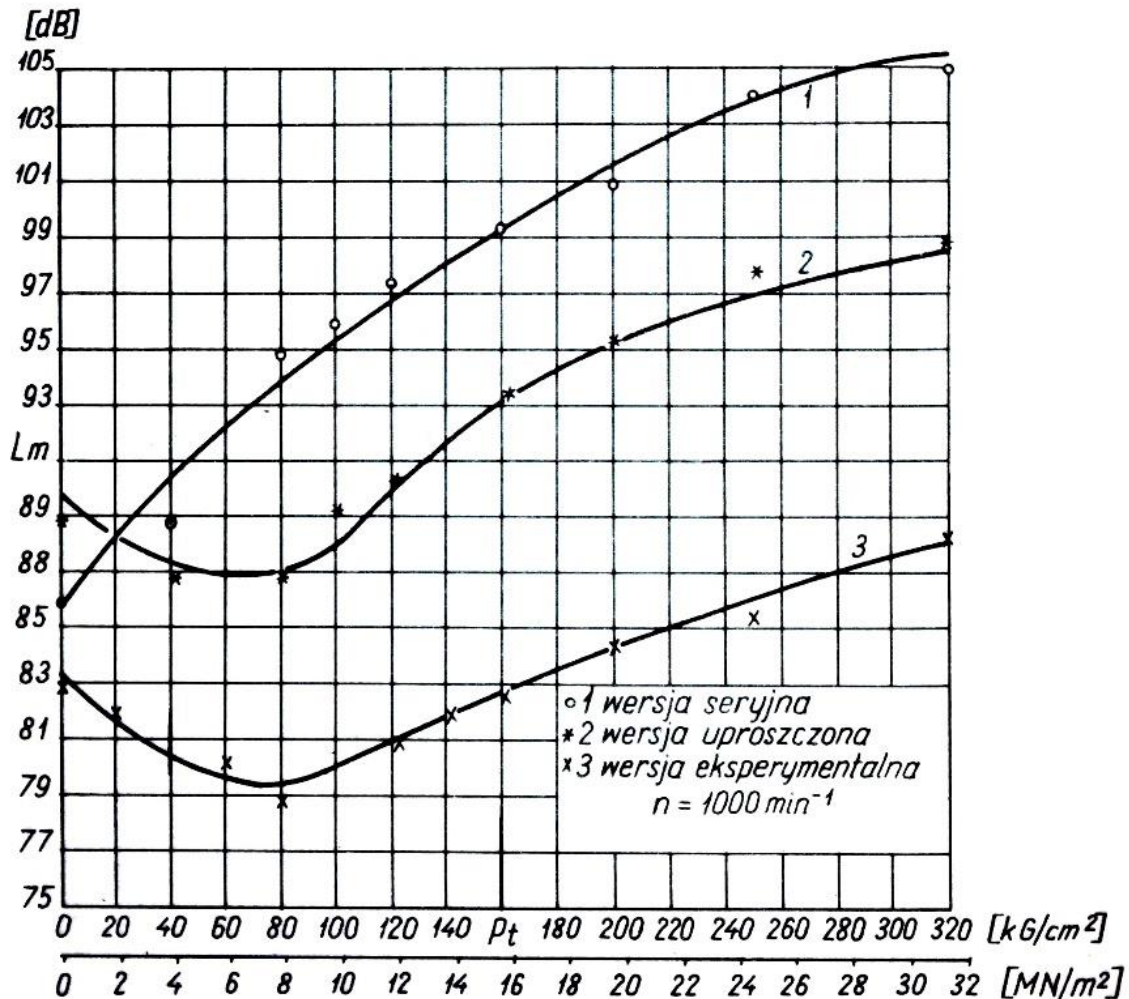


Rys. 10. Poprawny rozkład ciśnienia w przestrzeni roboczej pompy wielotłoczkowej osiowej dla osi przesterowania obróconej zgodnie z kierunkiem obrotów wirnika [4]



Rys. 11. Niepoprawny rozkład ciśnienia w przestrzeni roboczej pompy wielotłoczkowej osiowej dla osi przesterowania obróconej przeciwnie do kierunku obrotów wirnika [4]

Rezultaty obniżenia hałasu pompy wielotłoczkowej w zależności od zastosowanych zmian przedstawione są na rysunku 12. Krzywa nr 1 przedstawia poziom ciśnienia akustycznego pompy seryjnej, krzywa nr 2 – pompy z nowym rozwiązaniem tarczy rozdzielczej, a krzywa nr 3 – pompy z dodatkowymi zmianami konstrukcyjnymi. Już w uproszczonej wersji pompy, oznaczonej numerem 2, poziom wyemitowanego ciśnienia akustycznego zmniejszył się o 7-13dB, a w pompie eksperymentalnej (wersja nr 3) nawet o 18-20 dB [4].



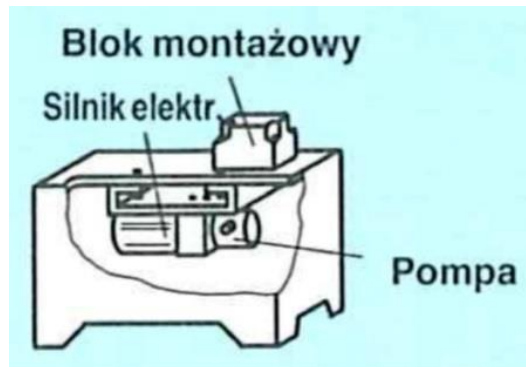
Rys. 12. Wartość poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji ciśnienia tłoczenia dla trzech wersji pompy [4]

Metody bierne

Są to zwykle metody uzupełniające metody czynne. Polegają na ograniczeniu obszaru rozprzestrzeniania się fal akustycznych poprzez pochłanianie i/lub rozpraszanie [4].

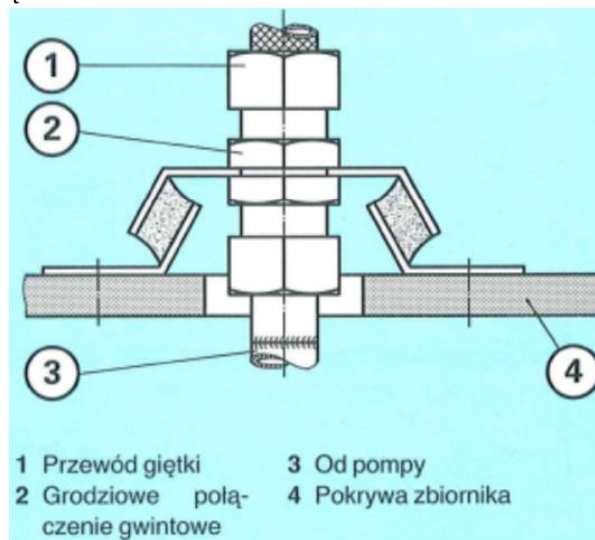
W hydraulice siłowej stosuje się różne metody bierne mające na celu pochłonięcie lub rozproszenie fal akustycznych zasilacza hydraulicznego.

Jednym z najprostszych i najczęściej stosowanych sposobów na ograniczenie rozchodzenia się dźwięku jest zanurzenie pompy hydraulicznej lub pompy wraz z silnikiem napędowym w oleju znajdującym się w zbiorniku (rys. 13). Fale akustyczne zostają rozproszone i wytłumione przez ciecz. Dzięki temu rozwiązaniu drgania przenoszone na ściany zbiornika mają znacznie mniejszą amplitudę, a co za tym idzie – układ charakteryzuje się znacznie mniejszą emisją dźwięku.

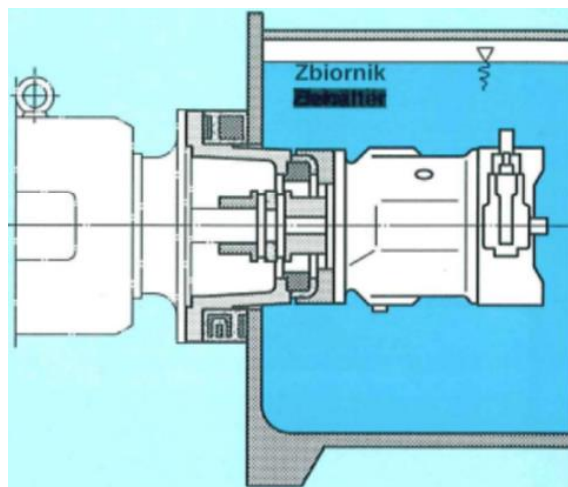


Rys. 13. Zasilacz hydrauliczny z zanurzonym zespołem silnik-pompa [2]

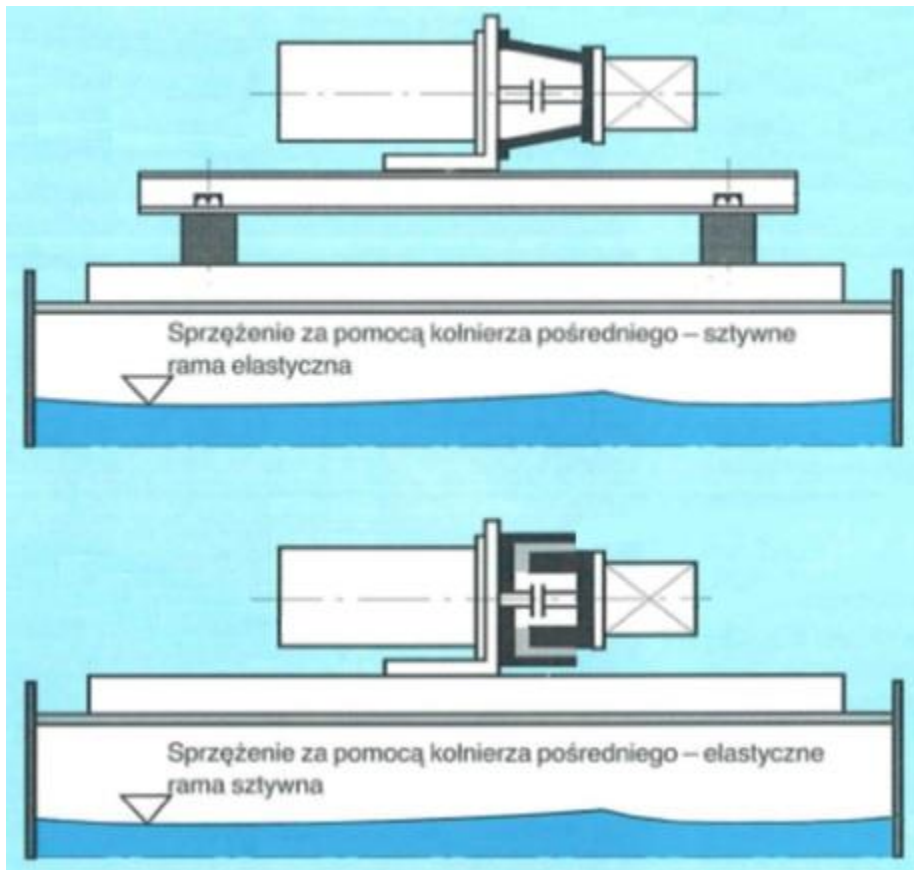
Dużym problemem w napędach hydraulicznych jest rozchodzenie się tzw. dźwięku materiałowego, czyli drgań rozchodzących się w ciałach stałych będących w kontakcie z elementami układu. Aby temu przeciwdziałać stosuje się tłumiki wykonane z materiałów tłumiących drgania. Specjalne tłumiki umieszcza się np. na styku pompy ze zbiornikiem (rys. 15 i 16), w miejscach styku elementów układu z otaczającymi ciałami stałymi (rys. 14) lub pod zasilaczami (rys. 17), co ma na celu ograniczyć przenoszenie się drgań na fundament. Ważny jest także odpowiedni dobór materiału wkładki tłumiącej w podatnym sprzęgle kłowym łączącym silnik z pompą.



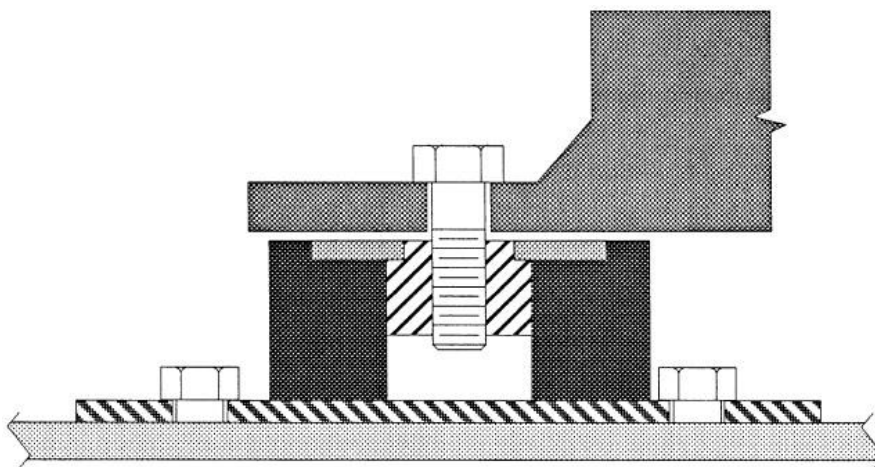
Rys. 14. Elastyczny przepust przewodu przez pokrywę zbiornika [2]



Rys. 15. Kolnierz tłumiący [2]

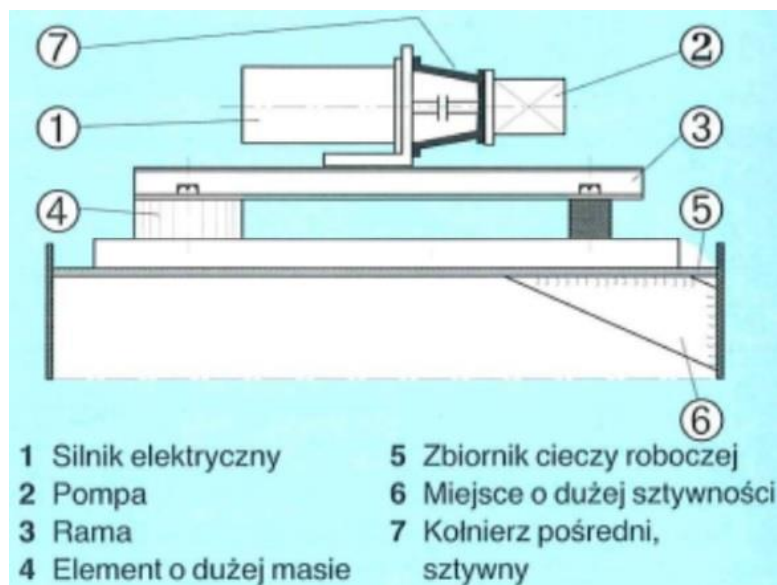


Rys. 16. Mocowanie zespołu silnik-pompa do pokrywy zbiornika oleju [2]



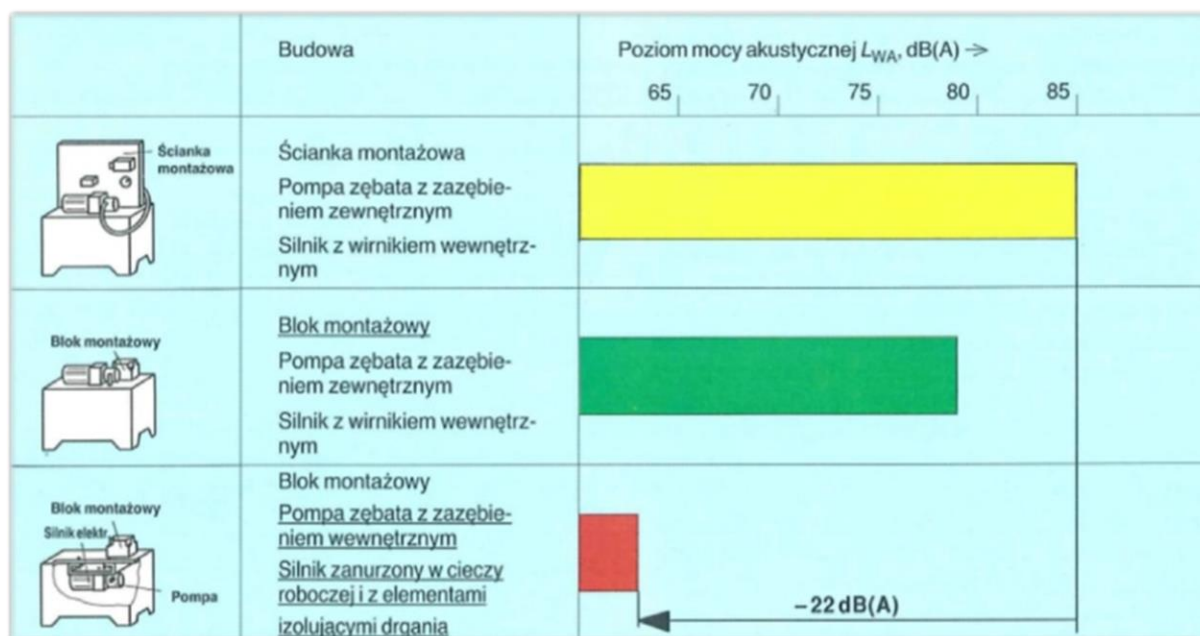
Rys. 17. Noga zasilacza na elastycznej podporze [9]

Przenoszenie się drgań mechanicznych, wygenerowanych przez obracające się elementy zespołu silnik-pompa, jest szczególnym problemem, kiedy ich częstotliwość pokryje się z częstotliwością drgań własnych innych obiektów. Następuje wtedy rezonansowe wzmocnienie amplitudy drgań i wzrost poziomu ciśnienia akustycznego emitowanego dźwięku. Najprostszym sposobem jest dodanie do układu elementu o dużej masie, który zmieni częstotliwość drgań własnych, bądź też zastosowanie elementów usztywniających (rys. 18).



Rys. 18. Zastosowanie elementu o dużej masie oraz usztywnienia konstrukcji do zmiany częstotliwości drgań własnych [2]

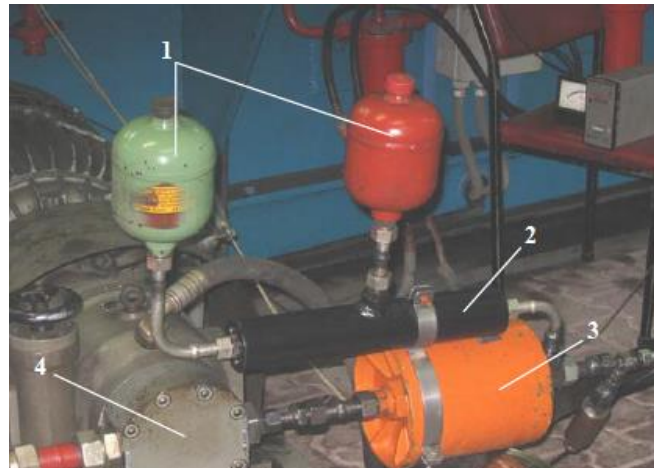
Zastosowanie takich metod biernych może znacząco wpłynąć na emisję dźwięku całego układu hydraulicznego. Efekt redukcji poziomu mocy akustycznej zasilacza hydraulicznego po zastosowaniu kilku metod biernych oraz zmiany pompy na mniej hałaśliwą pokazano na rysunku 19. Po zastosowaniu już samego bloku montażowego poziom mocy akustycznej zmniejszył się o ok. 6 dB(A). Dodatkowa zmiana pompy na pompę zębatą o zazębieniu wewnętrznym, która charakteryzuje się niższą emisją hałasu, zanurzenie jej w zbiorniku i zastosowanie elementów tłumiących pozwoliło na uzyskanie redukcji o kolejne 16 dB(A).



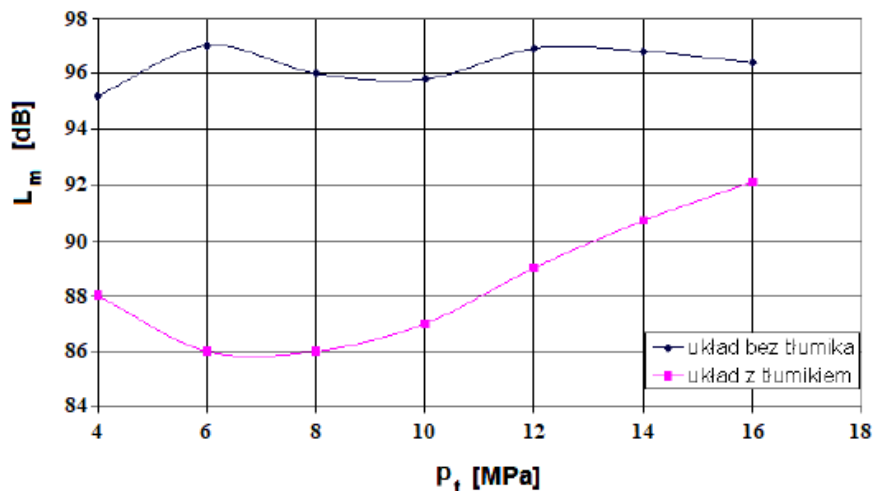
Rys. 19. Efekty zastosowań metod biernych oraz zmiany pompy na poziom mocy akustycznej zasilacza hydraulicznego [2]

W celu redukcji wahań oraz impulsowych wzrostów ciśnienia w układach hydraulicznych stosuje się szerokopasmowe tłumiki pulsacji ciśnienia. Są one szczególnie skuteczne w zakresie małych częstotliwości (zakres infradźwięków) oraz w zakresie kilkuset Hz [10]. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia zbudowany jest na bazie biernego tłumika

komorowego z przewodem wewnętrznym oraz tłumika czynnego [10]. Widok tłumika zamontowanego na układzie badawczym w Zakładzie Napędów i Automatyki Hydraulicznej Politechniki Wrocławskiej pokazany jest na rysunku 20. Badania jakie wykonano miały na celu określenie skuteczności tłumienia pulsacji ciśnienia oraz obniżenia hałaśliwości układu. Porównanie poziomów ciśnienia akustycznego charakteryzujących układ bez szerokopasmowego tłumika oraz z takim tłumikiem znajduje się na rysunku 21.



Rys. 20. Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia zamontowany w układzie badawczym [10]:
1 – akumulatory hydropneumatyczne, 2 – tłumik czynny, 3 – tłumik komorowy,
4 – pompa hydrauliczna

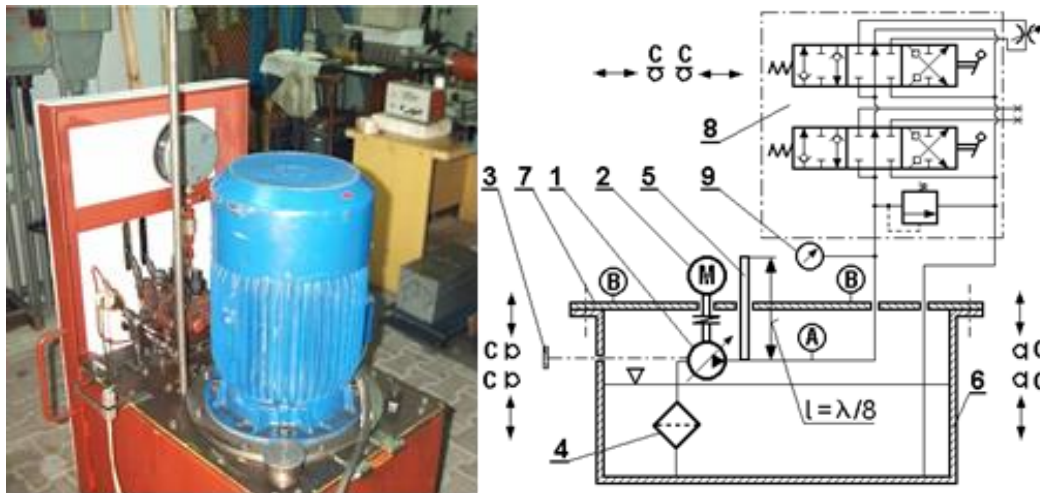


Rys. 21. Porównanie poziomów ciśnienia akustycznego układu bez szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia oraz z tłumikiem w funkcji ciśnienia tłoczenia dla prędkości obrotowej pompy 1500 obr/min [10]

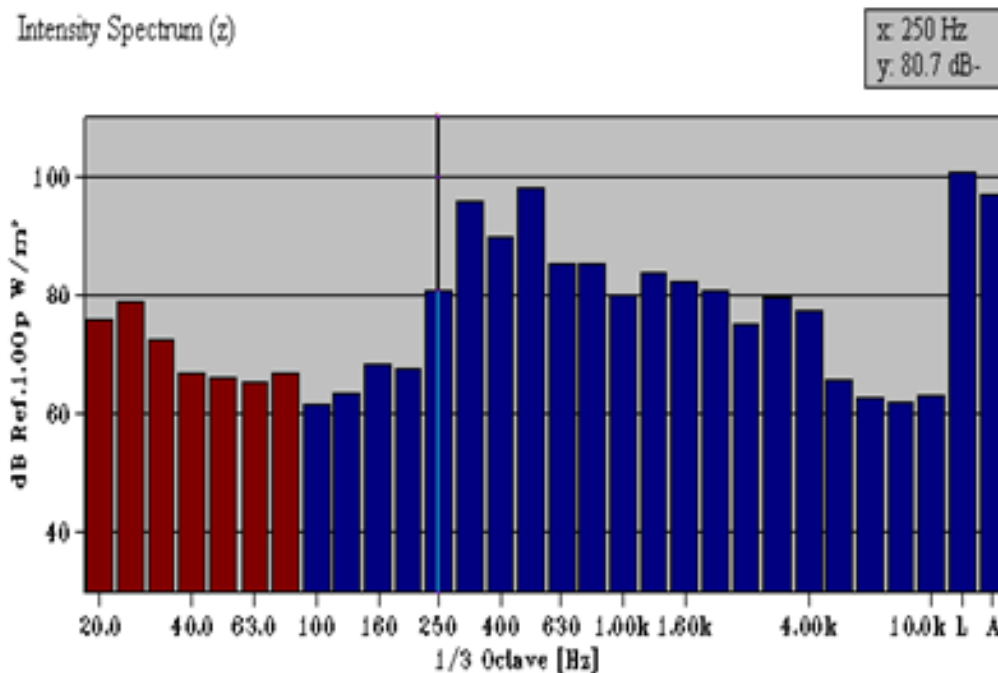
Z powyższych wykresów wynika, że zastosowanie szerokopasmowego tłumika pulsacji ciśnienia obniża pulsację ciśnienia kilkukrotnie, a także sprawia, że układ charakteryzuje się o 4–11 dB niższym poziomem mocy akustycznej.

Przedstawione w literaturze [11] badania, które polegały na pomiarze natężenia dźwięku zasilacza hydraulicznego w wersji przed i po modyfikacjach, ukazują potrzebę stosowania tłumików pulsacji ciśnienia. W trakcie badań określono rozkład natężenia dźwięku dla poszczególnych powierzchni zasilacza za pomocą dwumikrofonowej sondy akustycznej i na tej podstawie wytypowano elementy najbardziej hałaśliwe. Przeprowadzono też badania mające określić częstotliwość i amplitudę podstawowych harmonicznych pulsacji ciśnienia będących podstawą do zwymiarowania tłumika pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego oraz pomiarów drgań

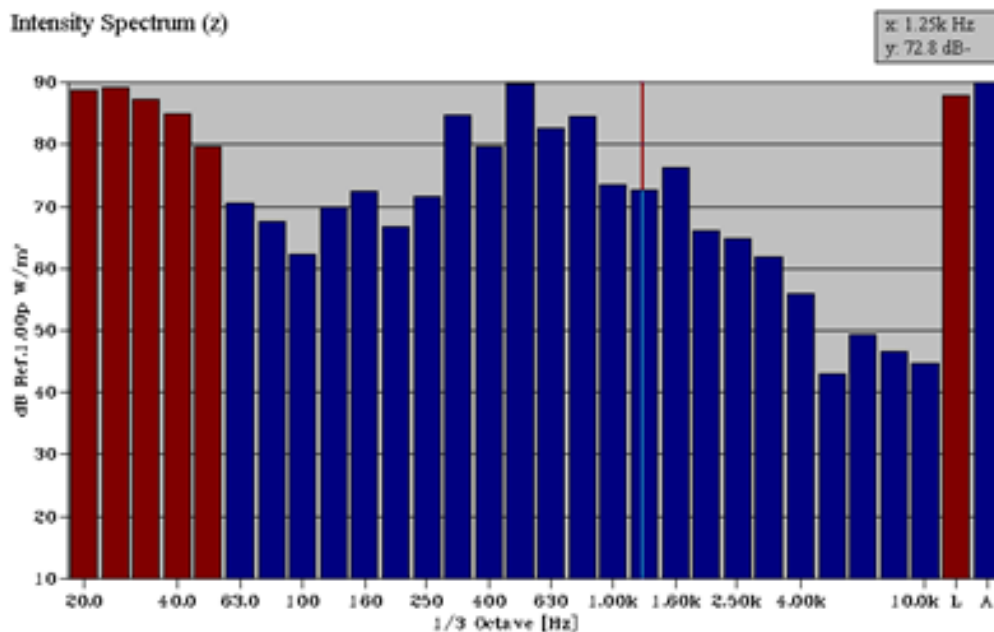
w punkcie, w którym było najwyższe natężenie dźwięku. Schemat badanego zasilacza z zaznaczonymi punktami pomiarowymi znajduje się na rysunku 22. Dominującą częstotliwością w widmie pulsacji ciśnienia była druga harmoniczna wynikająca z kinematyki pompy wyporowej na poziomie $f_2 = 340$ Hz. Potwierdzeniem, że podstawową przyczyną hałasu zasilacza hydraulicznego jest pulsacja ciśnienia są tak-że przedstawione wyniki w postaci widm tercjowych natężenia dźwięku zasilacza przed i po modernizacji polegającej na zamontowaniu tłumika odgałęźnego $l = \lambda/8 = 920$ mm i usztywnieniu górnej płyty zbiornika. Zabiegi te spowodowały spadek natężenia dźwięku w poszczególnych punktach pomiarowych od kilku do kilkunastu dB (rys. 23, 24).



Rys. 22. Widok ogólny i schemat hydrauliczny badanego zasilacza z zaznaczonymi punktami pomiarowymi [11]: 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. 23. Widmo tercjowe natężenia dźwięku w punkcie o największej intensywności przed modernizacją zasilacza [11]



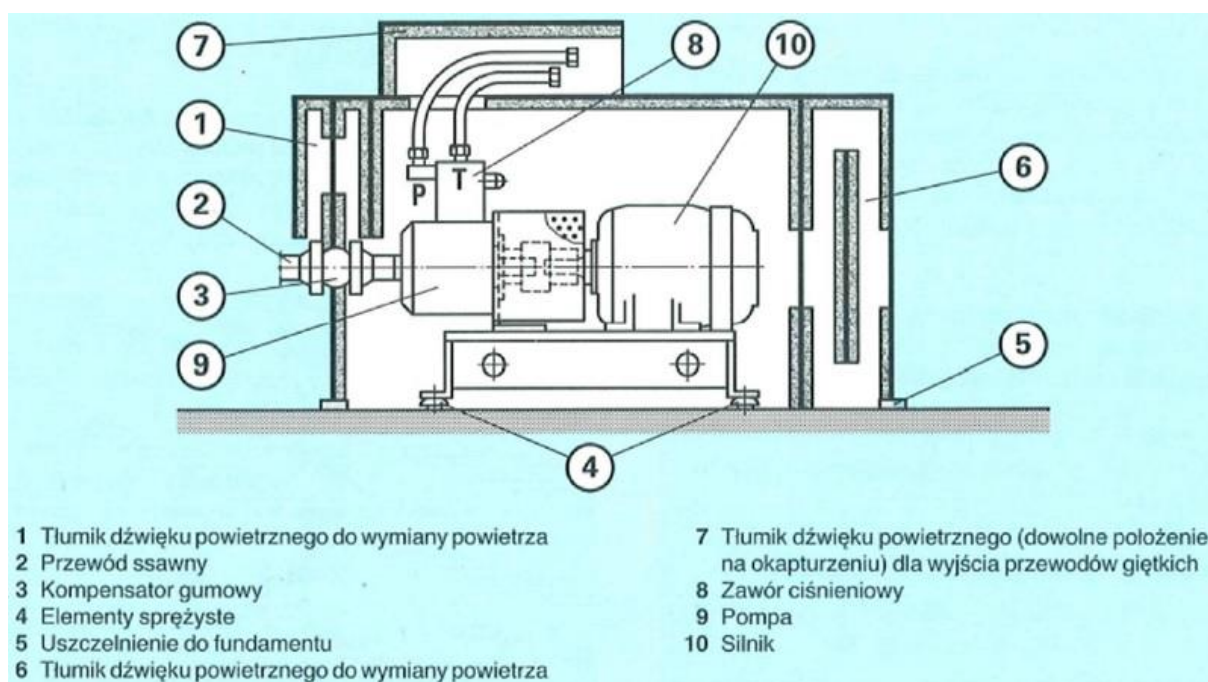
Rys. 24. Widmo tercjowe natężenia dźwięku w punkcie o największej intensywności po modernizacji zasilacza [11]

Zdarza się, że podane metody zwalczania hałasu nie spełniają postawionych wymagań dopuszczalnego poziomu ciśnienia akustycznego. W takim wypadku producenci stosują tzw. okapturzenie. Ma to na celu odizolowanie źródła dźwięku (układu hydraulicznego) od środowiska oraz ludzi.

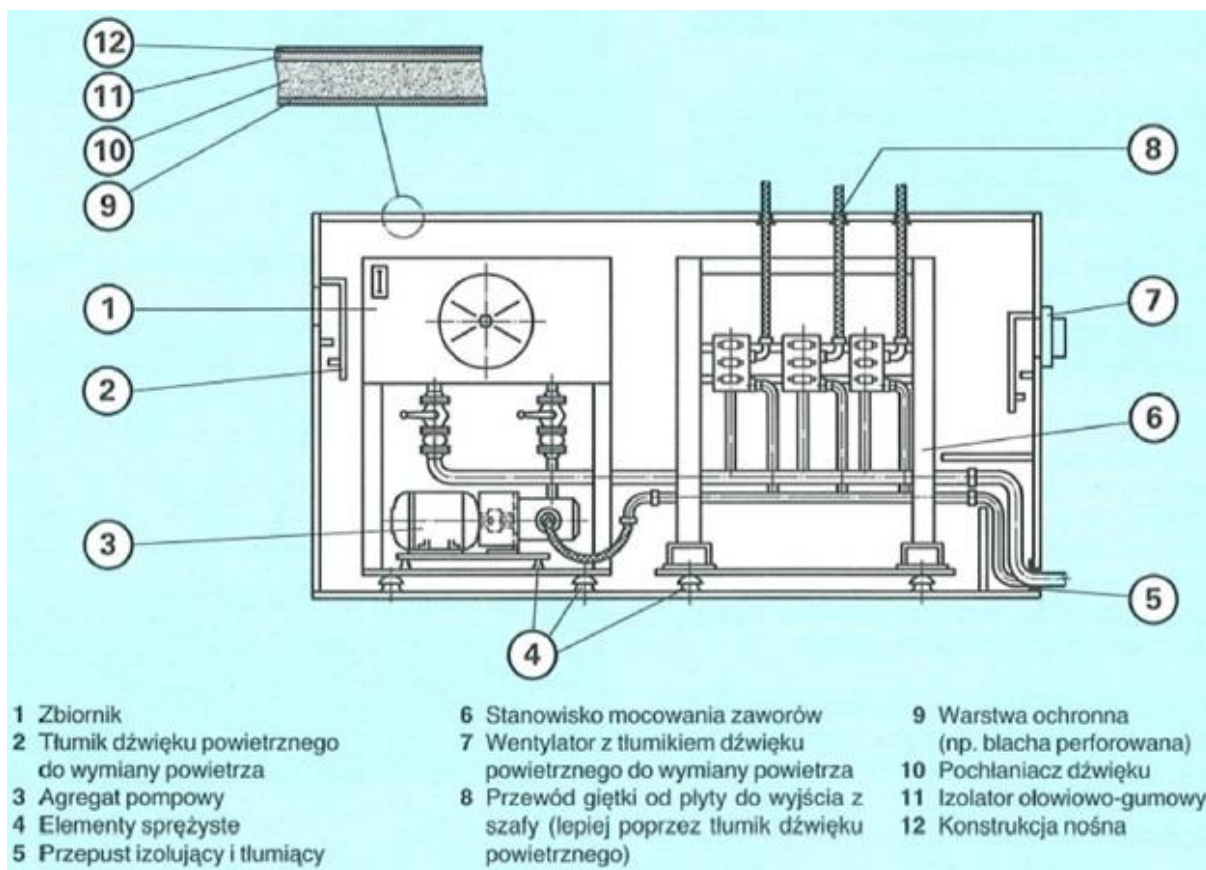
Wyróżnia się okapturzenie:

- tylko samego zespołu silnik-pompa,
- zespołu silnik-pompa wraz z zaworami sterującymi.

Oba rozwiązania są przedstawione na rysunkach 25 i 26.



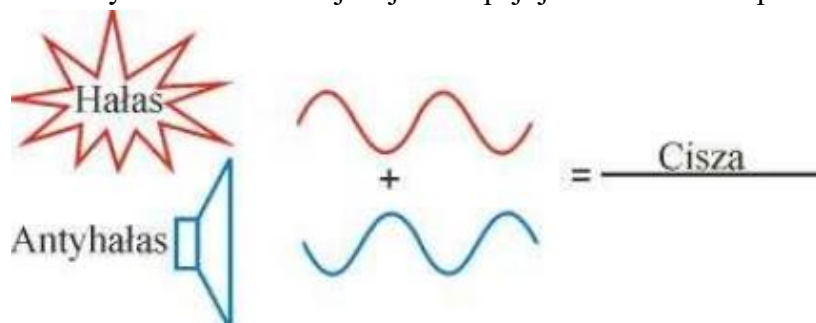
Rys. 25. Okapturzenie zespołu silnik-pompa [2]



Rys. 26. Okapturzenie zespołu silnik-pompa wraz z zaworami sterującymi [2]

Metody aktywne

Dźwięki o niskich częstotliwościach potrafią przeniknąć przez większość przeszkód, dlatego bardzo trudno jest ograniczyć ich rozprzestrzenianie się. Aktywne metody redukcji hałasu wykorzystuje się właśnie do tłumienia takich dźwięków o niskich częstotliwościach. Metoda ta polega na zastosowaniu dodatkowego, wtórnego źródła dźwięku do obniżenia poziomu dźwięku źródła głównego. Źródło wtórne emituje falę o tej samej amplitudzie i częstotliwości co źródło główne, ale fala wtórna jest przesunięta w fazie o pół długości fali. Dzięki temu, po nałożeniu się obu fal w teorii otrzymuje się całkowitą redukcję ich amplitudy, czyli ciszę (rys. 27). Jednak ze względu na rygorystyczne wymagania dotyczące stabilności geometrii układu w rzeczywistości realizacja tej koncepcji jest bardzo skomplikowana [12].



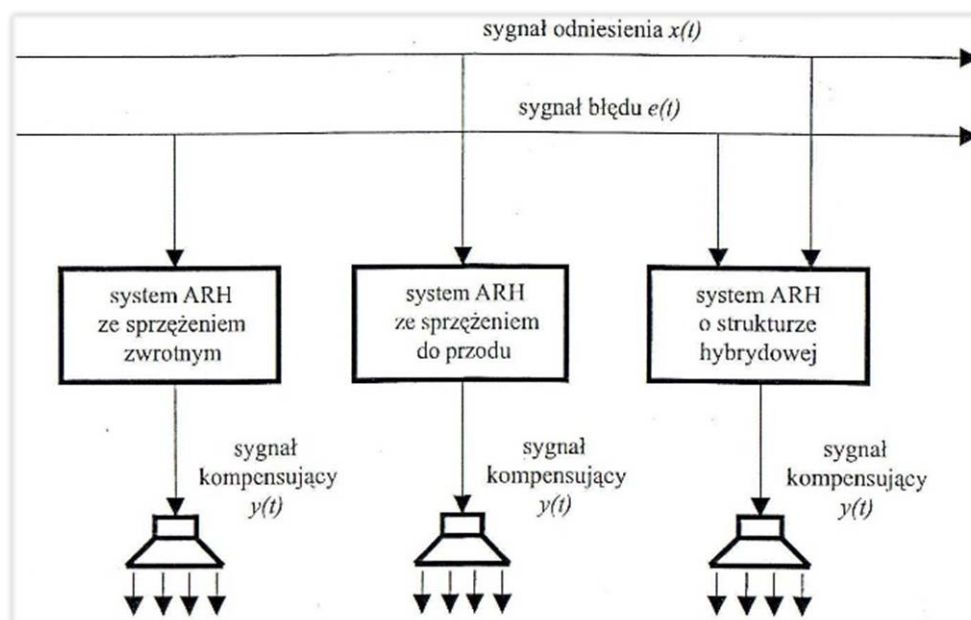
Rys. 27. Idea działania aktywnej metody redukcji hałasu [12]

Idea tej metody sięga początku ubiegłego wieku, lecz ze względu na niewystarczający poziom ówczesnej techniki, jej wykorzystywanie na szerszą skalę zaczęło się dopiero w XXI wieku.

Ze względu na realizację sterowania systemy aktywnej redukcji hałasu można podzielić na:

- systemy ze sprzężeniem zwrotnym,
- systemy ze sprzężeniem do przodu,
- systemy hybrydowe [12].

Najważniejszą różnicą między powyższymi systemami jest sposób wytwarzania sygnału kompensującego (rys. 28).



Rys. 28. Podział systemów aktywnej redukcji hałasu [12]

Najprostszy system ze sprzężeniem zwrotnym Wyposażony jest tylko w jeden mikrofon, który pełni zarówno rolę detektora błędów jak i detektora sygnału kompensowanego. Sygnał zmierzony za pomocą mikrofonu jest przekazywany do kontrolera, którego zadaniem jest wytworzenie odpowiedniego sygnału wtórnego, który następnie jest podawany do źródła kompensującego. Jest ono ustawione w taki sposób, aby zredukować poziom dźwięku głównego źródła w miejscu ustawienia mikrofonu. System ten posiada dwie główne wady: redukuje hałas tylko w ograniczonej przestrzeni oraz może w nim wystąpić utrata stabilności ze względu na wymagane wzmocnienie w pętli sprzężenia zwrotnego [12].

System ze sprzężeniem do przodu posiada osobny przetwornik sygnału odniesienia i sygnału błędów (np. mikrofon pomiarowy). Do kontrolera przekazywane są sygnały z obu przetworników i na ich podstawie generuje on sygnał kompensujący, który przekazywany jest do źródła wtórnego. Zaletą tego systemu jest lepsza stabilność oraz, z uwagi na brak potrzeby umieszczenia mikrofonu między źródłem głównym i wtórnym, większa przestrzeń, w której hałas może być zredukowany [12].

System hybrydowy stanowi połączenie obu wyżej opisanych systemów. Działa on na dwa sposoby. Kontroler ze sprzężeniem do przodu zapewnia szerokopasmową redukcję, a kontroler ze sprzężeniem zwrotnym – poprawia skuteczność redukcji poprzez kompensację pozostałych sygnałów [12].

Powyższe systemy aktywnej redukcji hałasu początkowo stosowane były przez wojsko do tłumienia dźwięków łodzi podwodnych, wozów pancernych oraz samolotów. Obecnie wykorzystuje się je w komunikacji do wyciszania wnętrza samochodów, samolotów i pociągów. Innym zastosowaniem jest umieszczenie ich w ochronnikach słuchu oraz słuchawkach muzycznych, gdzie redukcja poziomu ciśnienia akustycznego może dochodzić do 20 dB w zakresie częstotliwości 20-500 Hz [12].

Ćwiczenie laboratoryjne

1. Cel ćwiczenia

Ćwiczenie laboratoryjne polega na ocenie wpływu kawitacji na emisję hałasu do otoczenia. W ramach ćwiczenia studenci mają przedstawić widmo tercjowe sygnału akustycznego w funkcji liczby Reynoldsa i na tej podstawie określić wzrost hałasu w zależności od stopnia rozwinięcia kawitacji.

2. Opis zjawiska kawitacji

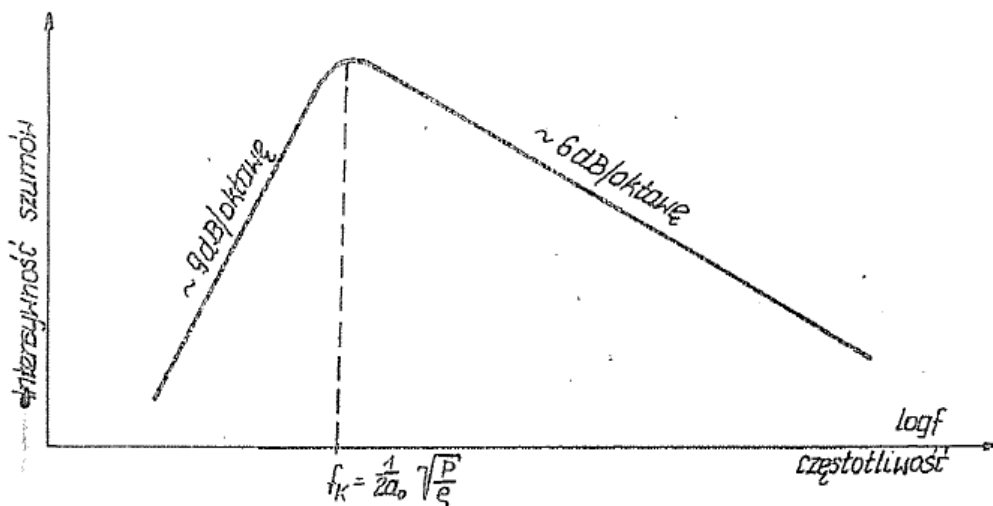
Kawitacja to jedno z największych źródeł drgań i dźwięku w cieczy. Powstaje, kiedy ciśnienie w strudze cieczy p spada poniżej ciśnienia jej pary nasyconej w danej temperaturze p_d . Zachodzi to zwykle na zaworach, dyszach, zagięciach; przy spływie cieczy z łopatki, turbiny, pompy, śruby napędowej. W sferze kawitacji dochodzi do burzliwego tworzenia się pęcherzyków pary nasyconej i ich gwałtownego wzrostu i rozpadu. Zachodzą wtedy silne drgania w strudze cieczy oraz erozja kawitacyjna na powierzchniach, na których następuje dezintegracja pęcherzyków kawitacyjnych [14].

Według [13] moc akustyczna źródła kawitacyjnego jest proporcjonalna do ciśnienia dezintegracji p i objętościowej prędkości tworzenia pęcherzy kawitacyjnych. Widmo drgań kawitacyjnych ma charakter szerokopasmowy z częstotliwością maksimum wyrażoną wzorem [13]:

$$f_k = \frac{1}{2a_0} \sqrt{\frac{p}{\rho}}$$

gdzie: a_0 – promień pęcherzyka w chwili dezintegracji, p – ciśnienie dezintegracji, ρ – gęstość cieczy.

Widmo to, w zależności od rozmiaru pęcherzyków, ma swoje maksimum w przedziale od kilku do kilkunastu kHz. Intensywność spada o ok. 9 dB na oktawę w stronę niższych częstotliwości oraz ok. 6 dB na oktawę w kierunku wyższych częstotliwości (rys. 29) [14].

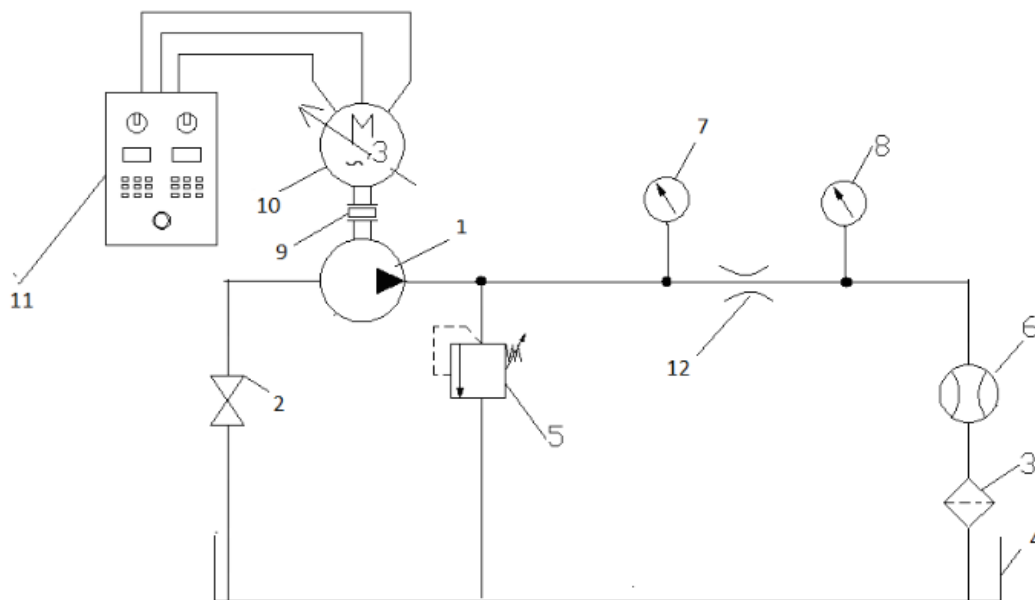


Rys. 29. Kształt widma drgań kawitacyjnych wg Rossa [14]

Dla maksimum widma kawitacyjnego przy 15 kHz udział hałasu kawitacyjnego między 5 kHz, a 30 kHz może być znaczący i może dochodzić do maskowania innych wibroakustycznych sygnałów zużywania się maszyn [14].

3. Opis stanowiska pomiarowego

Schemat stanowiska pomiarowego został przedstawiony na rysunku 30. Sterując prędkością obrotową pompy 1 przy pomocy szafy sterującej 11 zmieniamy natężenie przepływu cieczy przepływającej przez zwężkę 12. Rzeczywisty przepływ mierzymy przy pomocy przepływomierza 6. Ciśnienie za pompą odczytujemy przy pomocy manometru 7, a ciśnienie za zwężką – przy pomocy manometru 8.



Rys. 30. Schemat stanowiska badawczego [15]:

1 – pompa, 2 – zawór odcinający, 3 – filtr, 4 – zbiornik, 5 – zawór bezpieczeństwa, 6 – przepływomierz, 7, 8 – manometry, 9 – sprzęgło podatne, 10 – silnik elektryczny, 11 – szafa sterująca, 12 – zwężka

4. Opis metody pomiaru

Zmieniając prędkość obrotową wału silnika elektrycznego należy zmieniać natężenie przepływu przez zwężkę i wyznaczyć jego wartość na podstawie pomiaru czasu napełnienia t butli pomiarowej o objętości V . Poziom ciśnienia akustycznego L_m lub skorygowany poziom dźwięku A , L_A mierzymy za pomocą sonometru Brüel&Kjær typu 2231 z modułem filtrów oktaowych i tercjowych typu 1625. Dla każdej z czterech prędkości obrotowych wału należy przeprowadzić analizę widmową sygnału akustycznego w tercjach o częstotliwościach środkowych f podanych przez prowadzącego. Następnie należy określić liczbę Reynoldsa Re dla każdego z przepływów i sporządzić wykresy $L_m(Re)$ i $L_m(f)$ lub alternatywnie $L_A(Re)$ i $L_A(f)$ oraz wykres 3D, gdzie na osi pionowej znajdzie się poziom ciśnienia akustycznego, a na osiach poziomych częstotliwość i liczba Reynoldsa.

Dane:

- gęstość cieczy - $\rho = 885 \frac{kg}{m^3}$,
- średnica zwężki - $d = 0,2 \text{ lub } 0,3 \text{ mm}$ (w zależności od przyjętego elementu),
- lepkość kinematyczna - $\nu = 100 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$,

Wzory:

- natężenie przepływu - $Q_{rz} = \frac{V}{t}$,
- średnia prędkość cieczy w zwężce - $v = \frac{4Q_{rz}}{\pi d^2}$,
- liczba Reynoldsa - $Re = \frac{vd}{\nu}$.

Procedura pomiaru sonometrem f-my B&K typ 2231

1. Wyciągnij sonometr z walizki i włóż baterie do szufladki na baterie.
2. Ustaw przełącznik Load/Run w pozycję Run, przełącznik Pol. Voltage na pozycję 0V oraz Ext. Filter na Out.
3. Podłącz przedwzmacniacz mikrofonowy ZC0020 oraz ostrożnie przykręć do niego mikrofon typu 4155.
4. Włącz urządzenie przełącznikiem Power.
5. Ustaw zakres przyciskiem FSD na 120.0.
6. Ustaw korekcję częstotliwościową przyciskiem Frequency Weighting na L^r – liniowa szerokopasmowa.
7. Ustaw wyświetlany parametr przyciskiem Displayed Parameter na SPL.
8. Wyciągnij pistofon z pudełka i zamontuj odpowiednią końcówkę pasującą do mikrofonu zamontowanego na sonometrze.
9. Wsuń mikrofon do otworu w końcówce pistofon, włącz pistofon.
10. Wskazania sonometru powinny wskazywać wartość podaną na karcie katalogowej pistofon skorygowaną o poprawkę z barometru, wyłącz pistofon.
11. Jeśli tak nie jest ustaw współczynnik K-Factor w pozycji Load, tak aby po zsumowaniu wyświetlonej przez sonometr wartości oraz współczynnika K-Factor i poprawki z barometru wartość ta była równa tej z karty katalogowej pistofon.
12. Schowaj pistofon.
13. W pozycji Run wybierz zakres odpowiedni do oczekiwanych wyników pomiaru przy pomocy przyciski FSD.
14. Przy pomocy przycisku Frequency Weighting wybierz odpowiednią korekcję.
15. Przy pomocy przyciski Displayed Parameter można wybrać parametr jaki ma być wyświetlany,
16. Przy pomocy przycisku Special Function wybrać funkcję zapisu S.
17. Przejść na pozycję Load przełącznika Load/Run, nacisnąć przycisk Special Function i wpisać numer, pod jakim ma być zapisany pierwszy pomiar. Przełączyć na Run.
18. Nacisnąć przycisk Pause.
19. Sprawdzić przy pomocy przycisku Preset Time oraz przycisku s jaki czas pomiaru jest ustawiony.
20. Jeśli różni się od oczekiwanego przejść w pozycję Load, nacisnąć Preset Time (i przycisk s) i ustawić odpowiedni czas. Przejść w pozycję Run.
21. Użyć funkcji Reset All.
22. Do sprawdzenia ustawionego czasu można użyć przycisku Preset Time (i przycisku s).
23. Do sprawdzenia ile czasu minęło od rozpoczęcia pomiaru służy przycisk Elapsed Time (i przycisk s).
24. Po zakończeniu pomiarów nacisnąć przycisk Pause.
25. Po naciśnięciu przycisku Special Function wyświetli się numer, pod którym został zapisany ostatni pomiar.
26. Do odczytywania zapisanych parametrów, w pozycji Run przełącznika Load/Run, wcisnąć przycisk Special Function i wybrać funkcję RE. Następnie przełączyć na pozycję Load, wcisnąć przycisk Special Function i wpisać numer pomiaru do wczytania. Przełączyć na Run.
27. Po naciśnięciu Przycisku Displayed Parameter i wybraniu parametru do wyświetlenia, puścić przyciski. Wartość wybranego parametru zostanie wyświetlona.
28. Po zakończeniu wczytywania zapisanych pomiarów wcisnąć przycisk Exit Recall.
29. Teraz można wyłączyć sonometr ustawiając przełącznik Power na pozycję Off.

Literatura

- [1] Kollek W.: *Pompy zębate: konstrukcja i eksploatacja*, Zakł. Nar. im. Ossolińskich, Wrocław 1996.
- [2] Drexler P., Faatz H., Feicht F., Geis H., Morlok, Wiesmann E., Krielen A., Achten N., Reik M.: *Vademecum hydrauliki Tom 3: Projektowanie i konstruowanie układów hydraulicznych*, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main 1992.
- [3] Fiebig W.: *Location of noise sources in fluid power machines*, International Journal of Occupational Safety and Ergonomics. 2007, vol. 13, nr 4, s. 441-450.
- [4] Kollek W.: *Problemy czynnego zwalczania hałasu pomp wielotłoczkowych osiowych*, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1976.
- [5] Kollek W., Kudźma Z.: *Doświadczenia własne w wyciszaniu maszyn z napędem hydrostatycznym*, W: Napędy hydrauliczne w maszynach i pojazdach: praca zbiorowa / pod red. Waclawa Kolleka, Wrocław: Politechnika Wroclawska; Racibórz: Wydawnictwo Druk-Art, 2012. s. 59-76.
- [6] Osiński P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*, Oficyna Wydawcza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2013.
- [7] Kollek W., Maćkiewicz K.: *Teoria i obliczanie pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte wstępnie*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1999.
- [8] Osiński P.: *Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu*, Oficyna Wydawcza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2017.
- [9] *Noise control in hydraulic systems: katalog*, EATON, 2002, s. 2-6.
- [10] Kudźma Z.: *Thumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*, Oficyna Wydawcza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2012.
- [11] Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Rutański J.: *Lokalizacja i próby redukcji hałasu w zasilaczu hydraulicznym*, Problemy Maszyn Roboczych, 2000, z. 15, s. 101-112.
- [12] Makarewicz G.: *Wybrane cyfrowe systemy aktywnej redukcji hałasu*, Centralny Instytut Ochrony Pracy, Warszawa 2002
- [13] Ross D.: *Mechanics of underwater noise*, Pergamon Press, Nowy Jork 1976.
- [14] Cempel C.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, Politechnika Poznańska, Poznań 1985.
- [15] Kudźma Z., Osiński P., Rutański J., Stosiak M.: *Hydrostatyczne Układy Napędowe – Laboratorium: Opory miejscowe w układach hydraulicznych. Zwięzka jako opór miejscowy – zjawisko kawitacji*, Politechnika Wroclawska.