

Janusz GARDULSKI

Politechnika Śląska, Katowice

OCHRONA WIBROAKUSTYCZNA ZAŁOGI MOTOROWYCH JACHTÓW MORSKICH Z SILNIKIEM STACJONARNYM

Słowa kluczowe

Morskie jachty motorowe, maszynownia, metody minimalizacji hałasu i drgań.

Streszczenie

W artykule omówiono pasywne i aktywne metody minimalizacji drgań i hałasu generowanych przez układ napędowy jachtu i jego agregaty pomocnicze. Zdefiniowano podstawowe właściwości wymienionych układów mechanicznych, zwracając uwagę na generowane częstotliwości podstawowe tych źródeł. W drugiej części opisano pasywne i czynne metody minimalizacji hałasu poprzez ingerencję w drogę propagacji. W podsumowaniu podano przewidywane efekty.

Wprowadzenie

Minimalizacja hałasu wewnętrznego i drgań własnych motorowych jachtów morskich jest zagadnieniem trudnym. Wynika to ze specyfiki warunków panujących w tego typu obiektach pływających, a mianowicie umieszczenie maszynowni w pomieszczeniu o małej kubaturze, z koniecznością umożliwienia dostępu do znajdującego się wewnątrz silnika, przekładni, wału napędowego i agregatów pomocniczych takich, jak generator prądu, pompy, wentylatory itp. Ograniczenia te znacznie utrudniają możliwość zastosowania niektórych metod minimalizacji efektów wibroakustycznych towarzyszących ich pracy.

Głównym źródłem sygnałów wibroakustycznych jest silnik napędowy połączony z wieloma ww. urządzeniami pomocniczymi. Najczęściej jest to wielocylindrowy silnik z zapłonem samoczynnym pobudzony do drgań zmiennymi siłami wymuszającymi. Siły te wywołane są:

- pulsacją ciśnienia w kanałach dolotowych i wylotowych,
- zmianami ciśnienia w cylindrach towarzyszącymi procesowi spalania,
- pracą układu rozrządu,
- zmianami ciśnienia w układach paliwowym i smarowania,
- bezwładnością elementów ruchomych silnika,
- przekładniami zębatymi,
- urządzeniami pomocniczymi.

Częstotliwości tych sił związane są z prędkością obrotową wału korbowego silnika opisane zależnością:

$$f_N = \frac{nZ_C}{60s} k \quad (1)$$

gdzie:

- n – prędkość obrotowa wału korbowego [obr/min],
- Z_C – liczba cylindrów,
- $s = 2$ dla silników czterosuwowych,
- $k = 0,5; 1; 2; 3 \dots$ harmoniczne sił wymuszających.

Oznaczając częstotliwość obrotów wywołaną niewyrównowazeniem mas wirujących przez:

$$f_N = \frac{n}{60} \quad (2)$$

otrzyma się częstotliwości związane z pracą podzespołów silnika:

- częstotliwość wałka rozrządu

$$f_r = f_n i = 0,5 f_n [Hz] \quad (3)$$

gdzie:

- i – przełożenie napędu wałka rozrządu ($i = 0,5$);

- częstotliwość zamykania zaworów

$$f_z = f_n \frac{Z_z}{s} [Hz] \quad (4)$$

gdzie:

- Z_z – liczba oddzielnie pracujących zaworów;

– częstotliwość przekładni zębatej

$$f_p = f_n z [\text{Hz}] \quad (5)$$

gdzie:

z – liczba zębów zębnika;

– częstotliwość łopatkowa wentylatorów

$$f_w = f_n l [\text{Hz}] \quad (6)$$

gdzie:

l – liczba łopatek.

Częstotliwość pomp wirnikowych podobnie jak wentylatorów związana jest z liczbą łopatek pompy l oraz częstotliwością obrotów silnika napędowego f'_n .

$$f_p = f'_n l [\text{Hz}] \quad (7)$$

Częstotliwość generatorów prądotwórczych wynosi najczęściej 50 [Hz].

Z powyższych zależności wynika, że różne podzespoły silnika generują te same częstotliwości, zwłaszcza gdy w widmie pojawiają się częstotliwości harmoniczne sił wymuszających, spowodowane nieliniowościami układów mechanicznych.

Wśród wymienionych źródeł występują źródła wymuszające o niskiej częstotliwości poniżej 100 [Hz] (silnik wraz z wydechem oraz generatory) i o częstotliwości powyżej 1 kHz (wentylatory, pompy, przekładnie zębate itp.). Utrudnia to możliwość stosowania jednolitych metod minimalizacji drgań i hałasu emitowanego przez te urządzenia.

Wartość poziomu ciśnienia akustycznego silników stosowanych na statkach można obliczyć w przybliżeniu z zależności:

$$L_p = 12 \lg N + 30 \lg n - 10,7 [\text{dB}] \quad (8)$$

gdzie:

N – moc silnika [kW],

n – prędkość obrotowa wału korbowego [obr/min].

Poziom ten zależy od wielu czynników konstrukcyjnych, np. wymiarów geometrycznych tłoków, rodzaju materiału kadłuba itd.

Poziom mocy akustycznej silnika wysokoprężnego wynosi około

$$L_N = 59 + 10 \log n_z + 10 \log N_z - 30 \log \frac{n_z}{n} \pm 4 [\text{dB}] \quad (9)$$

gdzie: N_z odpowiada mocy znamionowej silnika [kW], która występuje przy jego prędkości znamionowej n_z [obr/min].

1. Metody minimalizacji poziomu hałasu i drgań z maszynowni

Proces minimalizacji poziomu drgań i hałasu można podzielić wg oddziaływań:

- a) na źródło drgań,
- b) zmiany na drodze emisji,
- c) ochronę osobistą człowieka.

Minimalizację emisji można uzyskać poprzez zmiany konstrukcji i ich struktury. Właściwy dobór konstrukcji urządzenia i jego parametrów związany jest z doбором odpowiednich mas i sztywności oraz tłumienia, co jest związane z doбором między innymi materiałów. Tłumienie związane jest z rozproszeniem energii mechanicznej zamienianej np. na energię cieplną, a więc z obniżeniem ogólnej sprawności urządzenia. Z tego powodu tłumienie wprowadza się, gdy nie można minimalizacji uzyskać na drodze modyfikacji strukturalnej i parametrycznej. Takie podejście towarzyszy metodom aktywnym, w odróżnieniu od metod opartych na zmianach drogi transmisji – poprzez wprowadzenie wibroizolacji. Wśród sposobów modyfikacji struktury można wyróżnić trzy grupy. Pierwszy sposób polega na wprowadzeniu do układu dodatkowych połączeń wewnętrznych np. elementami sprężysto-pochłaniającymi (np. połączenie tarczowe). Drugi sposób polega na wprowadzeniu do obiektu dodatkowych mas (np. typu Frame). W trzecim sposobie uzyskuje się żądany efekt poprzez przebudowę ciągłości struktury, np. za pomocą pośrednich elementów podatnych (wibroizolatorów).

Główną wadą dynamicznych eliminatorów drgań jest to, że mogą być stosowane dla wymuszeń harmonicznych (są dostrojone do ściśle określonej częstotliwości). Nie przynoszą korzyści w układach mechanicznych stosowanych w niestacjonarnych warunkach. Podobne wady posiada modyfikacja parametryczna układów mechanicznych, gdzie parametrami są zmienne wektorów obciążenia: bezwładność układu „M”, sztywność „K” i tłumienie „C”. Rzeczywisty nieliniowy układ mechaniczny w trakcie pracy poddany jest sile wymuszającej o szerokim widmie, która ma dużą liczbę harmonicznych. W celu zmniejszenia amplitudy drgań należy ograniczyć siły wymuszające o szerokim widmie.

W warunkach mechanicznych na ogół wartości sił tłumienia są mniejsze od sił sprężystości i bezwładności. Siły te skierowane przeciwnie do zwrotu wektorów prędkości usiłują je zmniejszyć, czyli ograniczają energię kinetyczną układu. Zależy ona od rodzaju tarcia (wiskotycznego, coulombowskiego czy materiałowego).

W minimalizacji drgań układów mechanicznych najczęściej stosuje się wibroizolację pasywną (przemieszczenie) lub aktywną (siłową). W praktyce stosowane najczęściej są metody pasywne. Maszyna utwierdzona na wibroizolatorach ma 6 stopni swobody, czyli w przypadku układów liniowych 6 częstotliwości rezonansowych. Wibroizolatory dobiera się tak, aby wykluczyć pracę wibro-

izolowanej maszyny w paśmie rezonansowym. Istnieje wiele sposobów łączenia urządzeń mechanicznych z fundamentami za pomocą wibroizolatorów. Mogą to być np. układy podnoszone, pionowe, skośne, mieszane itp.

Do wibroizolacji stosowane są różne materiały. Najczęściej przy urządzeniach mechanicznych o dużej masie są to sprężyny stalowe, gumowe lub pneumatyczne. Przy dużych obciążeniach najczęściej stosowane są sprężyny stalowe, których łatwo można wyznaczyć na drodze obliczeniowej. Najczęściej w wibroizolacji stosuje się sprężyny o liniowych charakterystykach, gdzie siła jest proporcjonalna do ugięcia. Rodzaj stosowanych sprężyn (śrubowe, talerzykowe itp.) zależy od przyjętego systemu wibroizolacji.

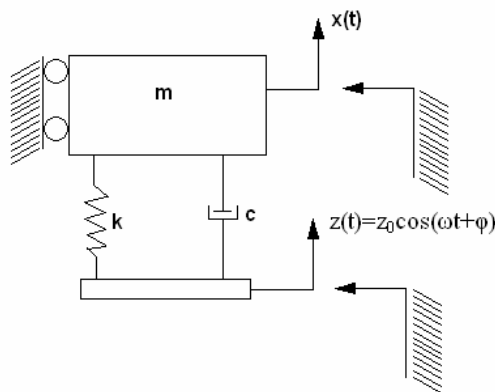
Sprężyny gumowe stosuje się dla przypadków wysokich częstotliwości sił wymuszających i małych obciążeń, co ogranicza się do resorowania. Elementy gumowe pod stałym obciążeniem nie powinny przekraczać 15%, przy ścinaniu 25÷40% dla mieszanek twardych i 40÷70% przy mieszankach miękkich, a twardość ich powinna być w granicach 50÷60 Sh. Sprężyny pneumatyczne ze względu na duże wymiary geometryczne rzadko są stosowane w praktyce przemysłowej.

1.1. Skuteczność wibroizolacji

Skuteczność wibroizolacji można niezależnie od charakterystyki wymuszenia zdefiniować:

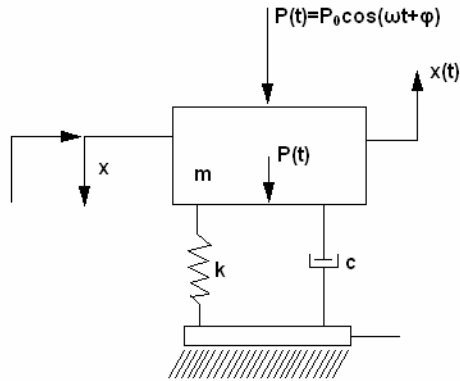
a) dla wibroizolacji przemieszczenia (rys.1)

$$T_x = \left| \frac{x(t)}{Z(t)} \right|$$



Rys. 1. Model wibroizolacji przemieszczeniowej

b) przy wibroizolacji sitowej (rys. 2)



Rys. 2. Model wibroizolacji sitowej

Przyjmowane kryterium wibroizolacji powinno spełniać warunki

$$T_p \leq 1 \text{ oraz } T_x \leq 1$$

Gdy $T_p = T_x = T$, tzn. gdy współczynniki przemieszczenia drgań są takie same dla $T < 1$ występuje praktycznie, gdy stosunek częstotliwości drgań własnych ω odniesiony do częstotliwości drgań własnych ω_0 jest większy od 3. Wprowadzając do oceny współczynnik względnego tłumienia ξ można stwierdzić, że gdy $\xi \leq 0,1$, wartość współczynnika przenoszenia T jest prawie niezależna od tłumienia. Są to najczęstsze przypadki techniczne. Gdy $\xi = 1$, efekt wibroizolacji zanika. Współczynnik przenoszenia zależy prawie wyłącznie od tłumienia.

1.2. Aktywne metody wibroizolacji

Zasadą aktywnej wibroizolacji jest wygenerowanie sił sterujących oddziałujących na obiekt wibroizolacji. Układy pasywne mogą tylko rozpraszać energię lub ją okresowo magazynować. Układy aktywne zawierają zewnętrzne źródło energii, które automatycznie sterowane mogą dostarczać energię lub ją absorbować. Ogólnie metody aktywnej wibroizolacji można podzielić na sterowane wymuszeniem lub sterowane parametrami pola wibracyjnego. W skład tego typu układu wibroizolacji wchodzi przetwornik pomiarowy parametrów drganiowych, który steruje zasilanym zewnętrznym źródłem mocy oraz siłowym ele-

mentem wykonawczym. Ten system wibroizolacji jest złożonym układem automatycznej regulacji – drogim systemem technicznym, co ogranicza jego stosowanie. Prostsze są układy semiaktywne, które nie generują sił, lecz modyfikują sterowane parametry tłumienia i sprężystość wibroizolatora.

1.3. Minimalizacja poziomu hałasu

1.3.1. Metody bierne (pasywne)

W obiektach pływających minimalizację oddziaływania hałasu na człowieka można uzyskać poprzez:

- ograniczenie emisji hałasu generowanego przez źródło dźwięku,
- ograniczenie energii akustycznych na drogach ich przenoszenia.

Ograniczenie energii wibroakustycznej źródeł hałasu można uzyskać bez ingerencji w proces technologiczny poprzez:

- zmiany warunków aero i hydrodynamicznych maszyn,
- redukcję współczynników sprawności przemieszczenia.

Przez pojęcie zmiany warunków przepływu czynników w źródle należy rozumieć zmiany prędkości mediów na hałas (moc akustyczna hałasów aerodynamicznych jest proporcjonalna do 6÷8 potęgi prędkości strumienia gazu. Natomiast redukcja sprawności przemieszczenia związana jest ze zmianą materiałów, pokryć ochronnych, pośredników emisji itp. W przypadku silników spalinowych zalecana jest po analizie wibroakustycznej modyfikacja układów dolotowych i wylotowych poprzez zmiany ich geometrii celem zmniejszenia energii mediów. Dotyczy to możliwości zastosowania eliminatorów hałasu, do których zalicza się m.in. tłumiki.

Tłumiki można ogólnie podzielić na tłumiki absorpcyjne i refleksyjne. Tłumiki absorpcyjne przeciwdziałają przenoszeniu się fali akustycznej poprzez pochłanianie znacznej części jej energii akustycznej. W większości przypadków uzyskuje się te efekty poprzez wyłożenie ich wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym. Tego typu tłumiki mogą być tłumikami ssania.

Tłumiki refleksyjne działają na zasadzie włączenia w kanał nieciągłości akustycznej, których oporność akustyczna jest albo dużo mniejsza, albo dużo większa od oporności charakterystycznej kanału. Najczęściej jest to pojedyncza lub podwójna skokowa zmiana przekroju (tłumiki komorowe lub rezonatorowe). Tłumiki tego typu mogą być zastosowane jako tłumiki wydechu.

Do metod pasywnych zaliczane są również metody zmiany przenikalności akustycznej ścian i chłonności akustycznej pomieszczeń.

1.3.2. Metody aktywne redukcji hałasu

Inną grupę metod stanowią metody aktywne.

Aktywne metody redukcji hałasu stanowią uzupełnienie metod klasycznych (pasywnych). Ogólnie wykorzystują one dodatkowe źródła dźwięku zwane

wtórny, które pracują jednocześnie ze źródłami podstawowymi zwanymi pierwotnymi. W efekcie następuje wzajemna kompensacja lub destrukcyjna interferencja fali pierwotnej i wtórnej. Aby uzyskać maksymalne (teoretycznie całkowite) wytłumienie fali pierwotnej, wygenerowana fala wtórna musi mieć taką samą częstotliwość i amplitudę jak fala pierwotna, lecz przeciwną fazę. Przykładowo dla fal harmonicznnych, aby uzyskać tłumienie rzędu 20 dB – różnica poziomów ciśnienia akustycznego fal powinna być mniejsza od 1 dB, a przesunięcie fazowe nie może odbiegać od 180° o więcej niż 5°. Z powyższego przykładu wynika, że przed sterownikiem źródła wtórnego stawiane są wysokie wymagania.

Sygnalem sterującym jest detektor sygnału pierwotnego, np. mikrofon. Musi on być umieszczony w innym punkcie niż punkt obserwacji, inaczej układ będzie niestabilny, podatny na samowzbudzenie. Sygnał z detektora pierwotnego dociera do elektronicznego sterownika, który pobudza źródło wtórne, zmieniają amplitudę i fazę sygnału. Jest to zatem filtr o odpowiedniej charakterystyce amplitudowo-fazowej.

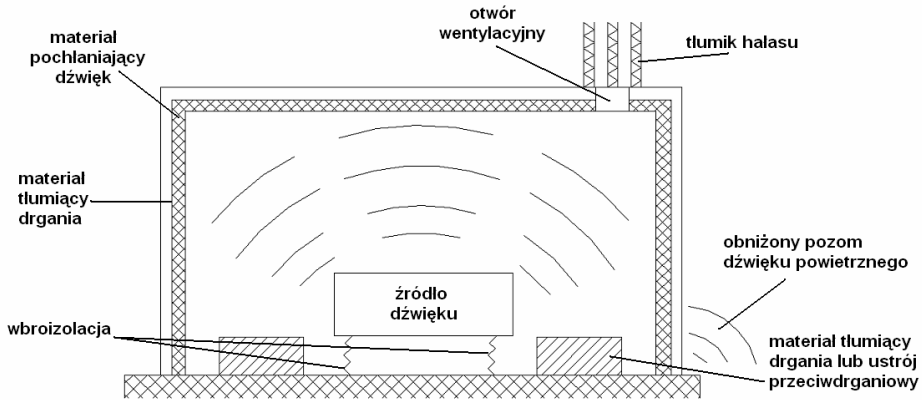
Podsumowanie

W większych motorowych jachtach morskich stosowane są silniki stałe, przymocowane za pomocą ram do kadłuba. Ze względu na niestacjonarny i niestabilny charakter pracy takich silników, stosuje się metody pasywne redukcji hałasu i drgań. Do urządzeń powszechnie stosowanych zalicza się eliminatory hałasu – tłumiki, wibroizolatory, wielowarstwowe poszycia sztywne itp. Układy te rozpraszają energię drgań lub ją częściowo magazynują. Układy aktywne redukcji drgań zawierają zewnętrzne źródła energii. Metody te są kosztowne, wymagają złożonych automatycznych układów sterujących. W układach niestabilnych efektywność ich może być mała.

Analogicznie, przy minimalizacji hałasu maszynowni w motorowych jachtach stosuje się metody bierne takie, jak obudowy dźwiękoizolacyjne silnika i agregatów pomocniczych oraz przegrody wielowarstwowe ścian.

W przypadku obudów dźwiękoizolacyjnych należy pamiętać o konieczności odprowadzania ciepła i gazów celem zabezpieczenia termicznego obiektu. Należy zapewnić 60 x godz. wymiany powietrza przy gazach lżejszych od powietrza i 120 x godz. – przy gazach cięższych. Prawidłowo wykonane obudowy umożliwiają zmniejszenie poziomu dźwięku o 15÷20 dB(A). Przykład prawidłowej obudowy przedstawia rys. 3.

Przegrody wielowarstwowe ścian są materiałami o dużej izolacyjności. Materiały wykończeniowe kabin o zwiększonych współczynnikach pochłaniania dźwięku – średni współczynnik pochłaniania dźwięku od strony źródła powinien wynosić $\alpha_{sr} \approx 0,6$. Zastosowanie poprawnej izolacyjności ścian oraz ich chłonność akustyczna umożliwiają redukcję poziomu hałasu powyżej 20 dB(A).



Rys. 3. Przykład poprawnej obudowy dźwiękoizolacyjnej

Podchodząc kompleksowo do zagadnienia minimalizacji hałasu i drgań w motorowych jachtach morskich można metodami pasywnymi uzyskać efekty obniżenia poziomu hałasu w granicach do 30 dB(A). Dla każdego typu jachtu należy podchodzić indywidualnie dobierając metody maksymalizujące efekty. Zmiany środowiska akustycznego mogą być wprowadzone zarówno w maszynowni, jak i w pomieszczeniach załogi. Celem uzyskania maksymalnych wartości należy stosować łącznie metody pasywne i aktywne albowiem część aktywna działa w zakresie niskich częstotliwości a część pasywna w zakresie wyższych. Takie podejście umożliwia uzyskanie najlepszych efektów akustycznych.

Bibliografia

1. Engel Z. i inni: Podstawy wibroakustyki przemysłowej. AGH Kraków 2003.
2. Engel Z.: Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. PWN, Warszawa 2001.
3. Cempel C.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1989.
4. Kowal J.: Sterowanie drganiami. Gutenberg, Kraków 1996.

Recenzent:
Henryk MADEJ

Vibroacoustic protection of crew on engine sea yacht's

Key words

Engine sea yachts, engine room, methods for noise and vibration minimization.

Summary

In this paper are discussed minimalization methods – both passive and active – which are generated by powertrain system and its supporting items. The basic properties of mechanical system are defined, frequencies generated by this sources are also included. In second part are given passive and active methods of minimalization methods which interfere with propagate way. Anticipate effects of this methods are given in summary.