

Wojciech Homik
Politechnika Rzeszowska

**TŁUMIENIE DRGAŃ SKRĘTNYCH
WAŁÓW KORBOWYCH
SILNIKÓW OKRĘTOWYCH —
OGÓLNA METODYKA DOBORU
WISKOTYCZNEGO TŁUMIKA DRGAŃ**

STRESZCZENIE

W artykule omówiono przyczyny powstawania drgań skrętnych wałów korbowych w silnikach okrętowych. Przedstawiono również sposoby tłumienia drgań skrętnych oraz zaprezentowano ogólną metodykę doboru wiskotycznego tłumika drgań skrętnych do danego typu silnika. W pracy zaprezentowano ponadto przykładowe wyniki obliczeń związane z doбором wiskotycznego tłumika drgań skrętnych do sześciocylindrowego silnika.

Słowa kluczowe:

drgania skrętne, tłumienie drgań skrętnych, tłumiki drgań skrętnych, wał korbowy, częstość drgań własnych.

WSTĘP

Wały korbowe stosowane są wszędzie tam, gdzie zachodzi konieczność zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego na ruch obrotowy lub odwrotnie. Największe zastosowanie znajdują one w silnikach oraz sprężarkach. Pracujący tłokowy silnik spalinowy jest źródłem drgań, które są wynikiem występowania w nim okresowo zmiennych sił ciśnienia gazów i bezwładności. Wymienione okresowo zmienne siły generują następujące rodzaje drgań: giętne, wzdłużne i skrętne.

Pierwsze dwa rodzaje drgań w samochodowych silnikach spalinowych nie stanowią większego zagrożenia dla trwałości wału korbowego. Drgania wzdłużne wałów korbowych są istotnym problemem w okrętowych silnikach dużej mocy.

Powodują one, że cały układ złożony z wału korbowego silnika, koła zamachowego, linii wałów i śruby napędowej przesuwają się okresowo wzdłuż swojej osi. Amplituda drgań wzdłużnych tego układu zależy praktycznie od rozwiązania konstrukcyjnego śruby napędowej, a właściwie od liczby łopatek.

Niezależnie jednak od układu dynamicznego, w którym pracuje silnik, największe zagrożenie dla jego wału korbowego stanowią drgania skrętne. Spośród wielu sił działających w układzie korbowo-tłokowym ruch obrotowy wału korbowego powoduje siła T styczna do okręgu zataczanego przez wykorbienie. Siła T , która jest jedną z dwóch składowych siły S działającej wzdłuż osi korbowodu, jest siłą okresowo zmienną [8, 9, 11, 12]. Jej okres dla silnika dwusuwowego wynosi 2π , a dla silników czterosuwowych 4π . Zmienność siły T wywołuje przyspieszenia w ruchu obrotowym wału korbowego silnika, powodując powstawanie drgań skrętnych, które zmieniają się wraz ze zmianą prędkości obrotowej wału. Warto podkreślić, że wychylenie wału korbowego ograniczone jest wyłącznie sztywnością skrętną wału, amplituda drgań skrętnych może zaś przekroczyć dopuszczalne wartości. W przypadku całkowitego braku tłumienia krzywa, według której zmieniają się drgania, dąży do nieskończoności dla każdej prędkości wywołującej jakąś harmoniczną rezonansową.

Zniszczenie wału o zmiennej sztywności, a takim wałem jest wał korbowy, następuje z chwilą, gdy zostanie przekroczona dopuszczalna wartość amplitudy (dopuszczalny kąt skręcenia) φ_{dop} [2, 3].

$$\varphi_{rz} > \varphi_{dop}$$

$$\varphi_{dop} = M_s \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{G I_{oi}}, \quad (1)$$

gdzie:

- M_s — moment skręcający;
- L_i — zredukowana długość odcinka wału;
- G — moduł sprężystości postaciowej;
- I_{oi} — biegunowy moment bezwładności.

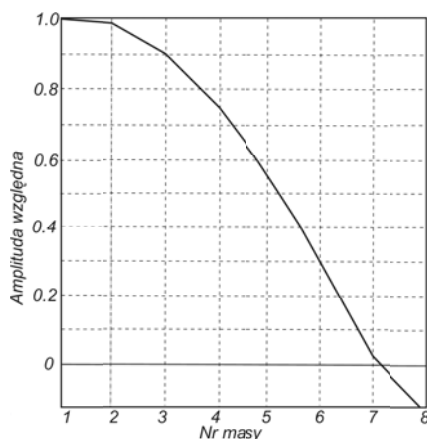
Waga zagadnienia (niebezpieczeństwo zniszczenia wału związane z występowaniem drgań skrętnych w układach napędowych jednostek pływających) sprawiła, że Polski Rejestr Statków (PRS) w swoich przepisach jedną z publikacji w całości poświęcił obliczeniom wałów korbowych silników wysokoprężnych [10]. W publikacji tej cały podrozdział zawiera wytyczne i warunki, które powinny być przestrzegane przez konstruktorów wałów korbowych.

Na przestrzeni lat w okrętowych silnikach do tłumienia drgań skrętnych wałów korbowych były wykorzystywane następujące rodzaje tłumików: cierne, gumowe, wiskotyczne i sprężynowe. Z grupy wymienionych tłumików najpopularniejszym jest wiskotyczny tłumik drgań skrętnych, który z powodzeniem wykorzystuje się do regulacji poziomu drgań w średnioobrotowych silnikach okrętowych o dużej mocy [4, 5].

OGÓLNA METODYKA DOBORU I PROJEKTOWANIA WISKOTYCZNYCH TŁUMIKÓW DRGAŃ SKRĘTNYCH

Przed przystąpieniem do projektowania wiskotycznego tłumika drgań skrętnych jego projektant powinien otrzymać od producenta silnika odpowiedni zbiór danych [6]. Pozwoli on stworzyć zastępczy układ drgający rzeczywistego układu napędowego, który umożliwi obliczenie jego częstości własnej Ω [rad/s], rezonansowych prędkości obrotowych nwh , względnych amplitud drgań skrętnych Θ_i poszczególnych mas układu (rys. 1.), a także zakres harmonicznych h_{min} h_{max} w obszarach, w których prowadzone będą obliczenia.

Dla wyznaczonego zakresu harmonicznych, z uwzględnieniem wartości średniego ciśnienia indykowanego, wyznaczane są wartości siły stycznej T_h . Pomimo tego, że wyznaczony zakres harmonicznych może być bardzo duży, to w oparciu o wieloletnie doświadczenia w prowadzonej analizie wystarczy uwzględnić tylko pewną liczbę harmonicznych siły stycznej T . Najczęściej jest to 12–18 harmonicznych.



Rys. 1. Przykładowy wykres amplitud względnych obliczonych dla sześciocyldrowego silnika: 1 — tłumik; 2–7 — układ korbowo-tłokowy; 8 — koło zamachowe

Źródło: opracowanie własne.

Znając wartości amplitud względnych mas, zakres harmonicznych, wartości sił stycznych i wartości prędkości obrotowych odpowiadającej danej harmonicznej, obliczamy drgania skrętne swobodnego końca wału korbowego. W pierwszej kolejności obliczenia te prowadzone są bez uwzględnienia w układzie tłumika drgań skrętnych, lecz z uwzględnieniem śruby napędowej i sprzęgła podatnego (jeśli takie występowało). Wartość amplitudy swobodnego końca wału korbowego silnika opisuje zależność:

$$\Theta_1 = \frac{90 A \sum_{i=1}^c \Theta_i}{2B + 2C + 2D}, \quad (2)$$

gdzie:

$A(R, D, T_h), B(S_c, \Theta_i, \Omega_w), C(S_p, \Theta_p, \Omega_w), D(k_s, \Theta_s, M), \Theta_1$ — amplituda drgań skrętnych swobodnego końca wału korbowego;

D — średnica cylindra;

R — promień wykorbienia;

T_h — składowa styczna wymuszającej harmonicznej;

Θ_i — amplituda względna i -tej masy;

$\Sigma \Theta_i$ — suma geometryczna wektorów gwiazdy amplitud względnych;

C — liczba cylindrów;

S_c — współczynnik tłumienia własnego silnika;

S_p — współczynnik tłumienia śruby napędowej;

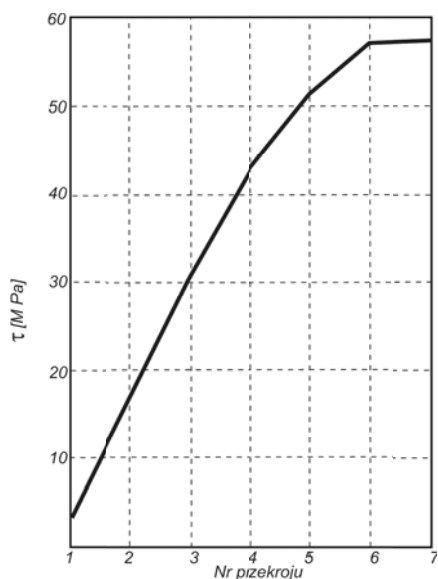
k_s — sztywność skrętne sprzęgła podatnego;

M — współczynnik wzmocnienia dynamicznego sprzęgła (podawany przez producenta).

W celu otrzymania pełnego obrazu obciążeń wału korbowego pochodzących od drgań skrętnych, oblicza się wartość naprężeń skręcających, które możemy przeanalizować na wykresach (rys. 2. i 3.) sporządzonych na podstawie przeprowadzonych obliczeń.

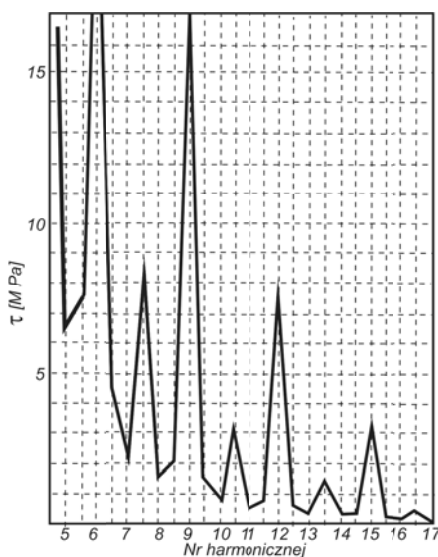
Wyznaczenie wartości kątów skręcenia swobodnego końca wału korbowego i naprężeń skręcających zamyka pierwszy etap doboru tłumika, po którym przejdziemy do obliczenia wstępnego masowego momentu bezwładności I_p pierścienia bezwładnościowego tłumika.

Mając wstępnie dobraną „ i ” partię tłumików, przeprowadzamy identyczne obliczenia jak dla układu bez tłumika, rozszerzając układ o efektywny masowy moment bezwładności tłumika I_{efi} . Dla każdego i -tego układu z i -tym tłumikiem wyznaczamy: częstość własną układu, zakres harmonicznych, rezonansowe prędkości, wartości amplitud względnych (rys. 4.), wartości kąta skręcenia swobodnego końca wału korbowego, wartości naprężeń skręcających (rys. 5.).



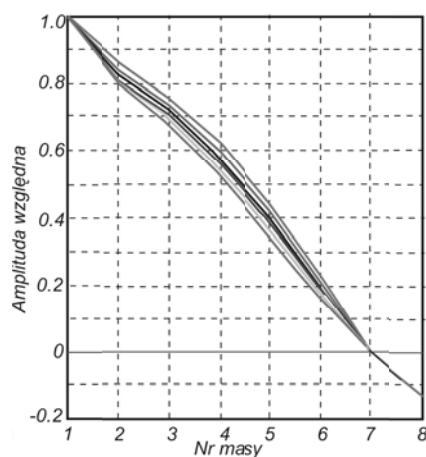
Rys. 2. Wykres zmian naprężeń skręcających w funkcji przekroju wału dla wybranej harmonicznej — przykładowe wyniki obliczeń dla sześciocylindrowego silnika

Źródło: opracowanie własne.



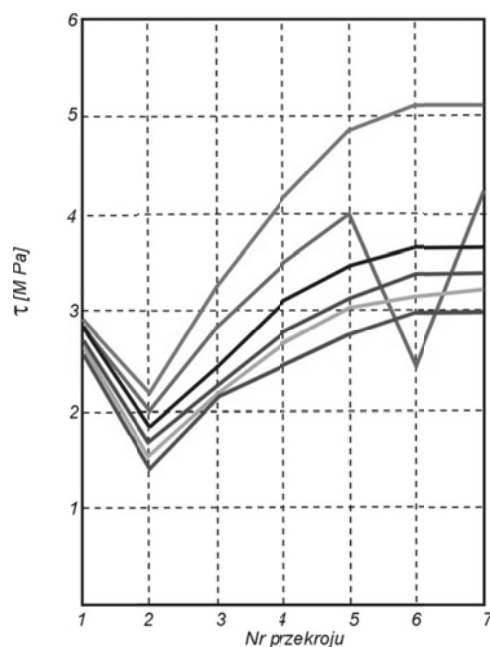
Rys. 3. Wykres naprężeń skręcających w funkcji harmonicznej dla wybranego przekroju niebezpiecznego wału — przykładowe wyniki obliczeń dla sześciocylindrowego silnika

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 4. Wykresy amplitud względnych poszczególnych układów zastępczych dla całej grupy wstępnie dobranych tłumików — przykładowe wyniki obliczeń dla sześciocyndrowego silnika

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 5. Wykresy naprężeń skręcających dla całej grupy wstępnie dobranych tłumików w funkcji najbardziej obciążonych przekrojów — przykładowe wyniki obliczeń dla wybranej harmonicznej sześciocyndrowego silnika

Źródło: opracowanie własne.

Analiza porównawcza otrzymanych wyników pozwala z grupy „i” tłumików wybrać ten, który jest najbardziej skuteczny w danym układzie dynamicznym.

Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych jest tłumikiem, w którym do tłumienia drgań wykorzystywane jest zjawisko tarcia płynnego [7]. Tak więc o jego skuteczności decyduje także wielkość momentu tarcia pochodzącego od sił tarcia, jakie działają na powierzchniach roboczych pierścienia i obudowy tłumika.

Całkowita wartość momentu tarcia występująca na pierścieniu bezwładnościowym tłumika wyraża się wzorem:

$$M_{tp} = M_{tpz} + M_{tpw} + M_{tpb}, \quad (3)$$

a momentu tarcia na powierzchniach roboczych obudowy:

$$M_{to} = M_{toz} + M_{to w} + M_{to b}, \quad (4)$$

gdzie:

M_t — moment tarcia;

indeksy:

p — pierścień,

o — obudowa,

z — powierzchnia zewnętrzna,

w — powierzchnia wewnętrzna,

b — powierzchnia boczna.

Wartość tych momentów tarcia nie zależy tylko od parametrów geometrycznych tłumika, ale także od lepkości kinematycznej cieczy:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (5)$$

gdzie:

η — lepkość dynamiczna cieczy;

ρ — gęstość cieczy.

Podczas doboru lepkości cieczy do tłumika należy pamiętać, że jej lepkość ulega zmianie wraz ze zmianą temperatury.

Jak już wspomniano, w projektowanym urządzeniu tłumienie drgań realizowane jest za pomocą tarcia, a w związku z tym energia rozpraszana przez tłumik zamieniana jest na ciepło. Ciepło wytwarzane w tłumiku w początkowej fazie jego

pracy przekazywane jest do otoczenia, w części zaś wykorzystywane jest na ogrzanie tłumika. Dzieje się to tak długo, dopóki tłumik nie osiągnie tzw. temperatury nasycenia. Po osiągnięciu wspomnianej temperatury istnieje uzasadniona obawa, że na skutek przegrzania tłumika spowodowanego nie tylko zamianą rozpraszanej energii na ciepło, ale także pracą tłumika w podwyższonej temperaturze otoczenia (praca tłumika w komorze silnika), może on ulec zatarciu.

W praktyce to negatywne zjawisko powoduje, że tłumik zamiast tłumić drgania skrętne wału staje się wzbudnikiem drgań. Poprawnie zaprojektowany tłumik powinien pracować bezawaryjnie przez okres 20000–30000 godzin, w temperaturach ujemnych, ale przede wszystkim w temperaturach wysokich, rzędu 120°C. Badania laboratoryjne prowadzone na wiskotycznych tłumikach drgań skrętnych wykazały, że zatarcia tłumików występują, gdy jego temperatura pracy przekroczy 60°C temperatury, dla której został zaprojektowany. Zadowalające efekty pracy tłumika osiąga się, gdy jego praca w cyklu ciągłym waha się w granicach 75°–90°C. Mając na względzie skuteczność pracy tłumika, zaleca się, aby moc rozpraszania przez tłumik nie przekraczała 8,6 KM/m² całkowitej powierzchni członu bezwładnościowego.

Zakres przepływu ciepła w tłumiku uzależniony jest od: warunków pracy (m.in. prędkości obrotowej silnika), wielkości tłumika, konstrukcji tłumika (obudowa tłumika skręcana, zawalcowana) i wyraża się wzorem:

$$H = h \cdot A_p, \quad (6)$$

gdzie:

H — dopuszczalny przepływ ciepła [J/godz.];

A_p — całkowita powierzchnia członu bezwładnościowego;

$h = 18\text{--}22$ [MJ/m²/godz.] — dla chwilowej pracy przy prędkości krytycznej;

$h = 9\text{--}11$ [MJ/m²/godz.] — dla tłumików małych silników dużej prędkości takich jak te stosowane w samochodach przeznaczonych do ciągłej pracy przy prędkościach krytycznych;

$h = 4.5\text{--}5.5$ [MJ/m²/godz.] — dla tłumików dużych silników o małej prędkości takich jak w silnikach morskich przeznaczonych do pracy ciągłej przy prędkościach krytycznych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Brun R., *Szybkobieżne silniki wysokoprężne*, WKŁ, Warszawa 1973.
- [2] Dąbrowski Z., *Wały maszynowe*, PWN, Warszawa 1999.
- [3] Dąbrowski Z., Maksymiuk M., *Wały i osie*, PWN, Warszawa 1984.
- [4] Homik W., *Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines*, 'Polish Maritime Research', 2010, No 1.
- [5] Homik W., *Kryteria oceny właściwości — „dobroci” wiskotycznego tłumika drgań skrętnych wału korbowego silnika spalinowego*, Western Scientific Centre of Ukrainian Transport Academy — Transportna Akademia Ukraini, Praci Zachodnowo Naukowo Centrum, 2009.
- [6] Homik W., *Projektowanie wiskotycznych tłumików drgań skrętnych*, „Przegląd Mechaniczny”, 2007, nr 10.
- [7] Homik W., *Drgania skrętne wału korbowego silnika bez tłumika i z wiskotycznym tłumikiem drgań*, „Przegląd Mechaniczny”, 2008, nr 9.
- [8] Jędrzejowski J., *Mechanika układów korbowych silników samochodowych*, WKŁ, Warszawa 1972.
- [9] Niewiarowski K., *Tłokowe silniki spalinowe*, WKŁ, Warszawa 1973.
- [10] Publikacje PRS, Publikacja nr 8/P, *Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*, Gdańsk 2007.
- [11] Wajand J. A., Wajand J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*, PWN, Warszawa 1984.
- [12] Wajand J. A., *Silniki o zapłonie samoczynnym*, WKŁ, Warszawa 1973.

DAMPING TORSIONAL VIBRATIONS IN MARINE ENGINE CRAKSHAFTS — GENERAL METHODOLOGY FOR SELECTING VISCOTIC VIBRATION DAMPER

ABSTRACT

The paper discusses causes of torsional vibrations occurring in a crankshaft in a ship engine. It also presents the ways of damping torsional vibrations as well as general approach to

selection of the viscotic vibration damper based on the type of engine. It includes examples of the results of numerical computations concerning the selection viscotic vibration damper in six cylinder engine.

Keywords:

torsional vibrations, damping torsional vibrations, torsional vibration damper, own vibration frequency.