

Aleksander Waliszyn, Andrzej Adamkiewicz

Wydział Mechaniczny

Akademia Morska w Szczecinie

ul. Wały Chrobrego 1-2, 70-500 Szczecin

e-mail: a.valishin@am.szczecin.pl, a.adamkiewicz@am.szczecin.pl

Metoda tłumienia drgań tulei cylindrowych silników o zapłonie samoczynnym zapobiegająca konsekwencjom erozji

Słowa kluczowe: *tuleja cylindrowa, tłumienie drgań, tłumik, erozja powierzchni chłodzonej, modelowanie wirtualne*

Streszczenie: W artykule uzasadniono potrzebę określenia drgań własnych tulei cylindrowych silników okrętowych o zapłonie samoczynnym. Opisano badania własne w tym zakresie: teoretyczne dotyczące drgań własnych i eksperymentalne, dotyczące drgań wymuszonych. W badaniach teoretycznych do modelowania zastosowano liczby kryterialne podobieństwa z wykorzystaniem środowiska cyfrowego Elektroniks Workbench i Wis Sim. Umożliwiły one modelowanie wirtualne drgań tulei cylindrowych i określenie ich charakterystyk: amplitudy, częstości i przyspieszenia. W badaniach tych zastosowano analogi układów mechanicznych i elektrycznych. Opracowano metodę tłumienia drgań tulei cylindrowych z zastosowaniem filtrów tłumienia drgań elektrycznych w oparciu o wielomiany Bessela, Batterworda i Czebyszewa. Opisano przebieg badań eksperymentalnych i pokazano otrzymane wyniki. Walidację opracowanej metody przeprowadzono wykorzystując wyniki pomiarów parametrów drgań tulei cylindrowej silnika spalinowego z różnymi elementami sprężystymi. Skonfrontowano wyniki badań własnych z wynikami badań innych badaczy.

A method of vibration damping for diesel engine cylinder liners to prevent the consequences of erosion

Key words: *cylinder liner, vibration damping, damper, cooled surface erosion, virtual modelling*

Abstract: This article presents the utilitarian need to determine the normal mode vibration of marine Diesel engine cylinder liners and the authors' own studies in this area. Theoretical investigations have been conducted with the application of characteristic dimensionless numbers in the Elektroniks Workbench and Wis Sim digital environment enabling virtual modeling of cylinder liner vibrations and determination of their characteristics (amplitudes, frequencies and accelerations). In the theoretical examination mechanical and electrical system analogues have been applied. A calculation method for the cylinder liner vibration damper, developed as a result of the study, has been discussed. Electrical oscillation damping filter design methods basing on the Bessel, Batterword and Chebyshev polynomials have been used. The course of the experimental examinations has been described and their results have been presented. Validation of the developed method has been executed applying measurement results concerning the parameters of Diesel engine cylinder liner vibration with various elastic elements. The results of the authors' own, theoretical and experimental, examinations have been confronted with those obtained by other scholars.

1. Wprowadzenie

Drgania tulei cylindrowych są przyczyną powstawania kawitacji w układach chłodzenia okrętowych silników spalinowych [1, 10], szczególnie średnio i szybkoobrotowych. Tłumienie drgań tulei cylindrowych jest zadaniem istotnym już na etapie projektowania i budowy silników, jest równocześnie ważnym sposobem utrzymania trwałości tych silników, szczególnie bezwodzikowych. W silnikach tych przejście korbowodów przez górny i dolny punkt zwrotny w cylindrze, generuje drgania o wysokiej częstotliwości. Powodują one uszkodzenia erozyjne/degradację powierzchni części chłodzonej tulei z powodu kawitacji w cieczy chłodzącej [3, 4, 5, 7, 16]. Degradacja erozyjna powierzchni w znacznym stopniu obniża trwałość tulei cylindrowych, ich kołnierzy mocujących [9] i równocześnie zasób godzin pracy całego silnika. Skuteczną metodę zapobiegania zniszczeniom erozyjnym powierzchni chłodzonych silników spalinowych przedstawiono w [1, 4], gdzie dla ochrony metali tulei cylindrowych i płaszcza bloku jest polecany dodatek do wody chłodzącej zawierający sole niklu. Warstwa niklu dobrze chroni metal przed uderzeniami implodujących paro-gazowych pęcherzyków [4]. Jednak nie zawsze możliwe jest stosowanie tego dodatku do wody chłodzącej z powodów złożonej technologii jego produkcji. Rozwiązanie problemu tłumienia drgań tulei cylindrowych, a tym samym ochrony ich powierzchni chłodzonych, w literaturze jest realizowane za pomocą modeli matematycznych badanego procesu, odzwierciedlających z możliwie dużym prawdopodobieństwem rzeczywiste warunki pracy tulei cylindrowej [5, 12, 16], w tym również z zastosowaniem symulacji [13], z użyciem oprogramowania ANSYS [11], analizy drgań opartej na klastrach [17] i metod elementów skończonych [6].

Celem artykułu jest opracowanie innej, mniej pracochłonnej, utylitarnej metody tłumienia drgań tulei cylindrowych, równocześnie zapobiegającej zużyciu erozyjnemu płaszcza cylindra silnika spalinowego.

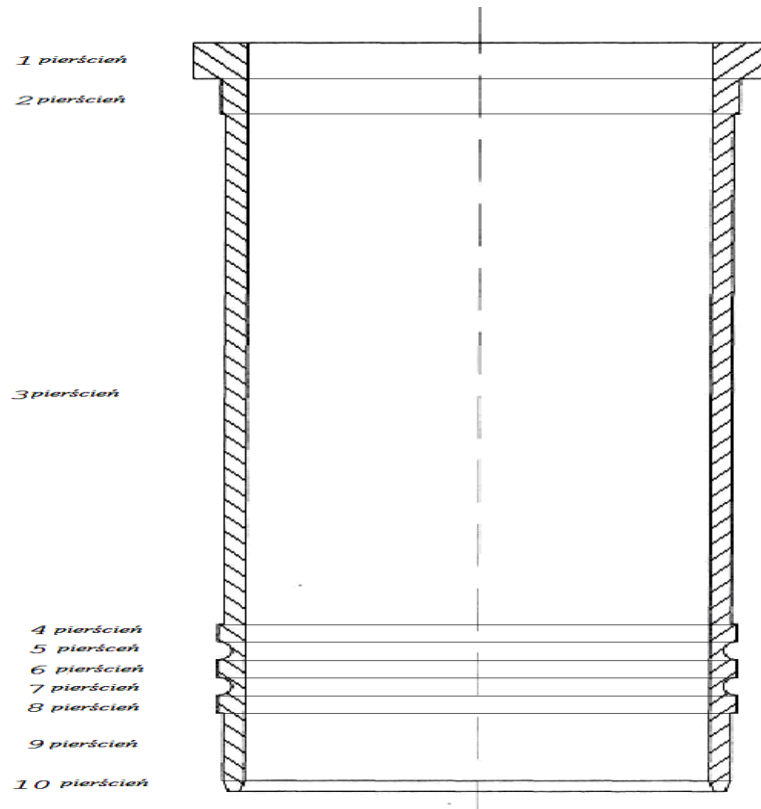
Zastosowanie teorii podobieństwa do budowy modeli inżynierskich, stwarza możliwości przeniesienia wyników badań uzyskanych teoretycznie i w laboratorium do skali technicznej. Stosowanie liczb kryterialnych podobieństwa umożliwia uproszczenie i obniżenie kosztów badań. W tym celu stosowane są, między innymi, następujące podobieństwa [15]:

1. Geometryczne, które jest spełnione, kiedy kształty oraz odpowiadające sobie wymiary geometryczne są proporcjonalne. Jako kryterium podobieństwa przyjmuje się stosunek dwóch charakterystycznych wymiarów liniowych (np. średnic).
2. Kinematyczne (pól fizycznych), polegające na geometrycznym podobieństwie (np. rozkładów linii ciśnienia lub prędkości), przy zachowanym podobieństwie pól fizycznych (rozkładów linii tych pól). W charakterze współczynnika podobieństwa przyjmuje się stosunek dwóch wielkości charakterystycznych.
3. Dynamicznego spełnionego wówczas, kiedy współczynniki podobieństwa różnych wielkości charakterystycznych, istotnych dla danego zjawiska, np. siły inercji lub lepkości, pozostają w ściśle określonych zależnościach (liczb kryterialnych np. liczba Frouda, Reynoldsa dla przepływów).

2. Określenie częstości drgań własnych tulei cylindrowych metodą modelowania wirtualnego

Określenie współczynnika podobieństwa geometrycznego oraz kinematycznego nie stanowi zwykle większego problemu. Bardziej złożona sytuacja jest w przypadku podobieństwa dynamicznego. Przy rozwiązaniu zadania wykorzystano możliwość przedstawienia tulei cylindrowej jako łańcucha połączeń pierścieni cylindrycznych o prostym kształcie. Przykład

dekompozycji tulei cylindrowej silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym 4Cz8,5/11 przedstawiono na rysunku 1[15]. Takie potraktowanie tulei cylindrowej umożliwiło zastosowanie do budowy jej modelu wirtualnej metody analogii elektromechanicznych [2]. Metoda analogii elektromechanicznych powstała na zasadzie podobieństwa równań różniczkowych układów elektrycznych i mechanicznych. Metodę tą wykorzystali Faraday i Maxwell, którzy na bazie modeli mechanicznych próbowali przedstawić bardziej zrozumiale trudno identyfikowalne wówczas procesy elektromagnetyczne.



Rys. 1. Dekompozycja tulei cylindrowej silnika 4Cz 8,5/11

Analogię podobieństwa zjawisk mechanicznych i elektrycznych zilustrowano za pomocą mechanicznych i elektrycznych układów elektrycznych, odpowiadających równaniom:

– dla liniowego obwodu elektrycznego:

$$L \frac{d^2 q}{dt^2} + R \frac{dq}{dt} + \frac{q}{c} = e \quad (1)$$

– dla oscylacyjnego obwodu elektrycznego:

$$C \frac{de}{dt} + \frac{e}{R} + \frac{1}{L} \int e dt = i \quad (2)$$

– dla układu drgającego ruchu mechanicznego masy zawieszonyj na sprężynie:

$$m \frac{dv}{dt} + b \frac{dx}{dt} + kx = f \quad (3)$$

lub

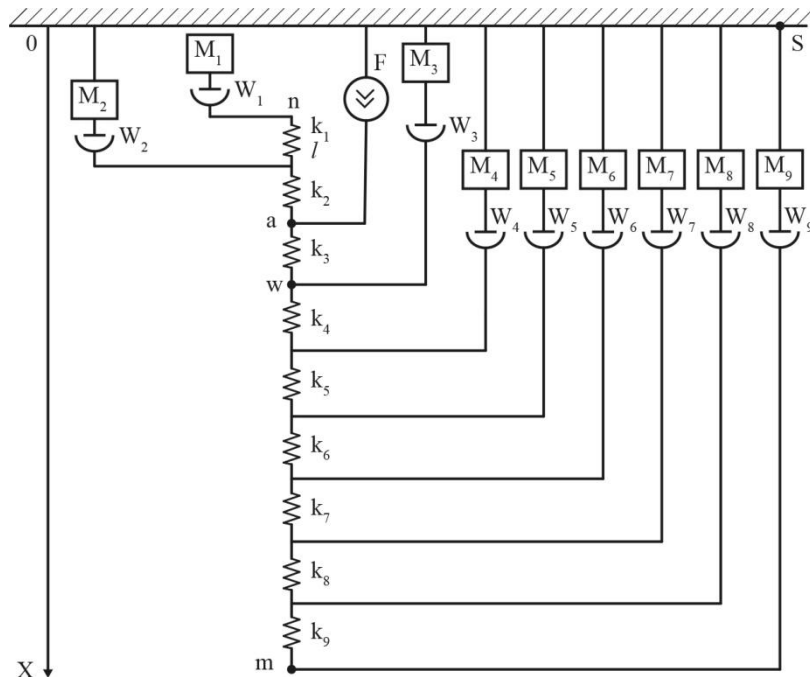
$$m \frac{dv}{dt} + bv + \frac{1}{k} \int v dt = f \quad (4)$$

Z matematycznego punktu widzenia równania (1) - (4) są podobne. Z tożsamości równań układu mechanicznego i podobnego elektrycznego wynika, iż indukcyjność L odpowiada masie m ; ładunek elektryczny q przemieszczeniu x ; rezystancja elektryczna R współczynniki dyssypacji b ; pojemność elektryczna C sztywności k ; napięcie e sile f . Jest to pierwsza postać analogii. Druga postać analogii, zaproponowana w okresie późniejszym przez Chienla i Fajierstonoma, polega na tożsamości równań układu mechanicznego i podobnego obwodu elektrycznego [13, 14]. Wynika z nich, że pojemność elektryczna C jest analogiem masy m ; napięcie e prędkości v ; przewodnictwo $1/R$ współczynnika dyssypacji b ; indukcyjność L sprężystości k ; prąd elektryczny i sile f . W tabeli 1 przedstawiono podstawowe wielkości i odpowiadające im analogi [14].

Tabela 1. Wielkości i odpowiadające im analogi dla podobieństw siła – napięcie i siła – prąd

Łańcuch	Analogi		Wielkości–analogi			
Mechaniczny	Siła (F)	Prędkość (V)	Masa (m)	Współczynnik dyssypacji (b)	Sztywność (k)	
Elektryczny	Sila– napięcie (U)	Napięcie (I)	Indukcyjność (L)	Rezystancja (R)		$1/C$
	Sila– prąd (I)	Prąd (U)	Pojemność elektryczna (C)	Przewodnictwo $1/R$		$1/L$

Zastępując elementy rzeczywiste ich odpowiednikami w postaci dwójników, charakteryzujących masę, dyssypację energii i sztywność, zbudowano łańcuch zdekomponowanych elementów badanej tulei cylindrowej. Przykład sieci mechanicznej tulei silnika 4Cz8,5/11 przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat mechanicznego odzwierciedlenia tulei cylindrowej silnika 4Cz 8,5/11 w postaci sieci dwójników

Symbole M_1, M_2, \dots, M_9 oznaczają dwójniki charakteryzujące masę pierścieni; symbolami k_1, k_2, \dots, k_9 oznaczono dwójniki, charakteryzujące sztywność pierścieni; symbolami W_1, W_2, \dots, W_9 , dwójniki, charakteryzujące dyssypacyjne właściwości pierścieni, F – aktywny

dwójnik siły, określany przez wielkość oddziaływania siłowego tłoka na tuleję, wzbudzającego jej drgania, podczas przechodzenia tłoka przez dolny i górny zwrotny punkt. Wartości sztywności, masy i dyssypacji pierścieni tulei cylindrowej określono na podstawie równania opracowanego dla określonej częstości drgań własnych pierścieni z równania Timoszenko [12]

$$\omega^2 = \frac{D_{sz}}{R^4 \rho \delta} \frac{n^2 (n^2 - 1)^2}{(n^2 + 1)} \quad (5)$$

gdzie: D_{sz} – sztywność cylindryczna tulei;
 R – promień zewnętrzny tulei;
 ρ – gęstość materiału pierścienia;
 δ – powierzchnia poprzeczna pierścienia;
 n – liczba półfali promieniowych, powstających przy odkształceniu pierścieni w wyniku drgań.

Sztywność pierścieni tulei określano w zależności od wartości stosunku r/l , gdzie: l – długość pierścienia tulei. Dla trzeciego pierścienia, w którym wartość $r/l \leq 0,1$ równanie (5) po przekształceniu przyjmuje postać:

$$k = \frac{EJ}{r^4} \frac{n^2 (n^2 - 1)^2}{(n^2 + 1)} \quad (6)$$

gdzie: E – moduł sprężystości materiału pierścienia;
 J – moment bezwładności powierzchni poprzecznej pierścienia.

Dla wszystkich pozostałych pierścieni o stosunku $r/l \geq 0,1$ sprężystość określano według równania [14]:

$$k = \frac{E\delta \left(\frac{\pi r}{l}\right)^4 + \frac{EJ}{r^2} (n^2 - 1)^2 n^4}{r^2 \left(\left(\frac{\pi r}{l}\right)^2 + (n^2 + 1)n^2 \right)} \quad (7)$$

natomiast masę pierścieni określano ze związku:

$$m_i = \rho_i \delta_i L_i \quad (8)$$

Dyssypację poszczególnych pierścieni b_i określano za pomocą dekrementu logarytmicznego tłumienia

$$b_i = \frac{1}{\pi} \theta \sqrt{m_i k_i} \quad (9)$$

Przyjmując, że materiałem tulei jest stal o gęstości 7480 kg/m^3 , na podstawie równań (6) - (9) dla poszczególnych pierścieni tulei badanego silnika spalinowego 4Cz8,5/11 obliczono masę, sztywność i dyssypację pierścieni, przedstawione w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości masy, sprężystości i dyssypacji poszczególnych pierścieni tulei cylindrowej silnika spalinowego 4Cz 8,5/11

Nr pierścienia	δ_i (m)	$m_i = \rho\delta_i$ (kg)	k_i (N/m)	$b_i = \frac{1}{\pi}\theta\sqrt{m_i k_i}$ (N·s/m)
1	$2,985 \cdot 10^{-03}$	23,399	$6,741 \cdot 10^{11}$	$3,641 \cdot 10^{04}$
2	$1,414 \cdot 10^{-03}$	11,084	$3,529 \cdot 10^{11}$	$1,813 \cdot 10^{04}$
3	$4,000 \cdot 10^{-03}$	31,36	$1,462 \cdot 10^{09}$	$6,013 \cdot 10^{03}$
4	$1,414 \cdot 10^{-03}$	11,084	$3,529 \cdot 10^{11}$	$1,813 \cdot 10^{04}$
5	$6,872 \cdot 10^{-04}$	5,388	$1,811 \cdot 10^{11}$	$9,055 \cdot 10^{03}$
6	$1,414 \cdot 10^{-03}$	11,084	$3,529 \cdot 10^{11}$	$1,813 \cdot 10^{04}$
7	$6,872 \cdot 10^{-04}$	5,388	$1,811 \cdot 10^{11}$	$9,055 \cdot 10^{03}$
8	$1,414 \cdot 10^{-03}$	11,084	$3,529 \cdot 10^{11}$	$1,813 \cdot 10^{04}$
9	$1,118 \cdot 10^{-03}$	8,768	$2,852 \cdot 10^{11}$	$1,450 \cdot 10^{04}$
10	$8,388 \cdot 10^{-04}$	6,576	$2,137 \cdot 10^{11}$	$1,087 \cdot 10^{04}$

Drugim etapem opracowania modelu tulei cylindrowej była zamiana sieci mechanicznej dwójników na sieć elektryczną w wirtualnym środowisku Electronics Workbench (EWB). Takie podejście oparto na podstawie fizycznych analogii między drganiami mechanicznymi i elektrycznymi, opisanymi równaniami różniczkowymi (1) -(4).

Podstawowymi dwójnikami elektrycznymi są rezystory, kondensatory bez strat ładowania i indukcyjność bez oporu. Model matematyczny rezystora jest równaniem algebraicznym (prawem Ohma) $\Delta U = IR$, gdzie: ΔU spadek napięcia na rezystorze w W; I – natężenie prądu w A; R – opór rezystora w Ω . Model kondensatora i indukcyjności są zwykłymi równaniami różniczkowymi pierwszego rzędu: $I = C(d\Delta U/dt)$; $\Delta U = L(dI/dt)$, gdzie: C – pojemność kondensatora w Faradach; L – indukcyjność w Henry. Oprócz elementów biernych obwodów elektrycznych do elementów czynnych należą źródła napięcia i prądu. Dla systemu mechanicznego analogiem równania prawa Ohma jest: $F = R_m\dot{x}$, gdzie; γ – współczynnik tarcia wewnętrznego, R_m - analog rezystancji elektrycznej. Zmiana w czasie siły prowadzi do zmiany przemieszczenia. Po zróżniczkowaniu względem czasu równości $x = F/c$ otrzymano:

$$\frac{dx}{dt} = V = k_m \frac{dF}{dt} \quad (10)$$

gdzie: V – prędkość przemieszczenia miejsca przyłożenia siły;
 k_m – sztywność.

Podatność sprężyny rozpatrzono jako analog pojemności kondensatora elektrycznego, ponieważ w systemach sprężystych zależność między prędkością przemieszczenia, a prędkością zmiany siły jest analogiczna do zależności $I = C \frac{d\Delta U}{dt}$ dla kondensatora elektrycznego. Zgodnie z drugim prawem Newtona

$$F = m \frac{dV}{dt} = L \frac{dV}{dt} \quad (11)$$

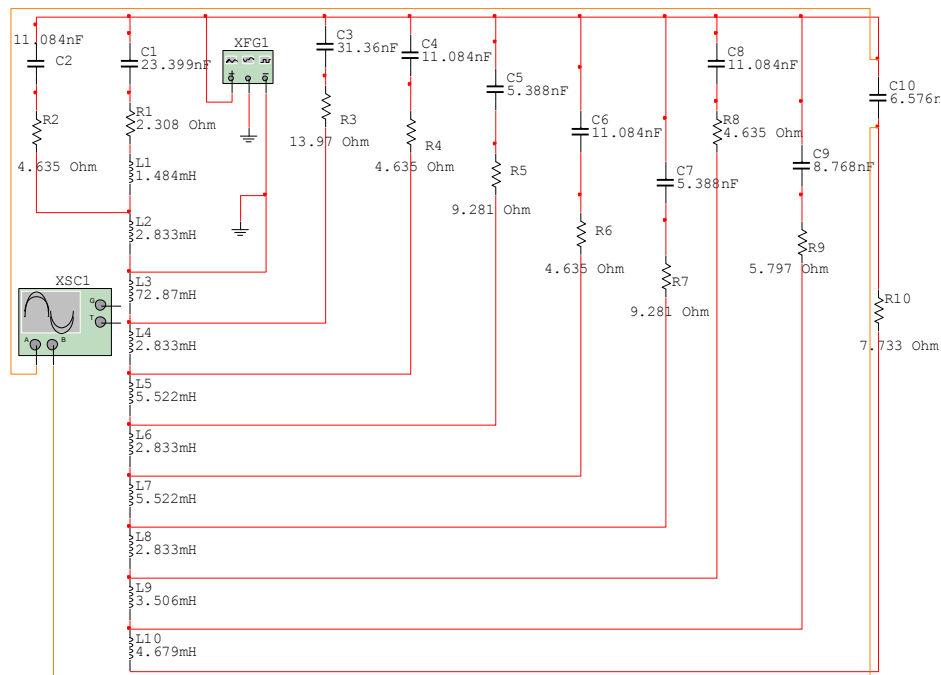
masa ciała jest odpowiednikiem indukcyjności elektrycznej przy modelowaniu analogu *Siła – Napięcie*. Zgodnie z wprowadzonymi analogami, między wielkościami mechanicznymi i elektrycznymi dla obliczenia parametrów elementów obwodu elektrycznego ustalono następujące korelacje: masowemu elementowi m_i , w kg odpowiada pojemność elektryczna C_i wyrażona w nanofaradach; elementom sprężystości k_i , wyrażonym w N/m odpowiada indukcyjność w Henry, ponieważ $1/L = k_i$, a dyssypacja elementów b_i , wyrażona w Ns/m odpowiada oporowi elektrycznemu R_i , określonemu jako $R=1/b_i$ i wyrażonemu w Ohm.

Obliczone parametry elementów ekwiwalentnego obwodu elektrycznego dla tulei silnika 4Cz8,5/11 przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Obliczone wartości cech elementów sieci elektrycznej

Nr pierścienia	Indukcyjność L (mHn)	Pojemność elektryczna C (nF)	Rezystancja R (Ω)
1	1,484	23,399	2,308
2	2,833	11,084	4,635
3	72,87	31,36	13,97
4	2,833	11,084	4,635
5	5,522	5,388	9,281
6	2,833	11,084	4,635
7	5,522	5,388	9,281
8	2,833	11,084	4,635
9	3,506	8,768	5,797
10	4,679	6,576	7,733

Na podstawie wartości elementów sieci elektrycznej przedstawionych w tabeli 3 określono wielkości elementów potrzebnych do zbudowania sieci (rezystorów, kondensatorów i cewek indukcyjnych). Odwzorowanie tulei cylindrowej silnika 4Cz8,5/11 w postaci sieci elektrycznej przedstawiono na rys. 3 [13].



Rys. 3. Schemat odwzorowania tulei cylindrowej silnika 4Cz 8,5/11 w postaci sieci elektrycznej

Wykorzystując odwzorowanie tulei cylindrowej w postaci schematu sieci elektrycznej, w celu określenia częstotliwości pierwszej harmonicznej drgań tulei cylindrowej przeprowadzono eksperyment wirtualny. Zastosowano w nim generator, wzbudzający sygnały sinusoidalne, trójkątne i prostokątne o określonej częstotliwości, amplitudzie i przesunięciu. Do obserwacji

wyników pomiarów w sieci zastosowano oscylograf dwukanałowy. Uderzenia tulei cylindrowej przez tłok, w eksperymencie, symulowano krótkim impulsem prostokątnym o długości trwania rzeczywistego uderzenia tłoka. Dlatego na modelu fizycznym szacowano czas trwania impulsu uderzenia za pomocą oscylografu typu "Bordeaux ". Na generatorze sygnałów ustalano impulsy prostokątne z częstością uderzeń tłoka o tuleję, zgodnej z prędkością obrotową wału silnika, a czas trwania impulsów uderzeniowych imitowano wartością współczynnika wypełnienia sygnałów impulsowych. W dalszych badaniach krótkie uderzenia imitowano impulsami Diraca. Wyniki pomiarów częstości drgań pierwszej harmonicznej tulei cylindrowej silnika spalinowego 4Cz8,5/11 okazały się zbliżone do wyników pomiarów uzyskanych w badaniach przeprowadzonych na stanowisku eksperymentalnym (opisanym dalej w rozdziale 3) oraz z wynikiem badań innej pracy [4], co przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Częstości drgań tulei cylindrowej silnika spalinowego 4Cz8,5/11

Częstości drgań własnych tulei w eksperymencie wirtualnym	Częstości drgań własnych tulei w skali technicznej [15]	Częstości drgań tulei cylindrowej 4cz8,5/11 eksperymencie w skali technicznej [7]
1720,5 Hz	1727±198 Hz	1874 Hz

3. Modelowanie tłumienia drgań tulei cylindrowych

Rozpatrując tuleję cylindrową silnika spalinowego jako szereg kolejno połączonych pierścieni (patrz rys.1) potraktowano je jako łańcuch członów drganiowych o własnych transmitancjach. Transmitancją jest stosunek wielkości wyjściowej do wielkości wejściowej zmiennych przy zerowych warunkach początkowych. Jeśli człon drganiowy opisuje równanie różniczkowe drugiego rzędu w postaci

$$T_2^2 y'' + 2b_i T_1 y' + y = kx \quad (12)$$

to transmitancję członów drganiowych określono za pomocą równania w postaci:

$$W_p = \frac{k}{T_2^2 p^2 + 2b_i T_1 p + 1} \quad (13)$$

gdzie: p – operator Laplace'a,
 k – współczynnik wzmocnienia,
 b_i - dyssypacja pierścieni.

Współczynniki T_1 i T_2 transmitancji obliczono rozwiązując iteracyjnie równania (14) -(15)

$$b_i = \frac{T_1}{2T_2} \quad (14)$$

$$\omega = \frac{\sqrt{4T_2^2}}{2T_2^2}, \quad (15)$$

gdzie: $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ – prędkość kątowna;

f - znana częstość drgań własnych pierścieni (Hz)

Stałe czasowe T_c można określić rozwiązując równanie:

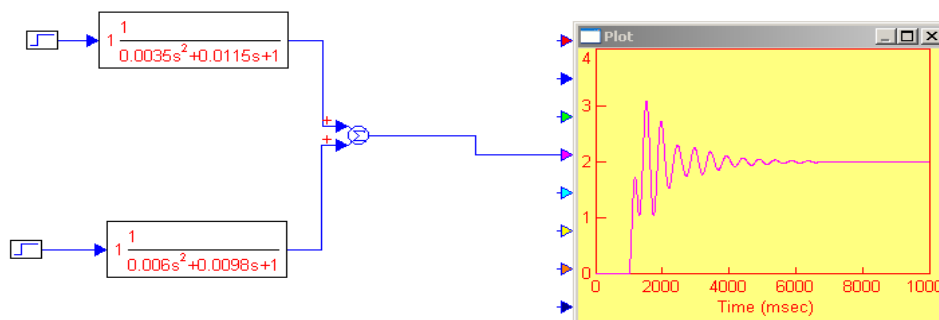
$$T_2 = \frac{T_e}{\sqrt{\omega^2 \cdot T_e^2 + 1}} \quad (16)$$

W badaniach zastosowano metodę prostszą, korzystając z biblioteki Vis Sim. Określając eksperymentalnie częstość drgań własnych i stałą czasową (15), obliczono transmitancję (13). Obliczone wartości stałych czasowych i częstości drgań własnych zamieszczono w tabeli 5.

Tabela 5. Wartości stałych czasowych i częstości drgań własnych poszczególnych pierścieni tulei cylindrowej silnika 4Cz8,5/11

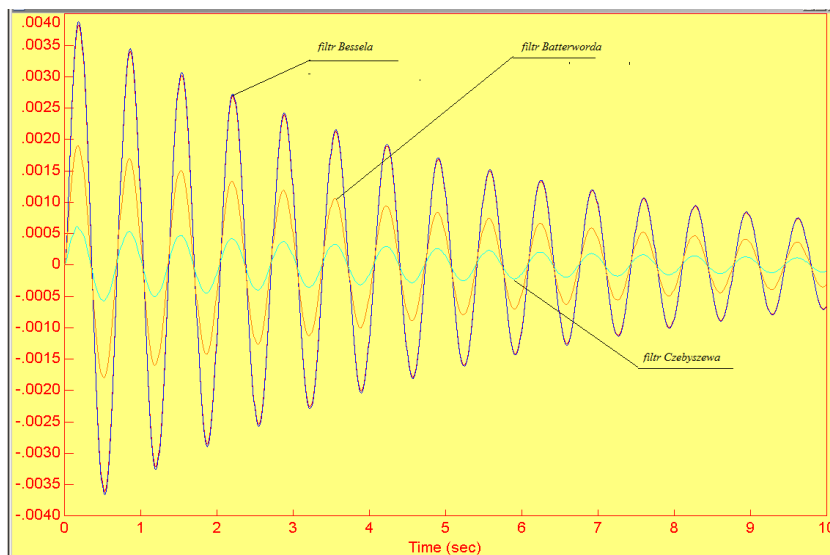
Numer pierścienia tulei	T_e (s)	f (Hz)	T_1 (s)	T_2 (s)
1	$14,00 \cdot 10^{-6}$	24820	$4,86 \cdot 10^{-6}$	$5,83 \cdot 10^{-6}$
2	$17,00 \cdot 10^{-6}$	23421	$4,69 \cdot 10^{-6}$	$6,31 \cdot 10^{-6}$
3	$3100,00 \cdot 10^{-6}$	1619	$6,23 \cdot 10^{-6}$	$98,31 \cdot 10^{-6}$
4	$6,24 \cdot 10^{-6}$	46567	$2,88 \cdot 10^{-6}$	$2,99 \cdot 10^{-6}$
5	$6,26 \cdot 10^{-6}$	45487	$2,98 \cdot 10^{-6}$	$3,06 \cdot 10^{-6}$
6	$6,24 \cdot 10^{-6}$	46567	$2,88 \cdot 10^{-6}$	$2,99 \cdot 10^{-6}$
7	$6,26 \cdot 10^{-6}$	45487	$2,98 \cdot 10^{-6}$	$3,06 \cdot 10^{-6}$
8	$6,24 \cdot 10^{-6}$	46567	$2,88 \cdot 10^{-6}$	$2,99 \cdot 10^{-6}$
9	$58,84 \cdot 10^{-6}$	12183	$5,57 \cdot 10^{-6}$	$12,76 \cdot 10^{-6}$
10	$2,30 \cdot 10^{-6}$	77121	$2,05 \cdot 10^{-6}$	$1,54 \cdot 10^{-6}$

Na podstawie parametrów zamieszczonych w tabeli 5, w środowisku Vis Sim zbudowano model funkcjonalny tulei cylindrowej silnika, przedstawiony na rysunku 4. Model zawiera bloki symulacji uderzeń tłoka w górnym i dolnym martwym punkcie, blok sumowania wyników tych dwóch uderzeń oraz blok odzwierciedlenia wyników.



Rys. 4. Schemat funkcjonalny modelu tulei cylindrowej silnika 4Cz8,5/11 w środowisku Vis Sim

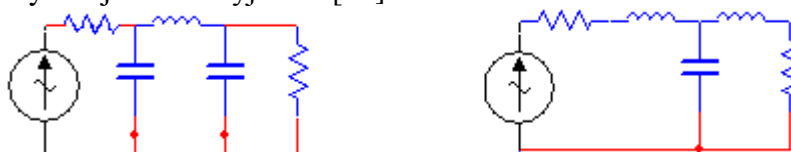
Do tłumienia drgań sygnałów elektrycznych w systemach elektronicznych wykorzystano najczęściej stosowane filtry z biblioteki środowiska elektronicznego Vis Sim: filtry Bessela, Batterworda i Czebyszewa, różniące się zastosowanymi wielomianami. Wyniki tłumienia drgań tulei cylindrowej silnika 4Cz8,5/11 uzyskane podczas badań przeprowadzonych na modelu tulei wykazały największą skuteczność filtru Czebyszewa. Potwierdzeniem tego faktu są przebiegi wyników skuteczności tłumienia drgań tulei cylindrowej uzyskane z wykorzystaniem wymienionych filtrów, udokumentowane na rysunku 5.



Rys. 5. Wyniki skuteczności tłumienia drgań tulei cylindrowej silnika 4Cz8,5/11 uzyskane z wykorzystaniem różnych filtrów

4. Eksperymentalna walidacja wyników badań

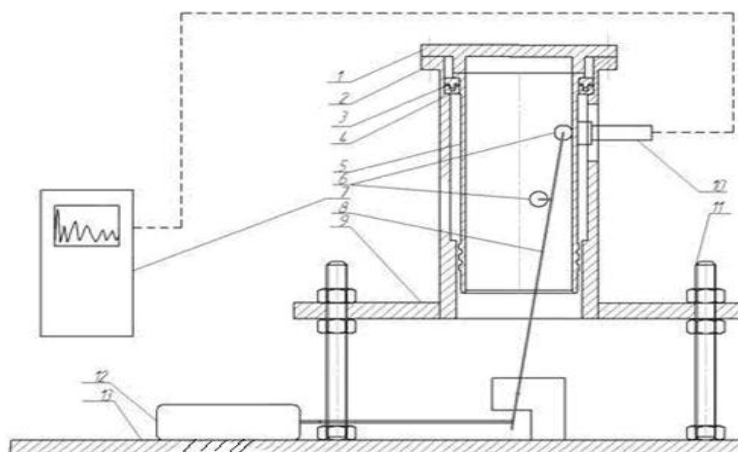
Najskuteczniejsze w praktyce inżynierskiej filtry są wynikiem syntezy gotowych struktur schodowych z indukcyjnościami jako elementami wzdłużnymi oraz pojemnościami jako strukturami poprzecznymi. Na rysunku 6 przedstawiono przykłady schematów filtrów Czebyszewa trzeciego rzędu, składające się z trzech rodzajów elementów: rezystancji, pojemności elektrycznej i indukcyjności [15].



Rys. 6. Przykłady schematów filtrów Czebyszewa trzeciego rzędu

Dokonując przejścia odwrotnego w porównaniu z opisanym w na wstępie, od analogii elektrycznych do analogii mechanicznych uznano, iż rzeczywisty tłumik drgań mechanicznych tulei cylindrowej, zbudowany z zastosowaniem wielomianu Czebyszewa musi posiadać jako kolejne połączone elementy: sztywność i dyssypację przedzielone elementami masy – przekładkami z folii metalowej [8]. Poprawność konstrukcji opracowanego tłumika sprawdzono na stanowisku eksperymentalnym, przedstawionym schematycznie na rysunku 7 wraz z opisem [13].

Osadzanie tulei w płaszczu realizowano z wciskiem na tulei cylindrowej w wytoczeniu pierścieniowym płaszczu. Wibrator generował dynamiczne impulsy w górnej i dolnej części tulei cylindrowej, wzbudzając w niej drgania o częstotliwości 50 Hz. W trakcie badań w charakterze materiałów dla elementów sprężystych zastosowano podkładki przedstawione wraz z wynikami pomiarów w tabeli 6. Dla sprawdzania skuteczności tłumienia za pomocą zestawu elementów sprężystych, rozdzielonych masami pośrednimi, przeprowadzono eksperyment porównawczy pracy tłumika z uszczelkami sprężystymi jednolitymi z gumy i paronitu z analogicznymi do grubości zestawami uszczelki gumowych i paronitowych ($\delta = 1$ mm), przedzielonych folią metalową. Grubość sumaryczna uszczelki zmieniała się od 3 do 4 mm.



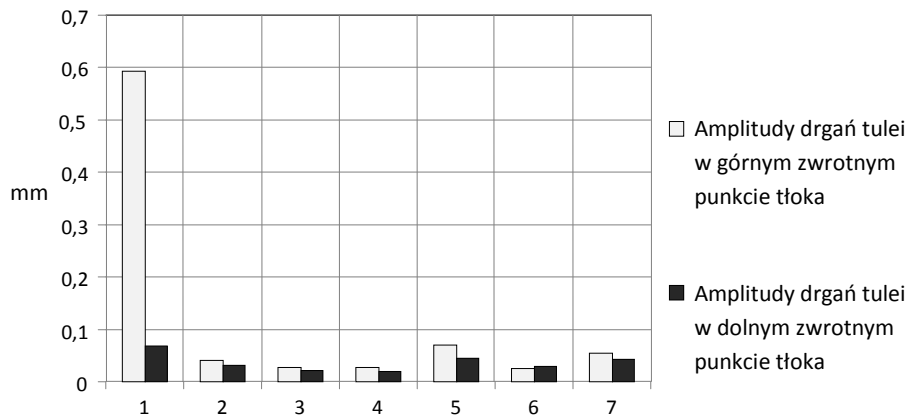
Rys. 7. Stanowisko eksperymentalne do badań symulacyjnych parametrów drganiowych tulei cylindrowej silnika 4Cz 8,5/11

1 – głowica cylindra; 2 – płaszcz cylindra; 3 – obejma górna; 4 – obejma dolna; 5 – tuleja; 6 – bijniki górny i dolny; 7 – wibrometr TV-300; 8 – sworzęń; 9 – płyta oporowa; 10 – czujnik drgań TSV-01; 11 – śruby; 12 – wibrator; 13 – płyta fundamentowa

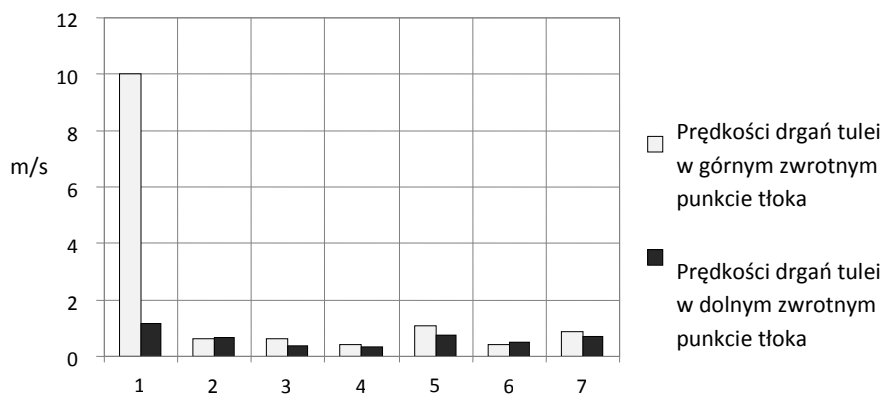
Tabela 6. Wyniki pomiarów parametrów drgań tulei cylindrowej silnika spalinowego 4Cz8,5/11 z różnymi elementami sprężystymi mierzonymi w górnym zwrotnym punkcie tulei

Nr	Typ uszczelki sprężystych	Częstość szczytowa (Hz)	Częstość ustalona (Hz)	Amplituda drgań (mm)	Prędkość przemieszczeń (m/s)	Przyśpieszenie drganiowe (m/s^2)
1	Bez uszczelki sprężystych	20000	58	0,593	10,027	8,26
2	Guma jednolita ($\delta = 4$ mm)	67,5	0,323	0,04	0,64	0,57
3	Zestaw gumowy ($4\delta = 1$ mm)	3,9	0,338	0,028	0,625	0,52
4	Policzterofluoroetylen ($\delta = 4$ mm)	5,5	0,325	0,027	0,424	0,36
5	Zestaw silikonu ($2\delta = 2$ mm)	7,4	0,324	0,055	0,879	0,73
6	Paronit jednolity ($\delta = 3$ mm)	3,8	0,338	0,07	1,069	0,9
7	Zestaw paronitu ($3\delta = 1$ mm)	3,9	0,337	0,028	0,41	0,35

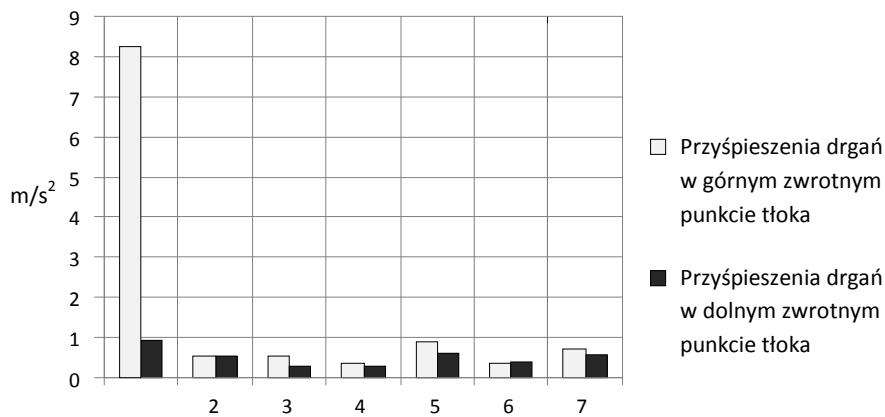
Pomiary częstości drgań tulei cylindrowej wykonywano za pomocą czujnika TSV-01 i oscylografu. Pomiary parametrów drgań tulei cylindrowej amplitudy, prędkości i przyśpieszeń drgań przeprowadzano w płaszczyznach uderzeń bijników górnego i dolnego zwrotnego punktu, w kierunkach wzajemnie prostopadłych, za pomocą wibrometru TV-300 z czujnikiem TSV-01. Wyniki pomiarów parametrów drgań tulei cylindrowej silnika przedstawiono graficznie w postaci wykresów słupkowych na rysunkach 8, 9 i 10.



Rys. 8. Amplitudy drgań tulei cylindrowej mierzone podczas eksperymentu



Rys. 9. Prędkości drgań tulei cylindrowej mierzone podczas eksperymentu



Rys. 10. Przyspieszenia drgań tulei cylindrowej mierzone podczas eksperymentu

5. Podsumowanie

Uzyskane wyniki teoretyczne i eksperymentalne pracy dowiodły realnych możliwości zwiększenia odporności na erozję kawitacyjną, zapobiegania uszkodzeniom erozyjnym tulei cylindrowych, poprzez ograniczenie ich drgań.

Wyniki badań parametrów drgań własnych tulei cylindrowej sinika 4Cz8,5/11 w wirtualnej przestrzeni Electronics Workbench okazały się zbliżone do wyników pomiarów uzyskanych w badaniach przeprowadzonych na stanowisku eksperymentalnym w skali technicznej, z

prostym pomiarem drgań tulei rzeczywistej oraz z wynikami innych badań – bardzo bliskie w pracy [7] i o około rząd mniejszymi podanymi między innymi w tabeli 5 pracy [17].

Tym samym potwierdziły one poprawność zastosowanej metody badań wirtualnych do określenia charakterystyk drgań tulei cylindrowych i uwiarygodniły metodę ich opracowania na podstawie analogów wyprowadzonych z liczb kryterialnych podobieństwa.

W trakcie przeprowadzonego eksperymentu potwierdzono skuteczność konstrukcji tłumika, składającego się z zestawu elementów sprężystych. Amplitudy drgań tulei cylindrowej, prędkości jej przemieszczeń i przyspieszenia, przy wykorzystaniu tłumika z jednolitymi elementami sprężystymi (paronit i guma) są 1,5-2,5 razy większe od analogicznych wielkości dla tłumika wyposażanego w rozdzielne elementy sprężyste.

Analiza wyników badań różnych rodzajów uszczelki sprężystych, jako elementów konstrukcji tłumika, przedstawionych w tabeli 6 dowodzi, że zastosowanie dowolnego materiału sprężystego obniża parametry drgań tulei cylindrowej, minimalizując je praktycznie do wartości bliskich zerowym. Otrzymane w trakcie eksperymentu wyniki potwierdziły poprawność dostrojenia układu sprężystego tłumika do trybu przeciwnego do rezonansu drgań tulei cylindrowej. Takiemu zachowaniu się tulei cylindrowej będzie towarzyszyć zmniejszone zużycie kawitacyjne w płynie chłodzącym, a w rezultacie tuleja nie będzie poddawana degradacji erozyjnej.

Zwiększenie odporności na erozję kawitacyjną powierzchni metali można więc osiągnąć poprzez laminaryzację strumieni cieczy roboczej, pokrycie powierzchni metali powłokami ochronnymi i stosunkowo najprościej, przy kawitacji wibracyjnej, poprzez tłumienie drgań omywanej powierzchni tulei cylindrowej.

Literatura:

1. Adamkiewicz A., Valishin A. Discussion and studies of the properties of a cooling water additive preventing erosive wear of cooled surfaces of ship diesel engines. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 2014, 16 (4): 565–570.
2. Alessandronia S., dell’Isolab F., Porfiric M., A revival of electric analogs for vibrating mechanical systems aimed to their efficient control by PZT actuators. *International Journal of Solids and Structures* 2002; 39 (20): 5295-5324.
3. Bhansali S.S, Kongre U.V., Shirgire N.D., Bodade P.R., 2013, Analysis and study of vibrations in view of combustion gas forces for diesel engine. *Journal of Mechanical and Civil Engineering* 2013; 6 (3): 48-55.
4. Deku A., Kompella S., Cavitation in Engine Cooling Fluid due to Piston-Cylinder Assembly forces. Master’s Degree Thesis, Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden, 2006.
5. Duran M., Stoffel B., Sirok B. Development of Cavitation Erosion Model. *Wear* 2006: 642-655.
6. Guoxing Li, Fengshou Gu, Tie Wang, Tiantian Yang & Andrew Ball. Investigation into the dynamic response of cylinder liners in an IC engine based on a validated finite-element model. *Systems Science & Control Engineering*, 2017: 56-69.

7. Iwanczenko N. N., Skuridin A. A., Nikitin M. D. Cavitation damage in Diesel engines. Maszynostroenie, Leningrad 1970 (in Russian).
8. Patent Ru 100140. Dynamic damper of cylinder liners of thermal engines. Valishin A. G., 2010 (in Russian).
9. Rejowski, E., Soares, E., Roth, I., Rudolph, S., Cylinder Liner in Ductile Cast Iron for High Loaded Combustion Diesel Engines. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2012; 134 (7): 72-80. doi:10.1115/1.4006071.
10. Stek B., Sommerfeld G., Schneider V.: Cavitation on Wet cylinder liners of heavy duty diesel engines, SAE Technical Paper, 2006.
11. Sujithkumar A.T, Vadivel N. Vibration Analysis of Cylinder Liner of a Vertical Type Diesel Engine using ANSYS. International Journal for Scientific Research & Development 2016; 4 (1): 561-567.
12. Vibration Problems in Engineering 5th edition by Weaver Jr., W., Timoshenko, S. P., Young, D. H. , ISBN: 978-0-471-63228-3, 624 pages, Mar 1990.
13. Valishin A., Adamkiewicz A. Simulation of vibrations of mashine elements on the example of vibrations of marine diesel cylinder lines. Journal of Polish CIMAC, VI.7 N 1, Gdansk 2012: 12.
14. Vibration in technology. Course book in 6 volumes. Red.. Czelomej V. N., Vol. 6. Protection from vibrations and strokes. Red._Frołow K. V. Maszynostroenie, Moskva 1981 (in Russian).
15. Waliszyn A. G., Rozen B. S.: Vibrations of cylinder liners and cavitation changes in diesel cooling systems. Monograph. BGARF, Kaliningrad, 2010. (in Russian).
16. Young F. R. Cavitation. Mc Graw-Hill Book Compani, 1989.
17. Zhiwei Guo, Chengqing Yuan, Peng Liu, Study on Identification Model of Cylinder Liner-Piston Ring Using Vibration Analysis Based on Fuzzy C-means Clustering. The Open Mechanical Engineering Journal 2012; 6, (Suppl 2: M2): 126-132.