

Analisis Pengaruh Perubahan Kekakuan Pondasi Kapal Ikan Tradisional terhadap Amplitudo Getaran

Debby R. Lekatompessy*

Program Studi Teknik Perkapalan Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Unpatti Poka, Ambon, Indonesia 97233

Abstrak

Kapal dengan posisi motor penggerak di atas (*outboard engine*) dimaksudkan agar memudahkan nelayan dalam pengoperasian maupun perawatannya. Tetapi, besarnya getaran akibat eksitasi mesin saat beroperasi berdampak buruk terhadap struktur di sekitar. Hal ini dibuktikan dari hasil pengukuran amplitudo getaran mencapai 0,078 mm pada pondasi mesin kapal. Penelitian ini bertujuan mengurangi getaran tersebut dengan merubah dimensi kanal, serta penggunaan karet peredam sebagai solusi paling sederhana. Analisis dilakukan dengan melakukan perhitungan parameter getaran terhadap 2 jenis mesin, SR1110 dan S1100. Persamaan analitik digunakan untuk menghitung amplitudo getaran dengan melakukan variasi nilai kekakuan kanal dan redaman karet pada pondasi mesin. Data pendukung diperoleh melalui pengukuran amplitudo getaran pada pondasi kapal. Besar amplitudo getaran sebelum adalah 0,078 mm untuk tipe SR1110 dan 0,069 mm untuk tipe S1100 masih melebihi standar. Amplitudo berkurang dengan merubah dimensi kanal serta menggunakan karet peredam (c). Dengan dimensi pondasi yang baru, besar amplitudo untuk mesin diesel tipe SR1110 menjadi 0,0245 mm dan tipe S1100 menjadi 0,0238 mm. Peningkatan kekakuan dan penambahan karet berhasil mengurangi amplitudo getaran dengan nilai yang cukup signifikan. Amplitudo berkurang sebesar 69% untuk tipe mesin SR1110 dan 65% untuk tipe mesin S1100 memenuhi batas yang diijinkan yaitu 0,02 mm s/d 0,03 mm berdasarkan hasil observasi Barkan.

Kata kunci: kekakuan; *outboard engine*; redaman; getaran

Abstract

The ship with the *outboard engine* is intended to make it easier for fishers to operate and maintain. However, the magnitude of the vibration due to the excitation of the engine during operation adversely affects the surrounding structures. It is evidenced by measuring the vibration amplitude of more than 0.02 mm at several points around the ship engine foundation. This study aims to reduce these vibrations by changing the canal's dimensions as a foundation and using damping rubber as the simplest solution. The analysis was carried out by calculating the vibration parameters of 2 types of machines, SR1110 and S1100. The numerical method is used to calculate the vibration's amplitude by varying the value of channel stiffness and rubber damping on the machine foundation. Supporting data is obtained by measuring the vibration amplitude at several points around the foundation. The magnitude of the previous vibration amplitude is 0.078 mm for the SR1110 type and 0.069 mm for the S1100 type, which exceeds the limit still. The amplitude is reduced by changing the foundation's dimensions and using a rubber damper (c). With the new foundation dimensions, the amplitude for the diesel engine type SR1110 becomes 0.0245 mm and type S1100 becomes 0.0238 mm. Increased stiffness and the addition of rubber succeeded in reducing the vibration amplitude by a significant value. The amplitude was reduced by 69% for the SR1110 engine type and 65% for the S1100 engine type within the allowable limit of less than 0.02 mm to 0.03 mm based on Barkan's observation results.

Keywords: *stiffness; outboard engine; numerical method; damping; vibration*

*) Penulis Korespondensi.
E-mail: de.lekatompessy@gmail.com

1. Pendahuluan

Sebagian masyarakat di daerah pantai bermata pencarian sebagai nelayan. Para nelayan ini melakukan usaha penangkapan ikan secara tradisional dengan menggunakan kapal yang dilengkapi motor penggerak dan jaring sebagai alat tangkapnya dengan tidak memperhitungkan daya mesin (Sa'id and Ridwan, 2019). Pada umumnya mereka menggunakan motor penggerak jenis diesel. Sistem pemasangan antara lain sistem *outboard engine*, *inboard engine* dan gabungan. Nelayan daerah, sebagian besar menggunakan sistem *outboard engine*. Pemasangan motor penggerak sistem *outboard engine* dilakukan dengan peletakkan motor penggerak dan pondasinya di atas balok, di atas dek dan diikat dengan plat yang ditancapkan dalam balok tersebut. Poros dari sistem propulsi yang menghubungkan antara mesin dengan propeller dapat diangkat dan diturunkan. Kondisi seperti ini memungkinkan terjadi getaran yang berlebih pada pondasi dan balok pengikat sehingga dapat merusak pondasi itu sendiri dan dapat mengancam keselamatan pengemudinya.

Perencanaan yang dilakukan oleh nelayan dengan meletakkan posisi motor penggerak di atas (*outboard engine*) adalah agar memudahkan mereka dalam pengoperasian maupun perawatan, serta menghasilkan kecepatan yang lebih tinggi dibanding pemasangan mesin secara *inboard* (Rosyida dkk., 2015). Walaupun, penggunaan bahan bakar yang lebih boros (Gatete dkk., 2018). Peletakan motor pada posisi ini juga tidak memperhitungkan aspek getaran yang akan timbul dan akibatnya pada pondasi motor penggerak itu sendiri. Walau ada penelitian mengenai stabilitas mengenai tipe mesin ini (Wiyatra dkk., 2012), tetapi getaran yang diakibatkannya belum ditinjau. Getaran menimbulkan efek yang tidak diinginkan pada manusia, serta dapat mengakibatkan kegagalan kelelahan bagian-bagian struktural lokal atau tidak berfungsinya mesin dan peralatan (Yucel and Arpacı, 2013). Akan tetapi, respons getaran dari struktur kapal karena eksitasi mesin pada frekuensi yang tinggi dapat dikendalikan oleh modifikasi struktural dari struktur pendukung lokal (Haro dkk., 2018) seperti *engine bed*. Peningkatan kekakuan struktur penopang mesin melalui modifikasi struktural dapat dilakukan menggunakan metode numerik dengan hasil yang valid (Lin dkk., 2009). Berdasarkan uraian diatas maka telah dilakukan pengukuran amplitudo getaran di kapal untuk menganalisis getaran pondasi motor penggerak kapal ikan tradisional tipe *outboard engine* dimana hasil membuktikan getaran jauh di atas standar yang diijinkan. Untuk menindak lanjuti penelitian ini maka diperlukan solusi untuk mengurangi getaran sampai kepada batas aman yang diijinkan (Lekatompessy dkk., 2013). Peningkatan kekakuan harus disertai dengan

material peredam pada sistem ini. Variasi kekakuan yang didukung dengan penambahan karet peredam sehingga menghasilkan amplitudo yang kecil menjadi keterbaruan pada penelitian ini. Kekakuan k dan peredam c yang divariasi dikaji menggunakan metode numerik yang hasilnya dibandingkan dengan kondisi amplitudo getaran di daerah pondasi mesin kapal (Xia dkk., 2000).

2. Bahan dan Metode

2.1. Umum

Getaran lambung kapal secara umum dapat diklasifikasikan menjadi dua kategori, getaran global dan lokal. Untuk getaran global, seluruh gelagar lambung kapal bergetar sebagai respons terhadap eksitasi pada khususnya putaran mesin utama, baling-baling dan mesin bantu, atau dari gelombang air (Todd, 1961). Getaran lokal terjadi ketika hanya bagian terisolasi dari struktur kapal yang beresonansi (Mumm, 2017; Todd, 1961; Ward dkk., 1982).

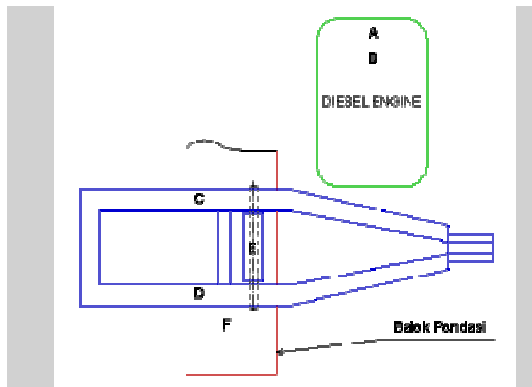
Resonansi lokal dapat diperlakukan secara lokal dengan memodifikasi komponen struktural yang beresonansi (Haro dkk., 2018) atau dengan menambahkan peredam getaran dan redaman. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah gabungan antara eksperimen dan perhitungan secara teoritis. Penelitian diawali dengan melakukan studi lapangan dimana amplitudo getaran pada beberapa titik di ukur langsung di kapal. Perhitungan teoritis dilakukan untuk menghitung nilai amplitudo getaran dengan melakukan variasi nilai kekakuan kanal k dan redaman karet c pada beberapa titik di daerah pondasi mesin kapal. Hasil pengukuran amplitudo secara langsung di kapal digunakan sebagai pembandingan setelah dilakukan penambahan kekakuan pondasi k dan karet peredam c berdasarkan perhitungan secara teoritis menggunakan standar batasan amplitudo getaran.

Dalam melakukan penelitian ini dipakai pondasi motor penggerak kapal ikan tradisional tipe *outboard engine*, motor penggerak yang digunakan yaitu jenis motor diesel putaran tinggi sebanyak dua buah. Dua motor diesel tersebut yang datanya akan digunakan dalam perhitungan getaran. Amplitudo diukur pada 4 variasi putaran.

2.2. Titik Pengukuran

Ada 6 posisi titik pengukuran yaitu dua (titik A dan B) pada posisi *engine* dimana posisi tersebut berada didekat dengan pergerakan piston, tiga posisi pondasi (titik C, D dan E) diambil rata (kanan, kiri dan tengah) dan satu titik F di lantai atau balok pondasi. Titik pengukuran ditunjukkan dalam Gambar 1.

2.3. Pengukuran Getaran



Gambar 1. Titik Pengukuran

Dalam pengukuran didapatkan nilai Amplitudo getaran dan parameter-parameter getaran yang lain dengan melihat respon dari grafik getaran yang dihasilkan. Pengukuran yang telah dilakukan pada beberapa tingkat rpm tertentu yaitu dari rpm minimum hingga maksimum. Tingkatan rpm yang diambil adalah 550, 1100, 1650, 2200 rpm. Adapun spesifikasi dari motor diesel tersebut sebagaimana pada Tabel 1.

2.4. Perhitungan Getaran

Dari hasil pengukuran getaran didapatkan beberapa variabel getaran baik amplitudo, frekuensi maupun variabel lainnya. Variabel yang diambil dalam penelitian ini adalah amplitudo getaran.

a) Gaya eksitasi dari motor diesel

Perhitungan gaya eksitasi ditentukan berdasarkan Persamaan 1.

$$X = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k}\right)^2 + \left(\frac{c\omega}{k}\right)^2}} = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (1)$$

Dimana X adalah besarnya amplitudo getaran dalam mm, F_0 adalah besar gaya eksitasi dalam N, k adalah konstanta pegas dalam N/m, m adalah massa sistem dalam kg, c merupakan koefisien peredam dalam kg/s, ζ adalah faktor redaman (rasio redaman), ω adalah frekuensi gaya eksitasi dalam Hz, dan ω_n adalah frekuensi natural sistem dalam Hz.

Massa sistem didapat dari Persamaan 2.

$$m = m_m + m_k \quad (2)$$

dimana m_m adalah massa mesin dalam kg, dan m_k adalah massa kanal dalam kg.

Kekakuan dihitung dengan Persamaan 3.

$$k = (3EI)/(l+a)a^2 \quad (3)$$

dimana E adalah modulus elastisitas pondasi dalam N/m^2 , I adalah momen inersia pondasi dalam m^4 , l adalah panjang pondasi yang menyangga mesin (panjang dari tumpuan sampai ikatan) dalam m, dan a adalah panjang pondasi dari tumpuan ke depan dalam m.

Tabel 1. Spesifikasi motor diesel yang digunakan

No.	Spesifikasi	Motor Diesel 1	Motor Diesel 2
1.	Merek	Dongfeng	Dongfeng
2.	Type	SR1110 single-cylinder, horizontal, four-stroke	S1100 Single cylinder, horizontal, four-stroke
3.	Kecepatan	2200 rpm	2200 rpm
4.	Daya Output	14,7 kW	16 hp
5.	Gross Weight	215 kg	190 kg

Sementara, redaman (c) dihitung dengan Persamaan 4.

$$c = \sqrt{\frac{E\Gamma}{\rho A}} \quad (4)$$

Dimana ρ adalah massa jenis pondasi dalam kg/m^3 , dan A adalah luas penampang dari pondasi dalam m^2 .

Redaman kritis (c_{cr}) dihitung dengan Persamaan 5.

$$c_{cr} = 2\sqrt{k_m} \quad (5)$$

Sehingga faktor redaman ζ diperoleh dari Persamaan 6.

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad (6)$$

Frekuensi eksitasi (ω) didapatkan dari Persamaan 7.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (7)$$

Dan frekuensi natural (ω_n) sistem dipengaruhi oleh nilai k dan m , melalui Persamaan 8.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

b) Transmisibilitas

Transmisibilitas (daya hantar) pada dasarnya adalah rasio dari gaya yang diteruskan lewat pegas dan peredam (F_T) dengan gaya perangsang yang bekerja pada sistem (F_0). Dihitung dengan Persamaan 9.

$$X = \frac{F_T}{F_0} \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{c\omega}{k}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k}\right)^2 + \left(\frac{c\omega}{k}\right)^2}} = \frac{\sqrt{1 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (9)$$

c) Besarnya gaya yang diteruskan ke balok pondasi

Gaya yang diteruskan ke balok pondasi dapat dihitung berdasarkan perkalian antara besar gaya eksitasi (F_0) dengan besar transmisibilitas (TR). Lebih jelasnya dapat dituliskan seperti Persamaan 10.

$$F_{TR} = F_0 \times TR \tag{10}$$

2.5. Perbandingan dengan Standar yang Berlaku

Tingkat getaran pada suatu mesin akan mempengaruhi kerja sistem permesinan itu sendiri, dan dapat mempengaruhi kesehatan bagi operator mesin. Oleh sebab itu tingkat getaran pada mesin harus dibatasi, sehingga keamanan dan kenyamanan bagi operator dan sistem dapat terjaga.

Hasil dari pengukuran dibandingkan dengan standar batasan getaran, standar yang digunakan berupa grafik batasan getaran yang diijinkan untuk struktural *damage*, *machinery vibration* dan *human perception*. Perbandingan besar getaran yang terjadi dengan standar yang ada ini dimaksudkan untuk mengetahui apakah getaran yang terjadi masih dalam batas ijin atau melampaui batas yang diijinkan. Batasan yang di gunakan adalah dengan mengacu pada grafik pada Gambar 2, dengan nilai frekuensi dan amplitudo sebagai input.

2.6. Solusi untuk Mengurangi Getaran

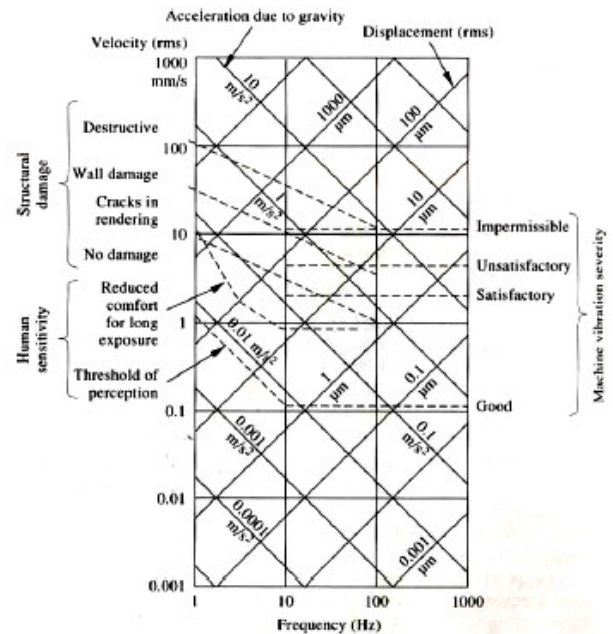
Dengan data besar amplitudo getaran yang diteruskan ke pondasi maka dibuat dimensi baru pondasi dan juga ditambahkan peredam karet dengan ukuran sesuai hasil perhitungan dengan memperhatikan nilai *c* dan *k*. Selain perhitungan-perhitungan diatas juga dilakukan perhitungan hubungan antara nilai *c*, *k* dengan amplitudo *X*.

3. Hasil dan Pembahasan

Putaran terendah memiliki nilai amplitudo tertinggi karena resonansi biasa terjadi pada frekuensi rendah. Titik A adalah titik terdekat dengan sumber eksitasi yaitu getaran mesin induk. Sedangkan titik F adalah yang terjauh dari sumber eksitasi setelah getaran ditransmisikan dari titik A. Kedua titik ini diambil sebagai titik yang dibahas pada putaran rendah untuk mewakili kondisi sistim yang paling kritis. Perhitungan secara analitik digunakan untuk memperoleh nilai amplitudo getaran pada titik A dan F. Hasil pengukuran getaran pada mesin Dongfeng tipe SR1110 ditunjukkan pada Tabel 2, sementara pada mesin Dongfeng tipe S1100 pada Tabel 3. Parameter lainnya yang berkaitan dengan nilai ini yaitu nilai redaman *c*, gaya eksitasi F_0 , rasio transmisi *bilitas* TR dan gaya yang diteruskan F_{TR} .

Tabel 2. Hasil pengukuran amplitudo Dongfeng tipe SR1110

rpm	Titik A (mm)	Titik B (mm)	Titik C (mm)	Titik D (mm)	Titik E (mm)	Titik F (mm)
550	0,078	0,072	0,071	0,058	0,058	0,027
1100	0,073	0,062	0,064	0,060	0,058	0,029
1650	0,064	0,062	0,062	0,061	0,058	0,030
2200	0,062	0,060	0,061	0,058	0,057	0,029



Gambar 2. Grafik batasan yang diijinkan untuk structural damage, machinery vibration dan human perception (Inman, 2013).

3.1. Perhitungan Amplitudo Pondasi Terpasang

- a. Pada Motor diesel 1, Dongfeng tipe SR1110, dimana Titik A dan B berada pada posisi di sekitar mesin, Titik C, D, dan E pada posisi di sekitar pondasi, serta Titik F pada posisi sekitar balok pondasi (lihat Gambar 1).
- b. Pada motor diesel 2, Dongfeng tipe S1100, dimana Titik A dan B berada pada posisi di sekitar mesin, Titik C, D, dan E pada posisi di sekitar pondasi, serta Titik F pada posisi sekitar balok pondasi (lihat Gambar 1).

3.2. Perhitungan Gaya Eksitasi

- a. Pada mesin diesel Dongfeng tipe SR1110
Mesin diesel ini merupakan salah satu motor penggerak yang terletak pada posisi *portside* kapal. Hasil perhitungan parameter getaran mesin Dongfeng tipe SR1110 ditunjukkan pada Tabel 4. Besar amplitudo getaran (*X*) dari hasil percobaan pada motor diesel Dongfeng tipe SR1110 adalah 0.078 mm. Berdasarkan nilai-nilai di atas, nilai F_0

Tabel 3. Hasil pengukuran amplitudo Dongfeng tipe S1100

rpm	Titik A (mm)	Titik B (mm)	Titik C (mm)	Titik D (mm)	Titik E (mm)	Titik F (mm)
550	0,069	0,064	0,062	0,060	0,052	0,026
1100	0,066	0,064	0,062	0,058	0,060	0,025
1650	0,064	0,063	0,062	0,055	0,058	0,026
2200	0,060	0,058	0,058	0,055	0,053	0,025

Tabel 4. Hasil perhitungan parameter getaran untuk mesin Dongfeng SR1110

Parameter	Notasi	Nilai
Massa sistem	m	230 kg
Kekakuan	k	$27,294 \times 10^6$ N/m
Redaman	c	501,387 Kg/s
Redaman kritis	c_{cr}	158.461,85 Kg/s
Rasio redaman	ζ	0,00316
Frekuensi eksitasi	ω	36,667 Hz
Frekuensi natural	ω_n	54,854 Hz

(gaya eksitasi) dapat dihitung dengan persamaan (1), diperoleh besar Gaya eksitasi pada motor diesel Dongfeng tipe SR1110 adalah 1177,711 N

b. Pada mesin diesel Dongfeng tipe S1100.

Mesin diesel ini merupakan salah satu motor penggerak yang terletak pada posisi starboard kapal. Hasil perhitungan parameter getaran mesin Dongfeng tipe S1100 ditunjukkan pada Tabel 5. Besar amplitudo getaran (X) dari hasil percobaan pada motor diesel dongfeng tipe S1100 adalah 0,069 mm. Berdasarkan nilai-nilai diatas untuk mendapatkan nilai F_0 (gaya eksitasi) dapat dihitung dengan persamaan (1), diperoleh besar gaya eksitasi pada motor diesel Dongfeng tipe S 1100 adalah sebesar 1133,280 N.

3.3. Perhitungan Transmibilitas

Berdasarkan hasil perhitungan, besarnya rasio transmibilitas TR pada mesin diesel Dongfeng tipe SR1110 sebesar 1,808, sedangkan pada mesin diesel Dongfeng tipe S1100 sebesar 1,662.

3.4. Perhitungan Gaya Yang Diteruskan Ke Balok Pondasi

Pada mesin diesel Dongfeng tipe SR1110, gaya yang diteruskan ke balok pondasi adalah sebesar $F_{TR} = 2.128,924$ N . Sedangkan pada mesin diesel Dongfeng tipe S1100 sebesar $F_{TR} = 1.883,277$ N.

3.5. Pengamatan Terhadap Bentuk Pondasi

Bentuk pondasi motor penggerak pada kapal ini dari dua mesin yang ada, hampir memiliki karakteristik yang sama. Pada pengamatan ini ditekankan bagaimana

Tabel 6. Permissible amplitude untuk mesin (Srinivasalu and Vaidyanathan, 1976)

Type	Permissible Amplitude (cm)
1) Low-speed machinery (500 rpm)	0,02 – 0,025 0,1 – 0,12
2) Hammer Foundations	
3) High-Speed machinery	
a. 3000 rpm	0,002 – 0,003
- Vertical vibrations	0,004 – 0,005
- Horizontal vibrations	
b. 1500 rpm	0,004 – 0,006
- Vertical vibrations	0,007 – 0,009
- Horizontal vibrations	

Tabel 5. Hasil perhitungan parameter getaran untuk mesin Dongfeng S1100

Parameter	Notasi	Nilai
Massa sistem	m	205 kg
Kekakuan	k	$27,294 \times 10^6$ N/m
Redaman	c	501,387 Kg/s
Redaman kritis	c_{cr}	149.602,12 Kg/s
Rasio redaman	ζ	0,00335
Frekuensi eksitasi	ω	36,667 Hz
Frekuensi natural	ω_n	58,102 Hz

bentuk dari pondasi yang digunakan pada diesel SR1110 maupun diesel tipe S1100. Pondasi selain memiliki fungsi sebagai penyangga mesin juga digunakan sebagai penyangga *shaft propeller* yang langsung terhubung dengan roda gila dari mesin diesel itu sendiri.

Karakteristik dari sistem pondasi kapal ini adalah:

- (1) pondasi mesin pada kapal ini berbentuk profil U dan
- (2) pondasi ini diikat langsung pada mesin dengan baut tanpa peredam.

3.6. Perbandingan Besar Getaran Dengan Standar

Berdasarkan nilai frekuensi yang diperoleh sebesar 36,667 Hz dan amplitudo sebesar 0,078 mm atau 78 μ m (untuk diesel tipe SR1110) dapat ditarik garis ke atas pada Gambar 2, dan hasilnya di atas garis putus-putus *impermissible*. Jadi pada kasus sistem pondasi diesel tipe SR1110 getaran yang terjadi sudah melampaui dari yang diijinkan.

Batasan yang kedua yaitu digunakan tabel batasan getaran pada mesin, ditunjukkan pada Tabel 6. Pada tabel ini ada batasan batasan amplitudo getaran yang harus dipenuhi oleh mesin baik yang low speed maupun yang high speed. Adapun dalam tabel ini yang menjadi input adalah nilai amplitudo.

Berdasarkan Tabel 6, pada No.3a yaitu *high speed machinery vertical vibration*. Berdasarkan acuan tersebut nilai getaran yang terjadi tidak memenuhi standar yang berlaku untuk pondasi mesin, baik SR1110 maupun S1100, karena nilai amplitudo sudah melampaui dari batas ijin yaitu 0,002 cm – 0,003 cm.

3.7. Penurunan Getaran Pondasi dengan Memperbesar

Nilai k dan menambah peredam karet c

Metode penurunan getaran yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan merancang nilai c dan k untuk menurunkan getaran yang berlebih. Untuk melakukan penurunan getaran yang terjadi pada sistem ini diperlukan perancangan nilai c dan k yang baik sehingga didapatkan bentuk pondasi yang mampu menopang, mendistribusikan dan meredam getaran mesin diesel sebagai sumber eksitasi. Dengan merancang nilai c dan k yang baik besar amplitudo getaran yang terjadi dapat diturunkan. Adapun perancangan nilai k adalah sebagaimana perhitungan pada Tabel 7 menggunakan persamaan 3.

Dengan melihat nilai pada Tabel 7 bahwa nilai k sebelumnya adalah sebesar $2,73 \times 10^7$ N/m dan nilai

Tabel 7. Hubungan variasi nilai k dan X pada sistem pondasi

Tipe SR1110		Tipe S1110	
k (N/m)	X (mm)	k (N/m)	X (mm)
2,73E+07	0,078	2,73E+07	0,069
3,00E+07	0,066	3,00E+07	0,059
4,00E+07	0,042	4,00E+07	0,039
5,00E+07	0,031	5,00E+07	0,029
6,00E+07	0,025	6,00E+07	0,023
7,00E+07	0,020	7,00E+07	0,019
8,00E+07	0,017	8,00E+07	0,016
9,00E+08	0,015	9,00E+08	0,014
1,00E+08	0,013	1,00E+08	0,013

Tabel 8. Hubungan variasi nilai c dan X untuk nilai $k=2,73 \times 10^7$ (N/m)

Tipe SR1110		Tipe S1110	
c (kg/s)	X (mm)	c (kg/s)	X (mm)
501,38697	0,078	501,38697	0,069
1000	0,078	1000	0,069
2000	0,078	2000	0,069
3000	0,078	3000	0,069
4000	0,078	4000	0,069
5000	0,078	5000	0,069
6000	0,078	6000	0,069
7000	0,078	7000	0,069
8000	0,077	8000	0,069
9000	0,077	9000	0,068
10000	0,077	10000	0,068

amplitudonya sebesar 0,078 mm, maka perancangan nilai k yang lebih besar akan dapat menurunkan besar amplitudo. Nilai amplitudo X dalam mm sebagai akibat variasi nilai redaman karet c pada nilai kekakuan pondasi $k = 2,73 \times 10^7$ N/m ditunjukkan pada Tabel 8. Sementara nilai Amplitudo x (mm) akibat variasi nilai redaman karet c pada kekakuan pondasi $k = 3,0 \times 10^7$ N/m ditunjukkan pada Tabel 9.

3.8. Pemilihan Dimensi Pondasi dan Peredam

Perancangan nilai c dan k juga ada batasannya, karena dengan merancang sebesar-besarnya dapat mempengaruhi bentuk dari pondasi itu sendiri, misalnya perancangan c dengan menggunakan bahan karet dengan merancang nilai c yang besar maka bentuk dari karet pun harus semakin besar. Batasan dimensi karet dimaksudkan untuk estetika dan kenyamanan pengguna.

Adapun perhitungan dari perubahan perancangan nilai c dan k yang digunakan disini adalah pada sistem pondasi mesin tipe SR1110 dan S1100. Dilakukan perubahan dimensi dari penampang pondasi dengan $E=2 \times 10^{11}$ N/m² dan $\rho=7800$ kg/m³. Gambar 3(a) menunjukkan ukuran awal penampang pondasi, sementara Gambar 3(b) menunjukkan ukuran yang diperoleh setelah dilakukan perhitungan.

Tabel 9. Hubungan variasi nilai c dan X untuk nilai $k=3,00 \times 10^7$ (N/m)

Tipe SR1110		Tipe S1110	
c (kg/s)	X (mm)	c (kg/s)	X (mm)
1000	0,0661	1000	0,0592
2000	0,0661	2000	0,0592
3000	0,0661	3000	0,0592
4000	0,0661	4000	0,0592
5000	0,0660	5000	0,0591
6000	0,0659	6000	0,0591
7000	0,0659	7000	0,0590
8000	0,0658	8000	0,0590
9000	0,0657	9000	0,0589
10000	0,0656	10000	0,0588

Perhitungan terus dilakukan pada peningkatan nilai k pada Tabel 7 dan nilai c menggunakan persamaan 4 pada tabel-tabel selanjutnya. Sehingga, ketika nilai k pada dimensi pondasi Gambar 3(b) dan karet pada Gambar 4 didapat nilai k dari penampang pondasi sebesar $5,837 \times 10^7$ N/m dan dengan memberi bahan peredam berupa karet dengan $E=2,3 \times 10^9$ N/m² dan $\rho=1100$ kg/m³ (Inman, 1996) yang memiliki penampang sebagaimana Gambar 4 berikut ini nilai c dari penampang peredam tersebut adalah sebesar 7634,867 kg/s. Amplitudo yang dihasilkan berturut-turut adalah 0,0245 mm pada mesin tipe SR1110 dan 0,0238 mm pada mesin tipe S1100.

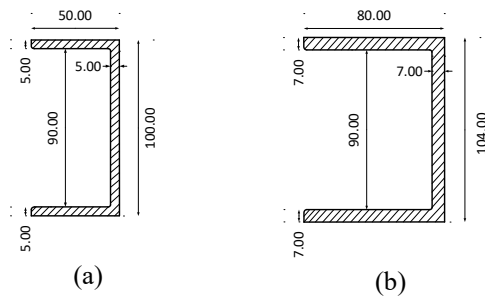
Berdasarkan perhitungan pada perubahan dimensi pondasi dan penambahan karet peredam didapat hubungan nilai c , k dan X dapat dilihat pada Tabel 10. Dari Tabel 10 terlihat bahwa nilai amplitudo X yang terjadi lebih kecil dibandingkan sebelumnya dan telah memenuhi standar.

3.9. Analisis Getaran

Berdasarkan hasil perbandingan getaran yang terjadi terlihat bahwa besar getaran yang terjadi sebelum penambahan kekakuan lebih dari batas yang diijinkan 0,078 mm > 0,02 mm arah getaran horisontal dan 0,05 mm arah getaran vertikal pada mesin SR1110 dan 0,069 mm pada mesin S1100. Permasalahan ini diakibatkan karena struktur pondasi yang kurang kaku. Kekakuan k berhubungan dengan massa m dan dimensi pondasi mesin dan peredamnya c . Perhitungan menghasilkan nilai kekakuan k baru yang digunakan dalam penentuan dimensi pondasi yang baru yang disertai nilai peredam karet c yang sesuai.

Tabel 10. Hubungan nilai k , c dan X

k (N/m)	c (kg/s)	SR1110		S1100	
		X_{lama} (mm)	X_{baru} (mm)	X_{lama} (mm)	X_{baru} (mm)
2,73E+07	501,387	0,078		0,069	
5,84E+07	7634,867		0,0245		0,0238



Gambar 3. Penampang pondasi (dalam mm); (a) sebelum dan, (b) setelah modifikasi.

Besar amplitudo getaran yang terjadi dapat dikurangi dengan menopang mesin pada massa besar (Randall *dkk.*, 1981). Penambahan nilai k dan karet peredam c pada penelitian ini berhasil mengurangi amplitudo getaran pada tipe mesin SR1110 dan S1100 sebesar 69% dan 65%. Hal ini menunjukkan variasi nilai k dan c yang baru mampu mengurangi amplitudo getaran yang cukup signifikan, hingga memenuhi batas standar yang diijinkan, yaitu berkisar di antara dari 0,02 – 0,03 mm.

4. Kesimpulan

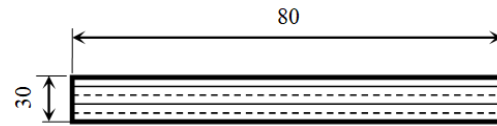
Berdasarkan hasil perbandingan getaran yang terjadi sebelum dan sesudah peningkatan kekakuan pondasi k dan penambahan peredam karet c dapat terlihat bahwa amplitudo getaran yang terjadi berhasil di atasi hingga memenuhi batas standar amplitudo getaran yang diijinkan untuk mesin dan penopangnya. Tetapi upaya reduksi getaran ini harus mempertimbangkan penambahan berat hanya sampai nilai amplitudo getaran yang terjadi memenuhi batas yang diijinkan, karena jika berlebihan akan berdampak kepada pengurangan daya muat kapal. Peningkatan kekakuan pondasi kapal dan penambahan karet peredam berhasil mengurangi amplitudo getaran dengan nilai yang cukup signifikan yaitu 69% untuk tipe mesin SR1110 dan 65% untuk tipe mesin S1100. Permasalahan dapat di atasi dengan perencanaan sistem pondasi yang benar-benar bisa menghantarkan dan meredam getaran yang ditimbulkan oleh mesin ke kapal.

Ucapan Terima Kasih

Penulis menyampaikan terima kasih kepada Pimpinan LPPM Universitas Pattimura dan DIKTI yang telah mendanai penelitian ini melalui skim hibah bersaing.

Daftar Pustaka

Gatete, E., Ndiritu, H.M., Kiplimo, R. (2018) A Review on Marine Propeller Performance of High Speed Boat Running on an Outboard Engine,



Gambar 4. Penampang peredam karet (dalam mm)

Proceedings of Sustainable Research and Innovation Conference. *2018 International Annual Conference on Sustainable Research and Innovation*.

- Haro, B.G., SilvaNeto, S.F., Vaz, L.A., Troyman, A.C.R., Monteiro, U.A., Gutiérrez, R.H.R. (2018) Use of added mass and shear flow in thin-walled sections of ships for modal analysis using finite element method. *Mar Syst Ocean Technol.* 13, 43–54. <https://doi.org/10.1007/s40868-018-0044-8>
- Inman, D.J., (2013). *Engineering Vibration*, 4th Ed. United Kingdom: Pearson.
- Lekatompessy, D.R., Sulaiman, O.O., Manuhutu, F., De Lima, E.J., Manuputty, M. (2013) Rubber as an Effective Vibration Absorber of Outboard Engine at Small Traditional Fishing Boats from the Human Health and Safety Point of View. *Journal of Engineering Computers & Applied Sciences.* 2, 7–12.
- Lin, T.R., Pan, J., O’Shea, P.J., Mechefske, C.K. (2009) A study of vibration and vibration control of ship structures. *Marine Structures.* 22, 730–743. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2009.06.004>
- Mumm, H. (2017) Ship Vibration, Global, and Local Modes in *Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering*. American Cancer Society, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1002/9781118476406.emoe040>
- Randall, S.E., Halsted, D.M., Taylor, D.L. (1981) Optimum Vibration Absorbers for Linear Damped Systems. *Journal of Mechanical Design.* 103, 908–913. <https://doi.org/10.1115/1.3255005>
- Rosyida, I.N., Pramonowibowo, Sardiyatmo (2015) Analisis perbedaan kecepatan perahu dengan penambahan mesin inboard dan mesin outboard pada perahu sopek di Perairan Tambak Lorok Semarang. *Journal of Fisheries Resources Utilization Management and Technology.* 4, 18–28.
- Sa’id, S.D., Ridwan, M. (2019) Pemilihan Mesin Induk Kapal Purseiner Masyarakat Pesisir Nelayan Pekalongan. *Jurnal Pengabdian Vokasi.* 1, 99–102.
- Srinivasalu, P., Vaidyanathan, C. (1976) *Handbook of Machine Foundations*, 1st Ed. New Delhi : Tata McGraw Hill Education.

- Todd, F.H., (1961) *Ship Hull Vibration*. London: Edward Arnold Ltd.
- Ward, F., Norris, C., Catley, D., Crexis, A. (1982) Local vibrations in ship's structures. *Transactions of North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders*. 98, 49–64.
- Wiyastra, A.P., Baskoro, M.S., Purwangka, F. (2012) Instalasi Permesinan pada Kapal PSP 01. *Jurnal Teknologi Perikanan dan Kelautan*. 3, 35–43. <https://doi.org/10.24319/jtpk.3.35-43>
- Xia, L., Wu, W., Weng, C., Jin, X. (2000) Analysis of fluid-structure-coupled vertical vibration for high-speed ships. *Journal of Ship Mechanics*. 4, 43–50.
- Yucel, A., Arpaci, A. (2013). Free and forced vibration analyses of ship structures using the finite element method. *J Mar Sci Technol*, 18, 324–338. <https://doi.org/10.1007/s00773-012-0210-1>