

ANALISIS GETARAN TORSIONAL POROS BALING-BALING PADA KN ULAR LAUT 405

S. Kaliki¹, N. L. T. Thenu², M. F. Noya³ dan A. Hadi⁴

¹Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail: feronkaliki04@gmail.com

²Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

Email : novitha.thenu@fatek.unpatti.ac.id

³Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail : mesakfrits@gmail.com

⁴Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail : abdulhadi@gmail.com

Abstrak. KN.Ular Laut 405 yang merupakan salah satu kapal patroli yang dimiliki oleh Badan Keamanan Laut Republik Indonesia (Bakamla RI) dalam melaksanakan tugas keamanan dan keselamatan di wilayah zona timur Indonesia. Kapal ini dirancang memiliki kecepatan maksimal 22 knot dengan putaran mesin 2300 rpm untuk melakukan operasi di daerah perbatasan. Dalam pengoperasiannya KN.Ular Laut 405 mengalami getaran yang berlebih ketika putaran mesin mencapai 1800 rpm. Getaran ini dirasakan oleh awak kapal dan sangat mengganggu kenyamanan dan kelancaran operasional kapal. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui nilai frekuensi dan amplitudo getaran torsional pada poros baling-baling. Pemodelan getaran torsional dimodelkan dari bentuk elemen massa inersia yang dihubungkan dengan pegas. Hasil penelitian didapatkan untuk nilai frekuensi natural pada sistem poros maksimum sebesar 110,9642 Hz pada amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,032719 rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,0305690 rad dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,03176 Rad, dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,032089 rad. Menurut standar ABS (*American bereau of shipping*), besar getaran amplitudo di kapal sebesar 0,25 rad – 0,75 rad dan bila dibandingkan perhitungan teoritis amplitudo getaran maskimun 0,032719 sehingga tingkat getaran torsional pada sistem poros KN Ular Laut 405 mencapai < 24,95 %, maka tingkat getaran torsional pada KN.Ular Laut 405 berada pada tingkat yang tidak membahayakan.

Kata kunci: Getaran Torsional , Frekuensi Natural, Amplitudo simpangan

Abstract KN. Ular Laut 405 is one of the patrol ship owned by the Maritime Security Agency of the Republic of Indonesia (Bakamla RI) in carrying out security and safety tasks in the eastern zone of Indonesia. This ship is designed to have a maximum speed of 22 knots with an engine speed of 2300 rpm to carry out operations in border areas. In operation, KN. Ular Laut 405 experiences excessive vibration when the engine speed reaches 1800 rpm. This vibration is felt by the crew and greatly disturbs the comfort and smooth operation of the ship. This study aims to determine the value of the frequency and amplitude of torsional vibrations on the propeller shaft. Torsional vibration modeling is modeled from the shape of an inertial mass element connected to a spring. The results obtained for the natural frequency value on the maximum shaft system of 110.9642 Hz at the first deviation amplitude (θ_1) of 0.032719 rad, the second deviation amplitude (θ_2) of 0.0305690 rad, and the third deviation amplitude (θ_3) of 0, 03176 Rad, and the fourth deviation (θ^4) is 0.032089 rad. According to ABS (*American Bureau of shipping*) standards, the magnitude of the vibration amplitude on the ship is 0.25 rad – 0.75 rad, and when compared to theoretical calculations the maximum vibration amplitude is 0.032719 so the torsional vibration level on the KN Sea Snake 405 shaft system reaches < 24.95%, then the level of torsional vibration on KN. Ular Laut 405 is at a level that is not dangerous.

Keywords: Torsional Vibration, Natural Frequency, Deviation Amplitude

1. PENDAHULUAN

Salah satu masalah yang paling umum di kapal adalah tingkat getaran. Pengaruh tingkat getaran yang terjadi di kapal adalah terjadinya kelelahan maupun kegagalan struktur dan ketidaknyamanan awak/penumpang. Masalah ini terjadi pada KN.Ular Laut 405 yang merupakan salah satu kapal patroli yang dimiliki oleh Badan Keamanan Laut Republik Indonesia (Bakamla RI) dalam melaksanakan tugas keamanan dan keselamatan di wilayah zona timur Indonesia. Kapal ini dirancang memiliki kecepatan maksimal 22 knot dengan putaran mesin 2300 rpm untuk melakukan operasi di daerah perbatasan. Dalam pengoperasiannya KN. Ular Laut 405 mengalami getaran yang berlebih ketika putaran mesin mencapai 1800 rpm.

Sistem propulsi kapal merupakan salah satu sistem yang pada pengoperasiannya mengalami getaran lateral, aksial dan torsional. Getaran torsional pada umumnya sangat membahayakan terhadap kelurusan poros propeller dan crackshaft. Oleh sebab itu, tingkat getaran torsional harus diketahui agar dapat mengantisipasi seluruh kemungkinan kegagalan struktur maupun komponen sistem propulsi.

Menurut peraturan ABS [1], besar getaran amplitudo simpangan maksimum di kapal sebesar 0,25 Rad - 0,75 Rad. Getaran ini dirasakan oleh awak kapal dan sangat mengganggu kenyamanan dan kelancaran operasional kapal. Pada penelitian ini, penulis melakukan perhitungan teoritis untuk menentukan tingkat getaran yang berhubungan dengan besarnya frekuensi dan amplitudo getaran yang terjadi pada poros baling-baling. Setelah nilai frekuensi dan amplitudo getaran yang terjadi diketahui, selanjutnya akan dilakukan perbandingan dengan tingkat getaran yang diijinkan dan menentukan ada atau tidaknya pengaruh getaran torsional pada sistem poros pada KN. Ular Laut 405.

2. BAHAN DAN METODE

Getaran torsional dapat ditentukan melalui beberapa metode, antara lain: sistem pemantauan untuk mendeteksi kemungkinan perubahan getaran torsi seperti yang dilakukan oleh Murawski dan Derzsewski [2]. Metode berikutnya adalah metode teoritik yang dilakukan oleh Senjanovic dan Derzsewski [3], dimana sistem propulsi kapal dimodelkan dalam dua sistem massa dan multi degree of freedom dengan metode Rayleigh-Ritz. Pemodelan juga dilakukan oleh Umbrajkaar dan Krishnamoorth [4], dimana penelitiannya menganalisis sinyal getaran pada tingkat

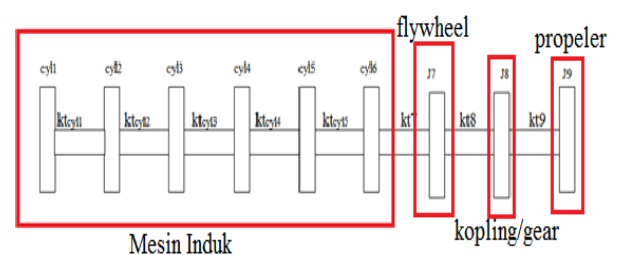
dekomposisi yang berbeda dalam domain waktu dan frekuensi Discrete Wavelet Transform (DWT).

Tingkat bahaya akibat getaran torsional menjadi referensi dalam pengoperasian sistem propulsi, dimana dari beberapa metode seperti pemantauan maupun teoritik sangat membantu dalam pengambilan keputusan untuk proses pencegahan, perawatan dan reparasi. Kegagalan struktur akibat tingginya getaran torsional dapat mengakibatkan poros propeller mengalami retak bahkan patah.

Sistem pemantauan getaran torsional selain dilakukan dengan memanfaatkan sensor-sensor getaran seperti Vibration meter dan Vibration Analyzer dapat juga dilakukan dengan menggunakan metode emisi akustik (Acoustic Emission/AE) untuk mendeteksi retak poros berputar dimana pengukuran sinyal emisi akustik dibandingkan dengan sinyal getaran untuk mengetahui getaran torsional menunjukkan bahwa sinyal emisi akustik terlihat lebih bersih dan menampilkan jumlah puncak spektral maksimum yang lebih sedikit dan nilai amplitudo yang lebih konsisten jika dibandingkan dengan sinyal getaran. Peningkatan kecepatan poros dan kedalaman retak meningkatkan amplitudo perubahan getaran meningkat [5]. Hasil penelitian ini sangat membantu dalam menentukan tingkat bahaya getaran pada poros.

2.1. Pemodelan Getaran Torsional

Getaran torsional biasanya terjadi pada peralatan mesin yang berputar (Rotating Equipment) seperti poros propeller. Untuk menganalisa getaran torsional sistem poros, dapat dimodelkan dalam bentuk elemen massa dan kekakuan. Secara umum pemodelan getaran torsional dapat dimodelkan dari bentuk massa inersia yang dihubungkan dengan pegas dari suatu poros. Sistem propulsi KN. Ular Laut 405 dimodelkan dalam bentuk massa kekakuan pegas seperti ditunjukkan pada Gambar 1.

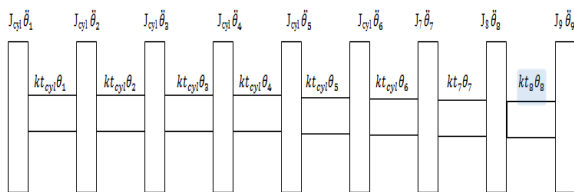


Gambar 1. Pemodelan Sistem Poros KN Ular Laut 405

Pada Gambar 1, dapat dijelaskan bahwa komponen silinder satu sampai silinder enam

dijadikan sebagai elemen massa satu sampai elemen massa enam, *flywheel* dijadikan sebagai massa ketujuh, kopling/gear dijadikan sebagai massa kedelapan, baling-baling dijadikan sebagai massa kesembilan. Momen inersia massa kesatu sampai keenam dimodelkan sebagai momen inersia pertama (J_{cyl1-6}), massa ketujuh dimodelkan sebagai momen inersia ketujuh (J_7), massa kedelapan sebagai momen inersia delapan (J_8) dan massa kesembilan sebagai momen inersia kesembilan (J_9) kemudian crankshaft dijadikan sebagai kekakuan pegas kesatu sampai keenam ($K_{t1-K_{t6}}$), kopling dijadikan sebagai kekakuan pegas ketujuh (K_{t7}) dan poros baling-baling dijadikan sebagai kekakuan pegas kedelapan (K_{t8}). Selanjutnya massa silinder satu sampai enam dijadikan sebagai percepatan sudut kesatu sampai keenam momen inersia silinder ($\theta_1 - \theta_6$), *flywheel* dijadikan sebagai percepatan sudut ketujuh momen inersia *flywheel* (θ_7), gear/kopling dijadikan sebagai percepatan sudut kedelapan momen inersia kopling/gear (θ_8), baling-baling dijadikan sebagai percepatan sudut kesembilan momen inersia baling-baling (θ_9),

Langkah selanjutnya adalah menentukan diagram benda bebas (DBB) yang menggunakan jumlah koordinat. Adapun jumlah koordinat DBB pada sistem propulsi terdiri dari sembilan koordinat yaitu momen inersia silinder, momen inersia *flywheel*, momen inersia kopling *gear*, momen inersia baling-baling dan delapan kekakuan yaitu kekakuan poros, kekakuan kopling dan kekakuan *crank shaft* yang dimodelkan pada model diagram benda bebas (DBB) yang ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2 Error! No text of specified style in document.. Pemodelan Matematis Sistem Poros KN. Ular Laut 405

Setelah DBB diuraikan secara terperinci maka langkah selanjutnya adalah menentukan persamaan gerak berdasarkan DBB. Model sistem propulsi KN. Ular Laut 405 ini memiliki sembilan derajat kebebasan maka persamaan gerak dengan menggunakan metode holzer untuk sistem poros adalah sebagai berikut:

Persamaan Gerak DBB I

$$J_{cyl1} \ddot{\theta}_1 + K_{t_{cyl1}}(\theta_1 - \theta_2) = q_1 \quad (1)$$

Persamaan Gerak DBB II

$$J_{cyl2} \ddot{\theta}_2 + K_{t_{cyl2}}(\theta_2 - \theta_3) = q_2 \quad (2)$$

Persamaan Gerak DBB III

$$J_{cyl3} \ddot{\theta}_3 + K_{t_{cyl3}}(\theta_3 - \theta_4) = q_3 \quad (3)$$

Persamaan Gerak DBB IV

$$J_{cyl4} \ddot{\theta}_4 + K_{t_{cyl4}}(\theta_4 - \theta_5) = q_4 \quad (4)$$

Persamaan Gerak DBB V

$$J_{cyl5} \ddot{\theta}_5 + K_{t_{cyl5}}(\theta_5 - \theta_6) = 0 \quad (5)$$

Persamaan Gerak DBB VI

$$J_{cyl6} \ddot{\theta}_6 + K_{t_{cyl6}}\theta_6 + K_{t7}(\theta_6 - \theta_7) = 0 \quad (6)$$

Persamaan Gerak DBB VII

$$J_7 \ddot{\theta}_7 + K_{t7}(\theta_7 - \theta_8) = 0 \quad (7)$$

Persamaan Gerak DBB VIII

$$J_8 \ddot{\theta}_8 + K_{t8}(\theta_8 - \theta_9) = 0 \quad (8)$$

Persamaan Gerak DBB IX

$$J_9 \ddot{\theta}_9 + K_{t9}(\theta_9 - \theta_8) = 0 \quad (9)$$

Asumsi bahwa amplitudo θ bersifat harmonik maka persamaan menjadi:

$$\ddot{\theta}_1 = \theta e^{i\omega t} \quad (10)$$

$$Q = Q e^{i\omega t} \quad (11)$$

Maka persamaan gerak menjadi :

Persamaan Gerak DBB I

$$(-J_{cyl1} \omega^2 + K_{t_{cyl1}}) \alpha_1 - K_{t_{cyl1}} \alpha_2 = Q_1 \quad (12)$$

Persamaan Gerak DBB II

$$(-J_{cyl2} \omega^2 + K_{t_{cyl2}}) \alpha_2 - K_{t_{cyl2}} \alpha_3 = Q_2 \quad (13)$$

Persamaan Gerak DBB III

$$(-J_{cyl3} \omega^2 + K_{t_{cyl3}}) \alpha_3 - K_{t_{cyl3}} \alpha_4 = Q_3 \quad (14)$$

Persamaan Gerak DBB IV

$$(-J_{cyl4} \omega^2 + K_{t_{cyl4}}) \alpha_4 - K_{t_{cyl4}} \alpha_5 = Q_4 \quad (15)$$

Persamaan Gerak DBB V

$$(-J_7 \omega^2 + K_{t7}) \alpha_7 - K_{t7} = Q_5 \quad (16)$$

Persamaan Gerak DBB VI

$$(-J_{cyl1} \omega^2 + K_{t_{cyl1}}) \alpha_1 - K_{t_{cyl1}} \alpha_2 = Q_6 \quad (17)$$

Persamaan Gerak DBB VII

$$(-J_7 \omega^2 + K_{t7}) \alpha_7 - K_{t7} \alpha_8 = 0 \quad (18)$$

Persamaan Gerak DBB VIII

$$(-J_8 \omega^2 + K_{t8}) \alpha_8 - K_{t8} \alpha_9 = 0 \quad (19)$$

Persamaan Gerak DBB IX

$$(-J_9 \omega^2 + K_{t9}) \alpha_8 - K_{t9} \alpha_9 = Q_9 \quad (20)$$

Persamaan 12 sampai dengan 20 diperoleh maka matriks yang dapat disusun ditunjukkan pada persamaan 21.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & a_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & a_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{55} & a_{56} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & a_{67} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} & a_{78} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{88} & a_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{99} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_5 \\ \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_7 \\ \ddot{\theta}_8 \\ \ddot{\theta}_9 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

Dari matriks pada persamaan 21 maka persamaan menjadi

$$\{\theta_n(s)\} = \left\{ \frac{\dot{Q}_n(s)}{\prod_{i=1}^9 \alpha_{11}(s)} \right\}, n = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (22)$$

Dimana :

$$a_{11} = a_{22} = a_{33} = a_{44} = a_{55} = a_{66} = J_{cyl} \omega^2 + Kt_{cyl}$$

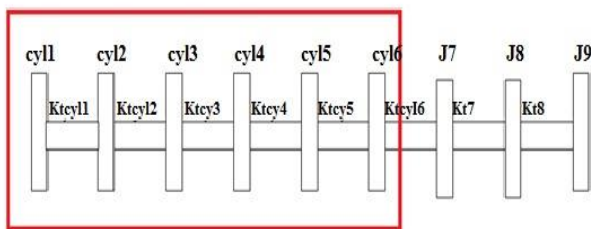
$$a_{77} = J_7 \omega^2 + Kt_7, a_{88} = J_8 \omega^2 + Kt_8, a_{99} = J_9 \omega^2 + Kt_9,$$

$$a_{11}, a_{23}=a_{34} = a_{45} = a_{56} = Kt_{cyl}, a_{78} = Kt_7, a_{89} = Kt_8, a_{89} = Kt_9,$$

Keterangan:

- $a_{11} - a_{66}$ = momen inersia dari mesin induk
- a_{77} = momen inersia dari *flywheel*
- a_{88} = momen inersia dari kopling.
- a_{99} = momen inersia dari baling-baling.
- a_{56} = kekakuan dari *crank shaft*
- a_{78} = kekakuan dari kopling
- a_{89} = kekakuan dari poros

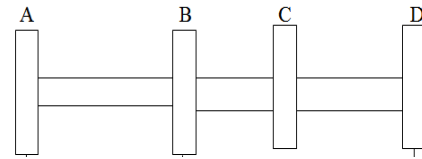
Dari persamaan 12 – 20 didapatkan rumus ekuivalen getaran torsional yang dapat dimodelkan seperti dtunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Pemodelan Sistem Propulsi KN.Ular Laut 405

Pada Gambar 3 terlihat bahwa $cyl_1 - cyl_6$ merupakan momen inersia dari mesin induk, j_7 merupakan momen inersia flywheel, j_8 merupakan momen inersia kopling gear, dan j_9 merupakan momen inersia baling-baling, sedangkan $kt_{cyl1} - kt_{cyl6}$ merupakan kekakuan torsional dari crank shaft dan kt_7 merupakan kekakuan dari kopling, kt_8 merupakan kekakuan dari poros baling-baling. Selanjutnya sistem propulsi KN. Ular Laut 405

dimodelkan menjadi empat derajat kebebasan yang ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Pemodelan Sistem Propulsi KN. Ular Laut 405

Dimana :

- A = Momen inersia mesin induk
- B = Momen inersia *flywheel*
- C = Momen inersia gear
- D = Momen inersia baling-baling

Setelah sistem propulsi dimodelkan menjadi empat derajat seperti terlihat pada Gambar 4 maka didapatkan ekuivalen sistem propulsi untuk menghitung frekuensi natural untuk mesin induk, flywheel, kopling dan baling-baling dengan menggunakan persamaaan-persamaan berikut:

Frekuensi natural untuk mesin induk :

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{G_{1,2}kt_{12}/L_1}{J_1 \times L_A/L_1}} \quad (23)$$

Frekuensi natural untuk *flywheel*

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{1}{j_2} \left(\frac{G_{1,2}kt_{12}}{L_A - L_1} \right) + \frac{G_{1,2} + j_{2,3}}{l_{B2}}} \quad (24)$$

Frekuensi natural gear/kopling

$$\omega_{n3} = \sqrt{\frac{1}{j_3} \left(\frac{Kt_{23}}{1 - \frac{l_{B2}}{l_2}} \right) + \frac{c_{3,4}}{l_3}} \quad (25)$$

Frekuensi natural baling-baling

$$\omega_{n4} = \sqrt{\frac{1}{j_3} \left(\frac{G_{23} \times Kt_{4,3}/L_3}{J_4 \times L_D} \right)} \quad (26)$$

2.2. Momen Inersia Massa Silinder Mesin Induk, Flywheel, Kopling, Poros dan Baling-baling

Momen Inersia Massa Silinder

Dalam silinder motor diesel terjadi pembakaran yang mengakibatkan terjadinya gerakan translasi dan rotasi. Untuk menghitung besarnya momen inersia massa silinder, ($I_{cylinder}$) dari masing – masing bagian dapat hitung dengan persamaan 27 [6]:

$$I_{cylinder} = \frac{1}{g} \times w_1 \times \frac{1}{2} \times w_2 \left(1 + \frac{r^2}{4l^2} \right) r^2 \quad (27)$$

Dimana :

- w_1 = massa jenis connecting rod (kg)
- w_2 = massa jenis piston (kg)
- r = radius *crankshaft* (mm)
- l = panjang *conneting rod* (mm)

Momen Inersia Massa Flywheel

Besar momen inersia massa (I_{flywheel}) secara umum dapat dihitung dengan persamaan [7]:

$$I = \rho \int_0^1 j_A DL \quad (28)$$

Untuk benda bentuk piringan seperti *flywheel* dan coupling maka persamaan menjadi

$$I = \rho \int_0^1 j_A dt \quad (29)$$

Dimana t adalah tebal piringan dan J_A merupakan momen inersia polar dari penampang piringan dengan persamaan:

$$J_A = \frac{\pi \times r^4}{2} \quad (30)$$

Sehingga :

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \int_0^1 \frac{\pi \times r^4}{2} dt \quad (31)$$

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \left[\int_0^1 \frac{\pi \times r^4}{2} t - \frac{\pi \times r^4}{2} t \right]$$

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \frac{\pi \times r^4}{2} t = \frac{M}{\pi \times r^2 \times t} \frac{\pi \times r^4}{2} \quad (32)$$

$$= \frac{M \times r^2}{2} \text{ (kg.m)} \quad (33)$$

Dimana:

M = Massa *flywheel* (kg/m)

r = jari - jari *flywheel* (m)

Momen Inersia Massa Kopling

Untuk menentukan besar massa kopling poros, (I_{kopling}) dapat dicari dengan persamaan 34 [7]:

$$J_{\text{kopling}} = \frac{M_c \times r_c^2}{2} \quad (34)$$

Dimana :

M_c = massa kopling (kg/m)

r_c = jari- jari kopling (m)

Momen Inersia Massa Poros

Besarnya momen inersia massa poros, j_{poros} , dapat dihitung dengan persamaan 35 [8]:

$$j_{\text{poros}} = \rho \int_0^1 j_A DL \quad (35)$$

Dimana j_A = momen inersia polar dari penampang poros.

$$j_A = \frac{\pi D^4}{32}$$

ρ = Massa Jenis Poros (Kg/m²)

D = Diameter Poros (m)

l = Panjang Poros (m)

Sehingga:

$$j_{\text{poros}} = \rho \int_0^1 \frac{\pi D^4}{32} DL \quad (36)$$

$$j_{\text{poros}} = \rho \left[\frac{\pi D^4}{32} L - \frac{\pi D^4}{32} L \right] \quad (37)$$

$$j_{\text{poros}} = \rho \frac{\pi D^4}{32} L \quad (38)$$

Momen Inersia Baling-Baling

Besarnya momen inersia baling-baling, $j_{\text{Baling-baling}}$ dapat dihitung dengan persamaan 39 [7]:

$$j_{\text{baling-baling}} = \frac{1.25}{g} (0.0046 \cdot Z \cdot d^3 \cdot b \cdot t) \quad (39)$$

Dimana :

Z = Jumlah Daun Baling-Baling

g = Konstanta Grafitasi (kg/m²)

d = Diameter Baling-Baling (m)

b = Lebar Daun Baling-Baling (m)

t = Tebal Daun Baling-Baling (m)

2.3. Kekakuan Torsional

Kekakuan Torsional Crank Shaft

Untuk menentukan besarnya kekakuan torsional *crankshaft*, $Kt_{\text{crankshaft}}$, dapat ditentukan dengan persamaan [6]:

$$\frac{1}{Kt_{\text{crankshaft}}} = \frac{2bi}{c_1} + \frac{al}{c_2} + \frac{2r}{B} \quad (40)$$

Dimana :

a = panjang *connecting rod*

$C = \frac{\pi \times d^4 \times G}{32}$

G = *Shear modulus* bahan (Pa)

Kekakuan Torsional Kopling

Untuk menentukan besarnya kekakuan torsional kopling, Kt_{kopling} , dapat ditentukan dengan persamaan [7].

$$Kt_{\text{kopling}} = \frac{\pi \times G \times d^4}{32 \times l} \quad (41)$$

Dimana:

G = *Shear modulus* bahan (Pa)

D = Diameter kopling (m)

l = Panjang kopling (m)

Kekakuan Torsional Poros

Untuk menentukan besarnya kekakuan torsional poros, Kt_{poros} , dapat dicari dengan persamaan [7]:

$$Kt_{\text{poros}} = \frac{\pi \times G \times d^4}{32 \times l} \quad (42)$$

Dimana :

G = *Shear modulus* bahan poros (Pa)

d = Diameter poros (m)

l = Panjang poros (m)

2.4. Momen Eksitasi

Torsi Eksitasi Mesin Induk

Getaran paksa yang ditimbulkan oleh eksitasi pada mesin diesel ditimbulkan oleh gaya torsi gas yang dihasilkan oleh pembakaran di ruang bakar,

gaya inersia yang ditimbulkan oleh bagian-bagian massa yang bergerak.

Getaran paksa yang ditimbulkan oleh eksitasi mesin diesel akan menyebabkan timbulnya beberapa orde harmonis, dimana bila salah satu dari frekuensi eksitasi bertepatan dengan frekuensi natural sistem maka terjadi kondisi resonansi. Pada kondisi seperti amplitudo getaran mencapai harga maksimal. Perumusan dari besar energi eksitasi maksimal pada kondisi resonansi bila seluruh silinder dalam bekerja semuanya yaitu:

Besar momen torsi eksitasi mesin ($T_{eks,}$) [9]:

$$T_{eks} = \pi \times T_k \times \alpha_1 \times \sum \alpha \tag{43}$$

Dimana :

T_k = momen harmonik untuk K order, didapatkan dengan rumus:

$$T_k = ck \frac{\pi \times D^2}{4} \times R \tag{44}$$

$\sum \alpha$ = jumlah geometrical dari vektor untuk semua silinder

$$\sum \alpha = \sqrt{(\sum_1^2 \alpha_1 \times \cos k\beta_1) + (\sum_1^2 \alpha_1 \times \sin k\beta_1)} \tag{45}$$

α_1 = perbandingan amplitudo relatif dari crank

ck = harmonik koefisien yang menyatakan gaya yang bekerja

D = diameter piston (cm)

R = radius crankshaft (cm)

k = harmonik order

β = firing order

Momen Eksitasi Baling-Baling

Beban torsional dihasilkan oleh poros baling-baling dan baling-baling sebagai sumber yang paling utama pada sistem poros kapal.

Torsi baling-baling ($Q_{Baling-baling}$) dapat dihitung dengan rumus dengan persamaan berikut ini [10]:

$$Q_{baling-baling} = k_Q \times \rho \times n^2 \times d^5 \tag{46}$$

Dimana :

k_Q = koefisien torsi

n = putaran baling-baling (rpm)

d = diameter baling-baling (m)

ρ = massa jenis fluida = 1.026 kg/m

2.5. Redaman Sistem Propulsi

Redaman Mesin Induk

Untuk menentukan besar daya redaman torsional dari mesin induk (c_e) dapat dicari dengan persamaan 47 [11]:

$$c_e = k \times A \times R^2 \tag{47}$$

Dimana :

k = 42.10³ untuk truk mesin induk

A = luas piston (m²)

R = radius *crankshaft* (m)

Redaman Baling-Baling

Untuk menentukan besar daya redaman torsional dari mesin induk (c_p) akibat gerak dalam air dapat dicari dengan persamaan 48:

$$c_p = 4,272 \times F \left(\frac{D_B}{D_P}\right) \times D_P^5 \times \left(\frac{H}{F}\right) \times \left(\frac{FA}{F}\right) \times n \tag{48}$$

Dimana :

D_B = Baling-baling boss diameter (m)

D_P = baling-baling diameter (m)

H = Mean baling-baling pitch (m)

FA = luas baling-baling expanded (m)

2.6. Metode

Penelitian dilakukan di PT. Pasifik Dock Maluku pada KN. Ular Laut 405.

Variabel bebas penelitian ini meliputi :

x_1 : Momen inersia mesin (N.sec.m)

x_2 : momen inersia *flywheel* ((N.sec.m)

x_3 : momen inersia kopling (N.sec.m)

x_4 : momen inersia baling-baling (N.sec.m)

x_5 : kekakuan poros (N.m)

x_6 : kekakuan kopling (N.m)

x_7 : kekakuan *crankshaft* (N.m)

Variabel terikat pada penelitian ini adalah

y_1 : Frekuensi Pada Sistem Poros (Hz)

y_2 : Amplitudo Pada Sistem Poros (Rad)

Hubungan antara variabel bebas dan terikat ditulis sebagai berikut :

$$y = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Parameter Getaran Torsional pada sistem poros

Parameter getaran torsional seperti momen inersia, kekakuan torsional, redaman, frekuensi natural ditampilkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Parameter getaran torsional

Momen Inersia N.m.sec	Kekakuan Torsional Nm.ses/rad	Redaman Sistem Propulsi Nm/rad	Frekuensi Natural (Hz)
$I_{silinder}$ 646,4166	$Kt_{crankshaft}$ ⁹ 88337987,3	C_{mesin} 2177,8	$\omega_{n1mesin}$ 110,96
$I_{flywheel}$ 250,24	$Kt_{kopling}$ 716652,32	$C_{baling-baling}$ 6365,67	$\omega_{n2Flywhl}$ 47,3
$I_{kopling}$ 110,088	Kt_{poros} 267969489		$\omega_{n3kopling}$ 57,17
I_{poros} 858,3382			$\omega_{n4 baling - baling}$ 67,98
$I_{baling-baling}$ 391,5389			

Berdasarkan perhitungan frekuensi natural ekuivalen pada sistem propulsi maka didapatkan hasil perhitungan putaran kritis pada sistem propulsi yang hasilnya ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Putaran kritis pada sistem propulsi

$$\text{Putaran Kritis} = \frac{\omega_n \times rpm}{2 \times \pi \times n}$$

	ωn_1	ωn_2	ωn_3	ωn_4
Orde	110,9642	47,32078	57,178946	67,98166
1	1060,168	452,1019	546,2102	648,6306
2	530,0838	226,051	273,1051	324,3153
3	353,3892	150,7006	182,0701	216,2102
4	265,0419	113,0255	136,5525	162,1576
5	212,0335	90,42038	109,242	129,7261
6	176,6946	75,35032	91,03503	108,1051
7	151,4525	64,58599	78,03003	92,66151
9	132,5209	56,51274	68,27627	81,07882
10	117,7964	50,23355	60,69002	72,07006

Tabel 3. Hasil perhitungan nilai harmonik pada mesin induk

Jumlah Putaran (RPM)	Ck (N/m)	D (cm)	R (cm)	Tk (N/m)
1060,168	0	34,582	17,291	234,6983
530,0838	0,5	34,582	17,291	469,3965
353,3892	1	34,582	17,291	704,0948
265,0419	1,5	34,582	17,291	938,7931
212,0335	2	34,582	17,291	1173,491
176,6946	2,5	34,582	17,291	1408,19
151,4525	3	34,582	17,291	1642,888
132,5209	3,5	34,582	17,291	1877,586
117,7964	4	34,582	17,291	234,6983

Dari perhitungan momen harmonik (Tk), dan perhitungan geometrikal dari vektor dari semua silinder ($\sum \alpha$) (appendiks) maka didapatkan hasil perhitungan eksitasi mesin induk yang hasilnya ditunjukkan pada Tabel 4 kemudian eksitasi baling-baling seperti ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 4. Hasil perhitungan momen torsi eksitasi mesin induk

$$w_{eks} = \pi \times T_k \times \alpha_1 \times \sum \alpha$$

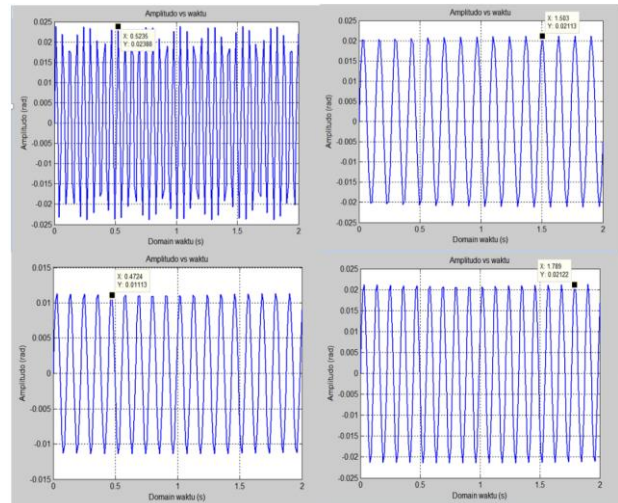
ω_n (Hz)	Tk (N/m)	$\sum \alpha$	w_{eks} (N/m)
110,9642	234,6983	0,07211779	53,1474
47,32078	469,3965	0,00922	13,53505
57,178946	704,0948	0,01065437	23,27263
67,98166	938,7931	0,013116763	38,16289

Tabel 5. Hasil perhitungan eksitasi baling-baling

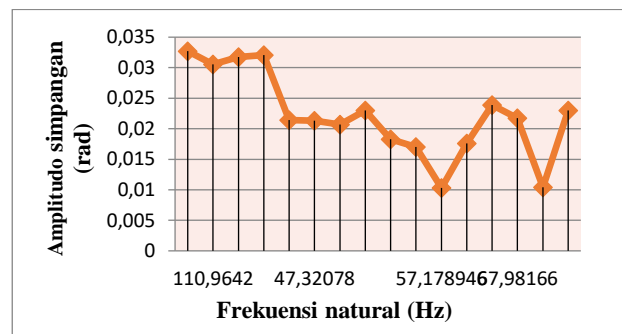
ω_n (Hz)	$Q_{\text{baling-baling}}$ (N/m)
110,9642	184,1942
47,32078	33,49648
57,178946	48,89294
	68,94795

3.2. Pembahasan

Dari hasil perhitungan maka didapatkan grafik pemodelan respon getaran torsional pada frekuensi 110,9642 Hz; 47,32078 Hz; 57,178946 Hz; dan 67,98166 Hz yang ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Respon getaran torsional



Gambar 6. Grafik frekuensi natural dan amplitudo

Dari Gambar 6 maka dapat dijelaskan bahwa sistem poros mengalami frekuensi natural sebesar 110,9642 Hz pada amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,032719 rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,0305690 rad dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,03176 Rad, dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,032089 rad dan ketika sistem poros mengalami Frekuensi natural sebesar 47,32078 Hz pada amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,02140154 Rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,002389 Rad, amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,02067 rad, dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,0229966 rad. Ketika sistem poros mengalami frekuensi sebesar 57,17 Hz pada amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,0183 rad, amplitudo simpangan pertama (θ_2) sebesar 0,01703 Rad, dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar

0,01039161 rad, dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,0176 rad dan ketika sistem poros mengalami frekuensi natural sebesar 67,9835 Hz pada amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,02391153 rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,021739 rad dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,01039161 Rad dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,0229996 rad. Maka disimpulkan bahwa semakin besar frekuensi natural yang dihasilkan maka amplitudo pada sistem poros yang dihasilkan juga semakin tinggi. Menurut standar ABS [1] untuk besar getaran amplitudo di kapal adalah sebesar 0,25 rad – 0,75 rad dan bila dibandingkan perhitungan teoritis amplitudo getaran maksimum yang diperoleh sebesar 0,032719 sehingga tingkat getaran torsional pada sistem poros KN Ular Laut 405 mencapai < 24,95 %, dalam arti masih berada di bawah standar getaran yang ditentukan untuk sebuah kapal. Maka tingkat getaran torsional pada KN.Ular Laut 405 berada pada tingkat yang tidak membahayakan.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan diperoleh bahwa frekuensi natural mesin induk sebesar 110,9642 Hz dengan amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,032719 rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,0305690 rad dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,03176 Rad, dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,032089 rad dan dan frekuensi natural *flywheel* sebesar 67,9835 Hz dengan amplitudo simpangan pertama (θ_1) sebesar 0,02391153 rad, amplitudo simpangan kedua (θ_2) sebesar 0,021739 rad dan amplitudo simpangan ketiga (θ_3) sebesar 0,01039161 Rad dan simpangan keempat (θ_4) sebesar 0,0229996 rad. Setelah membandingkan nilai amplitudo maksimum dengan standar ABS (*American bereau of shipping*) maka tingkat getaran torsional pada KN. Ular Laut 405 berada pada tingkat yang tidak membahayakan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih disampaikan kepada Fakultas Teknik yang berkontribusi dalam penyelesaian penelitian ini sebagai bagian dari penelitian para penulis yang didanai oleh Fakultas.

DAFTAR PUSTAKA

[1] American Bureau Shipping, Guidance Notes On Ship Vibration, 2021
[2] L. Murawski and M. Derzsewski (2020), Theoretical And Practical Backgrounds Of Monitoring System Of Ship Power Transmission Systems Torsional Vibration,

Journal of Marine Science and Technology No 25 PP 272–284
[3] I. Senjanovic, N. Hadzic1, L. Murawski, N. Vladimir and N. Alujevic (2019), Analytical Procedures For Torsional Vibration Analysis Of Ship Power Transmission System, Engineering Structures, January, No 178 PP 227-244
[4] A. M. Umbrajkaar and A.Krishnamoorthy (2017). Modeling And Vibration Analysis Of Shaft. International Journal Of Pure And Applied Mathematics Volume 114 No. 11
[5] N. L. T. Thenu, I. M. Ariana, A.Zubaydi and D. Arifianto (2017), Observation of Changes in Acoustic Emission and Vibration Signals to Transverse Crack on Rotating Shaft: An Experiment Investigation Vol 7 No 5 PP 1853 – 1860
[6] J.P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, Dower Publications, Inc New York1985.
[7] R. S. Dolski, Prevention Of Vibration In Ship.Gdansk.ISBN 83-89895-30-7, 2004.
[8] R. F. Steidel, *An Introduction To Mechanical Vibration*. The University Of Michigan : Wiley , 2011.
[9] N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine, Moscow, 1976.
[10] R.S. Khurmi and J.K.Gupta, Machine Design, 2005.
[11] A. S. Veritec, Vibration Control in Ship, Høvik, Norway: A.S. Veritec Marine Technology Consultants, Noise and Vibration Group, 1985.

Lampiran

Hasil perhitungan penjumlahan geometrikal dari vektor untuk dari semua silinder ditunjukkan pada Tabel 1, 2, 3, dan 4

Tabel 1 Vektor untuk dari semua silinder orde 1

I	α_1	β_1	$cosk$ β_1	$sin k$ β_1	$\alpha_1 cosk$ β_1	$\alpha_1 sink$ β_1
1	1	300	0,25	-0,4330	0,25	-0,4330
2	0,999	120	-0,25	0,4330	-0,249	0,4328
3	0,999	180	-0,5	6,12574 E-17	-0,499	6,1245 E-17
4	0,999	240	-0,25	-0,4330	-0,249	-0,4329
5	0,996	60	0,25	0,4330	0,249	0,4312
6	0,999	0	0,5	0	0,499	0

$$\sum \alpha = \sqrt{0,0001035 + 0,00180133}$$

$$\sum \alpha = 0,0922$$

Tabel 2 Vektor untuk dari semua silinder orde 2

I	α_1	β_1	$cosk$ β_1	$sin k$ β_1	$\alpha_1 cosk$ β_1	$\alpha_1 sin k$ β_1
1	1	300	0,25	-0,4330	0,25	-0,4330
2	0,999	120	-0,25	0,4330	-0,249	0,4328
3	0,999	180	-0,5	6,1257 4 E-17	-0,499	6,1245 E-17
4	0,999	240	-0,25	-0,4330	-0,249	-0,4329
5	0,996	60	0,25	0,4330	0,249	0,4312
6	0,999	0	0,5	0	0,499	0

$$\sum \alpha = \sqrt{0,003105 + 0,008509}$$

$$\sum \alpha = 0,1065437$$

Tabel 3 vektor untuk dari semua silinder orde 3

I	α_1	β_1	$cosk$ β_1	$sin k$ β_1	$\alpha_1 cosk$ β_1	$\alpha_1 sin k$ β_1
1	1	300	0,5	-0,8660	0,5	-0,8660
2	0,999	120	-0,5	0,8660	-0,499	0,8656
3	0,999	180	-1	1,22515 E-16	-0,999	1,2249 E-16
4	0,999	240	-0,5	-0,8660	-0,499	-0,8658
5	0,996	60	0,5	0,8660	0,498	0,8625
6	0,999	0	1	0	0,999	0

$$\sum \alpha = \sqrt{0,00207 + 0,00360}$$

$$\sum \alpha = 0,07217706$$

Tabel 4 vektor untuk dari semua silinder orde 4

I	α_1	β_1	$cosk$ β_1	$sin k$ β_1	$\alpha_1 cosk$ β_1	$\alpha_1 sin k$ β_1
1	1	300	0,25	-0,4330	0,25	-0,4330
2	0,999	120	-0,25	0,4330	-0,249	0,4328
3	0,999	180	-0,5	6,12574 E-17	-0,499	6,1245 E-17
4	0,9997	240	-0,25	-0,4330	-0,249	-0,4329
5	0,996	60	0,25	0,4330	0,249	0,4312
6	0,999	0	0,5	0	0,499	0

$$\sum \alpha = \sqrt{0,003105 + 0,008509}$$

$$\sum \alpha = 0,13116763$$