

PENENTUAN RESPONS GETARAN MODEL BANTALAN ROL: PENGARUH LOAD ZONE DAN BEBAN UNBALANCE

Carolus Bintoro

Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

E-mail : bintoroe@polban.ac.id

Abstrak

Paper ini membahas hasil kajian terkait penentuan kekakuan bantalan rol sebagai akibat terjadinya peningkatan keausan dengan menggunakan simulasi numerik berdasarkan metode kontak Hertzian. Penelitian ini merupakan bagian dari penelitian tentang penentuan respons getaran bantalan rol akibat peningkatan keausan. Keausan (*wear*) dalam penelitian ini diasumsikan sebagai *diametral clearance*, c_d , dan gaya terjadi dalam arah radial. Dari simulasi komputasional dapat diamati bahwa peningkatan keausan menyebabkan terjadinya penurunan kekakuan bantalan rol. Dengan demikian hubungan antara beban radial dan kekakuan sebagai fungsi *diametral clearance* (c_d) dapat ditentukan. Hal baru yang dipelajari dari penelitian ini yaitu respons getaran karena keausan dalam domain frekuensi memberikan harmoniknya

Kata Kunci

Kekakuan bantalan rol, Kontak Hertzian, Diametral clearance

1. PENDAHULUAN

Suatu permesinan tersusun dari beberapa elemen yang bergerak/berputar (rotasi) maupun diam. Dalam kefungsiannya, bagian elemen rotasi tersebut pada umumnya ditumpu oleh elemen bantalan bola (*ball bearing*) maupun bantalan gelinding (*rolling bearing*). Beban yang bekerja pada elemen berputar akan didukung oleh bantalan yang seterusnya melalui elemen gelinding ditransmisikan ke rumah bantalan. Besarnya beban yang didukung oleh individual elemen gelinding bergantung pada geometri bantalan dan besar beban luar yang bekerja padanya [1].

Beban yang bekerja pada bantalan dapat berupa beban statik dan/atau beban dinamik. Beban tersebut dapat berasal dari gaya poros maupun bantalan tersebut. Gaya pada poros ditimbulkan oleh adanya interaksi antar komponen berotasi

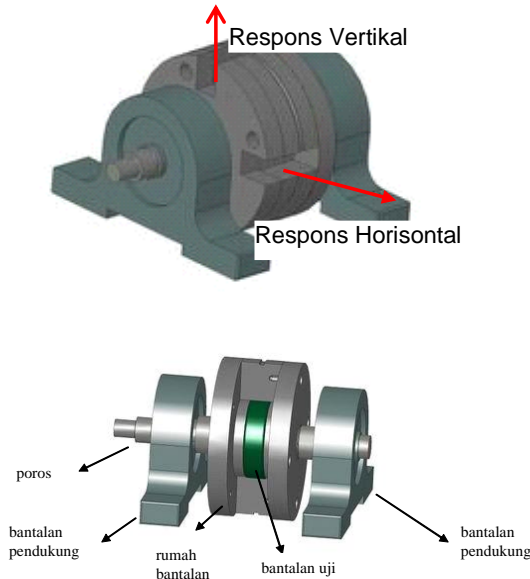
atau antara elemen berotasi dan pendukungnya. Cacat fabrikasi, keausan maupun kesalahan pemasangan komponen berotasi dapat menimbulkan perubahan gaya pada poros [2].

Beban yang berasal dari bantalan tersebut sendiri terjadi karena pengaruh kecepatan putarannya maupun geometri bantalan (adanya *waviness*). Beban tersebut kemudian diteruskan ke elemen bantalan yang akan menimbulkan defleksi baik pada *outer race* maupun *inner race*.

Defleksi yang terjadi pada bantalan akan bervariasi besarnya sesuai dengan beban yang bekerja pada bantalan. Defleksi tersebut merupakan respons simpangan (δ) dalam domain waktu, yang dengan operasi calculus dapat ditentukan respons kecepatan (V) dan percepatan (A). Respons dalam domain frekuensi dapat ditentukan dengan melakukan

proses FFT pada respons domain waktu tersebut.

Kaji eksperimental, dilakukan dengan menempatkan sensor percepatan (*accelerometer*) pada rumah bantalan. Gambar 1, memperlihatkan perangkat uji yang digunakan untuk menjustifikasi pemodelan respons getaran vertikal (y) dan horizontal (x) yang terjadi.



Gambar 1 Perangkat uji bantalan rol

Kajian mengenai bantalan secara Internasional telah banyak dilakukan seperti: Harris [1], melakukan kajian pada bantalan yang dibebani oleh gaya statik. Dari penelitiannya dapat diperoleh hubungan antara gaya dan defleksi yang merupakan fungsi *load zone*. White [3], menggunakan analisis Harris untuk mempelajari model dinamik bantalan bola yang mengalami pembeban radial. Pemodelan sistem pegas damping dilakukan dalam 2 derajat kebebasan. Lim [4], menentukan kekakuan bantalan bola maupun rol oleh adanya defleksi. Dari literatur yang digunakan terlihat bahwa pengaruh *load zone* belum digunakan dalam menganalisis kekakuan bantalan.

Paper ini membahas mengenai penentuan kekakuan bantalan gelinding dengan memperhatikan terjadinya *load zone*. Dengan kaji komputasional ditentukan defleksi vertikal (y) dan horizontal (x), penggambaran *load zone*

oleh adanya gaya *unbalance* dan statik, menentukan respons getaran arah vertikal dan horizontal pada model dinamik yang dikembangkan. Serta melakukan analisis komparatif dengan kaji eksperimental baik dalam domain waktu maupun frekuensi

1. PEMODELAN

2.1. ANALISIS BEBAN – DEFLEKSI BANTALAN

Hubungan antara beban dan defleksi pada bantalan dapat dituliskan pada pers.(1)

$$Q = K_n \cdot \delta^n \dots \dots \dots (1)$$

Pada bantalan rol $n = 1,11$ dan bantalan bola $n = 1,5$ [1]. Defleksi yang terjadi pada lintasan bantalan merupakan penjumlahan defleksi pada lintasan luar (*outer race*) dan lintasan dalam (*inner race*), dimana keduanya dipisahkan oleh elemen gelinding yang diasumsikan tidak terdefleksi. Dengan demikian yang terjadi dapat dituliskan sebagai berikut: (*outer race*) dan lintasan dalam (*inner race*), dimana keduanya dipisahkan oleh elemen gelinding yang diasumsikan tidak terdefleksi. Dengan demikian defleksi yang terjadi dapat dituliskan pada pers. (2)

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \dots \dots \dots (2)$$

Konstanta kekakuan bantalan, K_n dirumuskan sebagaimana dituliskan pada pers. (3) [1]

$$K_n = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{1/n} + (1/K_o)^{1/n}} \right]^n \dots \dots \dots (3)$$

Dimana untuk kontak antara elemen rol dan lintasannya yang terbuat dari baja, dapat dituliskan pada pers. (4),

$$K_i = 7,86 \cdot 10^4 \cdot l^{8/9} \dots \dots \dots (4)$$

Gaya yang bekerja pada poros bantalan dapat tersusun dari gaya statik arah horizontal (x), arah vertikal (y) dan gaya *unbalance*. Dengan

demikian resultante gaya yang bekerja dapat dituliskan pada pers. (5).

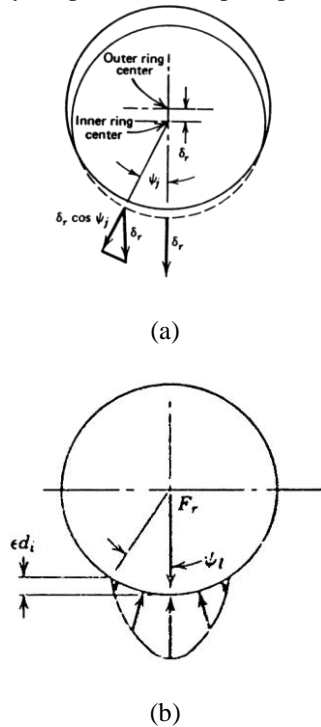
$$F_r(t) = \sqrt{(F_{xs} + F_u \cdot \cos \omega t)^2 + (F_{ys} + F_u \cdot \sin \omega t)^2}$$

$$F_r(t) = \sqrt{(F_{xs}^2 + F_{ys}^2 + F_u^2) + 2F_u(F_{xs} \cdot \cos \omega t + F_{ys} \cdot \sin \omega t)}$$

.....

.....(5)

Gaya radial yang bekerja tersebut akan menghasilkan defleksi dan *load zone* sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 2. Besarannya dapat dituliskan pada pers.(6).



Gambar 2 (a) Penggambaran defleksi pada bantalan, (b) *load zone* pada bantalan

$$F_r = K_n \sum_{-\psi_l}^{\psi_l} \delta_{\psi}^n \cdot \cos \psi$$

.....(6)

$$\delta_{\psi} = \delta_r \cdot \cos \psi - \frac{Pd}{2}$$

ψ maksimal ketika $\delta_{\psi} = 0$, sehingga besaran tersebut diberi notasi ψ_l yang merupakan besarnya *load zone*

$$0 = \delta_r \cdot \cos \psi_l - \frac{Pd}{2} \rightarrow \cos \psi_l = \frac{Pd}{2 \cdot \delta_r}$$

.....(7)

Diametral clearance (Pd) dapat dinyatakan dalam defleksi titik pusat sebagaimana dituliskan pada pers.(8)

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{Pd}{2 \cdot \delta_r}\right) \rightarrow Pd = 2 \cdot \delta_r (1 - 2 \cdot \varepsilon)$$

.....(8)

Simpangan pusat *outer race* bantalan, δ_r dapat dinyatakan dalam bentuk δ_{max} yang merupakan δ_{ψ} pada $\psi = 0$ sebagaimana dituliskan pada pers. (9).

$$\delta_r = \frac{\delta_{max}}{2 \cdot \varepsilon}$$

.....(9)

Defleksi pada sudut ψ , δ_{ψ} dapat dinyatakan dalam bentuk δ_{max} sebagaimana dituliskan pada pers.(10)

$$\delta_{\psi} = \delta_{max} \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} (1 - \cos \psi)\right]$$

.....(10)

Dengan demikian F_r dapat dinyatakan pada pers.(11).

$$F_r = K_n \sum_{-\psi_l}^{\psi_l} \left(\delta_{max} \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} (1 - \cos \psi)\right] \right)^n \cdot \cos \psi$$

.....(11)

$$F_r = Z \cdot K_n \cdot J_r(\varepsilon) \cdot \left(\delta_r - \frac{Pd}{2} \right)^n$$

.....(12)

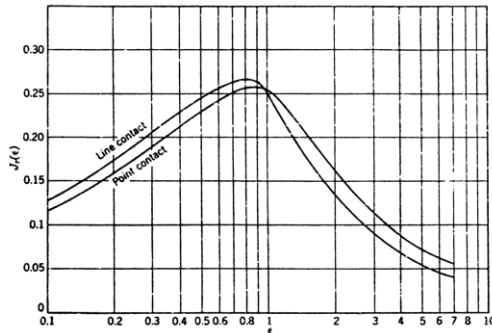
$$\delta_r = \left(\frac{F_r}{Z \cdot K_n \cdot J_r(\varepsilon)} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{Pd}{2}$$

.....(13)

dimana:

$$Jr(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_i}^{\psi_i} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon}(1 - \cos\psi)\right)^n \cdot \cos\psi \cdot d\psi$$

Radial load integral, $Jr(\varepsilon)$ dapat ditentukan dengan melakukan kaji numerik [1] sesuai dengan jenis kontak yang terjadi sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 3.

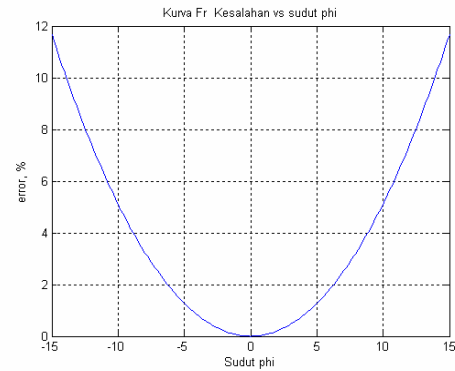


Gambar 3 Kurva radial load integral fungsi load distribution factor (ε)

Hubungan F_r pada pers. (12) tersebut diatas ditentukan dengan asumsi bahwa gaya F_r yang bekerja tepat berada pada posisi elemen gelinding. Namun oleh karena adanya perbedaan kecepatan putaran *inner race*, ω_i dan *cage* (yang membawa elemen gelinding), ω_c maka F_r tidak selalu berada tepat pada elemen gelinding. Apabila φ adalah sudut antara F_r dan elemen gelinding terdekat, maka Q_{max} akan berubah dan pers.(12) dapat dituliskan menjadi pers.(14).

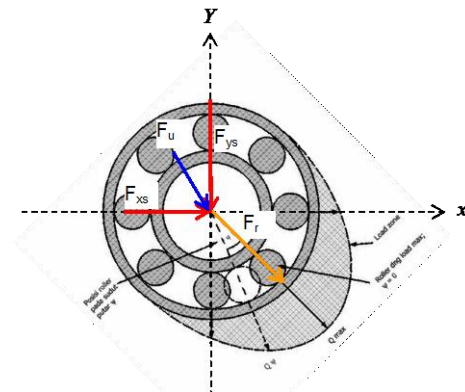
$$F_r = Z \cdot K_n \cdot Jr(\varepsilon) \cdot \left(\delta_r - \frac{Pd}{2 \cdot \cos\varphi} \right)^n \dots\dots\dots(14)$$

Dengan melakukan kaji komputasional maka kesalahan dengan tidak memperhatikan sudut antara posisi bola dengan gaya F_r yang berkerja dapat ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4 Kurva kesalahan F_r pengaruh sudut φ

Dengan mengasumsikan bahwa besaran kesalahan tersebut dapat diterima sebagai kesalahan pendektan tahap awal, maka pengaruh φ diabaikan dan selanjutnya dalam perhitungan digunakan pers. (12). Pada kaji eksperimental sensor ditempatkan pada sumbu horizontal (x) dan vertikal (y), sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 1 dan 5.



Gambar 5 Skematisasi *load zone* akibat beban F_r

Dengan demikian defleksi lokal *outer race* pada titik gaya F_r bekerja perlu ditransformasikan. Apabila ψ_p adalah sudut antara F_r dan posisi sensor berada serta sensor masih dalam pengaruh *load zone* maka $\delta_p \geq 0$; $p = x, y$ dan defleksi pada titik sensor dapat dirumuskan sebagaimana diperlihatakan pada pers.(15).

$$\delta_p = \delta_{\max} \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} (1 - \cos \psi_p) \right]$$

.....(15)

Pada kaji eksperimental digunakan bantalan rol dan diasumsikan gaya yang berkeja hanya dalam arah x dan y yang dapat dinyatakan pada pers.(16)

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = F_r \begin{Bmatrix} \cos \alpha_0 \cos \psi \\ \cos \alpha_0 \sin \psi \end{Bmatrix}$$

.....(16)

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \left(\delta_x \cdot \cos \theta + \delta_y \cdot \sin \theta - \frac{Pd}{2} \right)^n \begin{Bmatrix} \cos \alpha_0 \cos \psi \\ \cos \alpha_0 \sin \psi \end{Bmatrix}$$

.....
(17)

Kekakuan bantalan ditentukan dengan menggunakan persamaan $K_{bij} = \frac{\partial F_i}{\partial \delta_j}$; $i, j = x, y$, sebagai berikut :

$$k_{bxx} = \frac{\partial F_x}{\partial \delta_x} = Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \cdot \cos \alpha_0 \cdot \cos \psi \cdot \frac{\partial}{\partial \delta_x} \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^n$$

$$= n \cdot Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \cdot \cos \alpha_0 \cdot \cos^2 \psi \cdot \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^{n-1}$$

$$k_{bxy} = \frac{\partial F_y}{\partial \delta_y} = Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot \cos \alpha_0 \cdot \sin \psi \cdot \frac{\partial}{\partial \delta_y} \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^n$$

$$= n \cdot Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \cdot \cos \alpha_0 \cdot \sin^2 \psi \cdot \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^{n-1}$$

$$k_{byx} = k_{bxy} = \frac{\partial F_x}{\partial \delta_y} = Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot \cos \alpha_0 \cdot \cos \psi \cdot \frac{\partial}{\partial \delta_y} \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^n \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$= n \cdot Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \cdot \cos \alpha_0 \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi \cdot \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^{n-1}$$

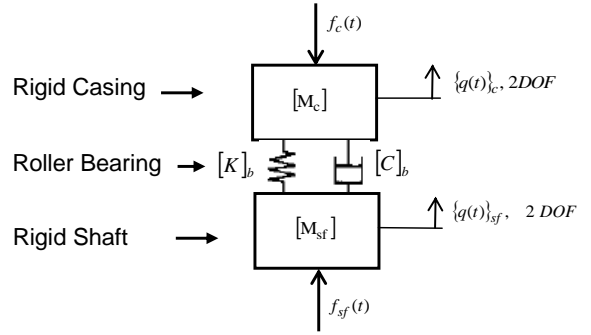
$$k_b = \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} \\ k_{bxy} & k_{bby} \end{bmatrix} = n \cdot Z \cdot Jr(\varepsilon) \cdot K_n \cdot \cos \alpha_0 \cdot \left[\delta_x \cdot \cos \psi + \delta_y \cdot \sin \psi - \frac{Pd}{2} \right]^{n-1} \begin{bmatrix} \cos^2 \psi & \cos \psi \cdot \sin \psi \\ \cos \psi \cdot \sin \psi & \sin^2 \psi \end{bmatrix}$$

.....(18)

Terlihat pada pers.(16) kekakuan bantalan bersifat nonlinear, dengan demikian pada penelitian ini diselesaikan dengan menggunakan metode *quasi linear*

2.2. PEMODELAN DINAMIK PERANGKAT UJI

Kaji teoritis yang dikembangkan disesuaikan dengan kaji eksperimental yang dilakukan. Perangkat uji dapat dimodelkan sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 6.



Gambar 6 Model fisik sistem bantalan rol

Dengan demikian persamaan gerak sistem, dituliskan pada pers. (19)

$$\begin{bmatrix} M_{sf} & 0 \\ 0 & M_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_{sf} \\ \ddot{q}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_b & -C_b \\ -C_b & C_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_{sf} \\ \dot{q}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_b & -K_b \\ -K_b & K_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_{sf} \\ q_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{sf} \\ f_c \end{Bmatrix}$$

Dengan demikian persamaan gerak sistem dapat dituliskan kembali pada pers.(20).

$$M_{sf} = \begin{bmatrix} m_{sf} & 0 \\ 0 & m_{sf} \end{bmatrix}, \quad M_c = \begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & m_c \end{bmatrix},$$

$$K_b = \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} \\ k_{bxy} & k_{bby} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} m_{sf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} & -k_{bxx} & -k_{bxy} \\ k_{bxy} & k_{bby} & -k_{bxy} & -k_{bby} \\ -k_{bxx} & -k_{bxy} & k_{bxx} & k_{bxy} \\ -k_{bxy} & -k_{bby} & k_{bxy} & k_{bby} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{xf} \\ f_{yf} \\ f_{xc} \\ f_{yc} \end{Bmatrix}$$

.....
(20)

$$[C] = \alpha \cdot \begin{bmatrix} m_{sf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_c \end{bmatrix} + \beta \cdot \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} & -k_{bxx} & -k_{bxy} \\ k_{bxy} & k_{byy} & -k_{bxy} & -k_{byy} \\ -k_{bxx} & -k_{bxy} & k_{bxx} & k_{bxy} \\ -k_{bxy} & -k_{yy} & k_{bxy} & k_{byy} \end{bmatrix}$$

Secara umum pers.(20) dapat dituliskan dalam bentuk :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\}$$

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r]; [\psi]^T [C] [\psi] = [c_r];$$

$$[\psi]^T [K] [\psi] = [k_r]$$

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\psi_{jr})(\psi_{kr})}{(k_r - \omega^2 m_r) + i(\omega c_r)};$$

.....(21)

$$\begin{Bmatrix} x_{sf}(t) \\ y_{sf}(t) \\ x_c(t) \\ y_s(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_{xsf} \\ f_{ysf} \\ f_{xc} \\ f_{yc} \end{Bmatrix}$$

.....(22)

2.3. STUDI KASUS

Pada penelitian ini, analisis ditunjukkan pada bantalan uji dengan spesifikasi sebagai berikut :

Merek dagang	: NTN N305
Type silinder rol	: bantalan silinder rol
Diameter dalam (d)	: 25 [mm]
Diameter luar (D)	: 62 [mm]
Lebar (B atau B _i)	: 17 [mm]
Diameter <i>pitch</i>	: 43,993 [mm]
Diameter rol	: 8,9916 [mm]
Jumlah rol	: 11

Sudut kontak (α) : 0°

Basic load rating

dynamic (C) : 40.200 [N]

static (C₀) : 36.500 [N]

Beban dipersyaratkan : > 805 [N]

2. SIMULASI DAN DISKUSI

Kaji komputasional dilakukan dengan proses iterasi berdasarkan pada pers. (12) dan gaya Fr yang terjadi pada t_j. Besaran $J_r(\varepsilon)$ ditentukan dengan melakukan suaian kurva dari data pada referensi untuk jenis kontak garis sebagaimana kasus penelitian bantalan gelinding. Dengan diperolehnya persamaan suaian kurva maka dapat diharapkan bahwa proses komputasional dapat dilakukan dengan lebih mudah. Gambar 6, memperlihatkan kurva suaian yang diperoleh dengan menggunakan perangkat lunak Matlab. Persamaan suaian yang diperoleh dari proses komputasional adalah sebagai berikut

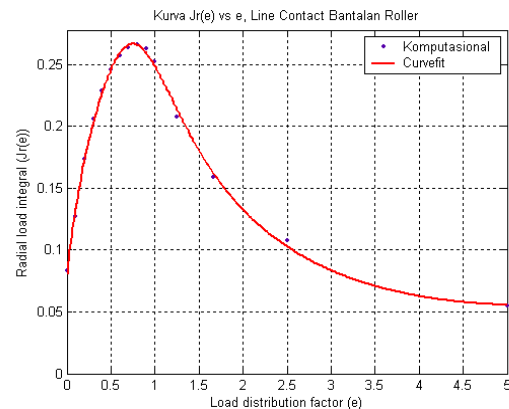
$$J_r(\varepsilon) = \frac{p_1 \cdot \varepsilon^5 + p_2 \cdot \varepsilon^4 + p_3 \cdot \varepsilon^3 + p_4 \cdot \varepsilon^2 + p_5 \cdot \varepsilon + p_6}{\varepsilon^5 + q_1 \cdot \varepsilon^4 + q_2 \cdot \varepsilon^3 + q_3 \cdot \varepsilon^2 + q_4 \cdot \varepsilon + q_5}$$

..(23)

$$\varepsilon = \frac{1}{2}(1 - \cos \psi_l); \psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{Pd}{2\delta_r} \right)$$

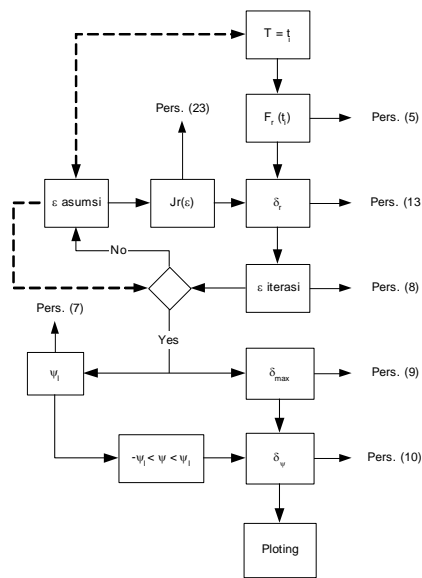
Dengan koefisien sbb:

$$p_1 = 3.259; p_2 = -30.06; p_3 = 133.7; p_4 = -125.5; p_5 = 90.69; p_6 = 10.42; q_1 = 131.2; q_2 = 126.2; q_3 = -134.4; q_4 = 77.52; q_5 = 130.8$$



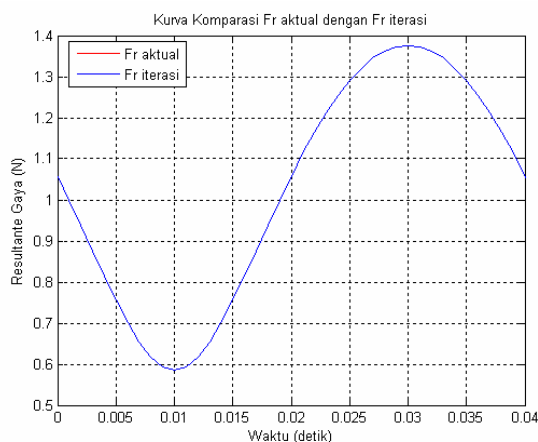
Gambar 7 Kurva radial load integral hasil kaji komputasional

Defleksi radial, δ_r , dapat ditentukan dengan melakukan iterasi dari pers. (12). $Fr(t_i)$ diketahui sehingga dengan mengasumsikan ε maka $Jr(\varepsilon)$ dapat ditentukan dan δ_{max} dapat dihitung. Proses iterasi dilakukan hingga ε asumsi sama dengan ε perhitungan dengan menggunakan pers.(8). Penentuan *load zone* dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut :



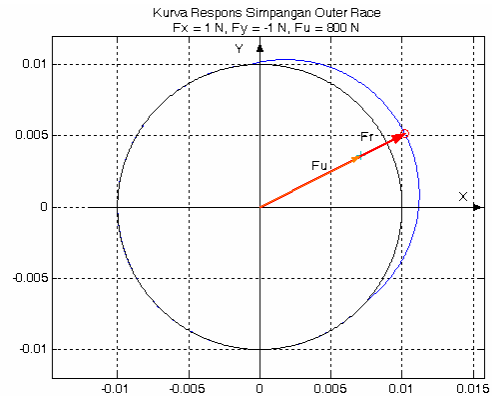
Gambar 8 Diagram alir proses perhitungan

Pada kasus pemodelan bantalan uji, maka asumsi yang digunakan dalam penentuan *load zone* dan model respons getaran adalah massa *shaft* (m_s) = 0.4 [Kg], massa *casing* (m_c) = 0.5 [Kg], putaran poros = 1500 [rpm].



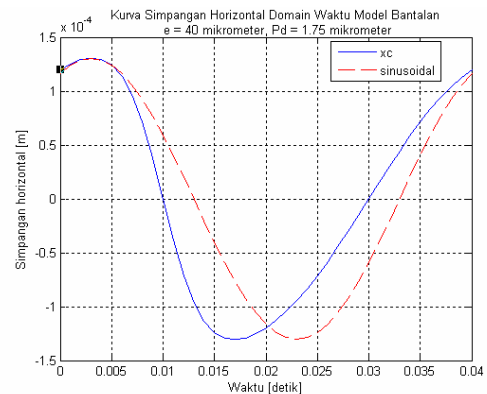
Gambar 9 Kurva justifikasi Fr iterasi

Dari kaji komputasional maka diperoleh kurva *load zone* pada beberapa posisi Fr sebagai berikut:

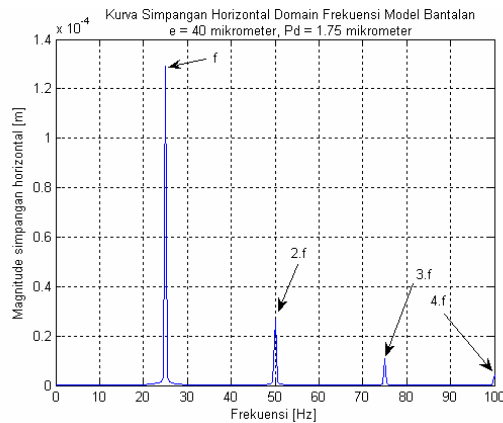


Gambar 10 Skematisasi *load zone* pada model bantalan uji

Respons getaran model sistem dinamik bantalan sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 6, diselesaikan dengan metode *quasi linear*. Dengan metode iterasi diatas dapat ditentukan besarnya gaya Fr yang berkerja serta defleksi horizontal (δ_x) dan vertikal (δ_y). Dengan demikian penggunaan pers. (18) dapat menentukan kekakuan bantalan. Respons getaran model bantalan dapat diperoleh dengan mengaplikasikan pers. (20, 21, 22).

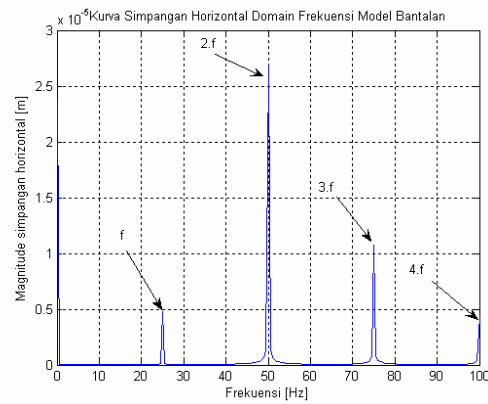


(a)



(b)

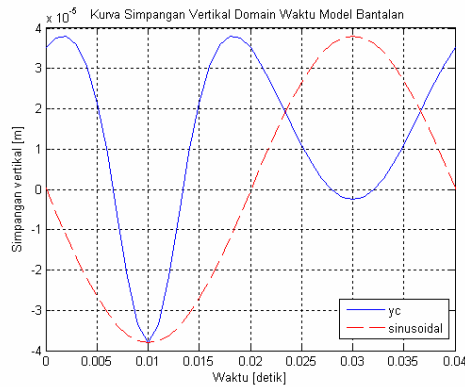
Gambar 11 Kurva simpangan horizontal, (a) domain waktu, (b) domain frekuensi



(b)

Gambar 12 Respons simpangan vertikal model bantalan $e = 40 \mu\text{m}$, $P_d = 1.75 \mu\text{m}$ (a) domain waktu, (b) domain frekuensi

Gambar 11. Respons simpangan horizontal model bantalan $e = 40 \mu\text{m}$, $P_d = 1.75 \mu\text{m}$ (a) domain waktu, (b) domain frekuensi



(a)

3. KESIMPULAN

Oleh karena simulasi pemodelan dilakukan untuk mendapatkan respons simpangan baik dalam domain waktu dan frekuensi, maka secara garis besar telah berhasil dilakukan. Kaji teoritis ini memiliki perbedaan dengan kaji eksperimental karena semuanya tidak dimodelkan. Namun dari penelitian ini dapat diketahui bahwa oleh karena keausan pada elemen rol *bearing*, maka responsnya ditandai dengan munculnya sinyal harmonik.

NOTASI

α_0 : sudut kontak

D : diameter

δ : defleksi pada sumbu global

ε : load distribution factor

F : Gaya luar yang bekerja pada bantalan

Jr : radial load integral

K_b	: kekakuan bantalan	y	: arah sumbu y
K_n	: konstanta kekakuan bantalan	r	: arah radial
l	: panjang efektif elemen gelinding	s	: statik
P_d	: diametral clearance	u	: unbalance
ψ	: sudut Fr dengan X	sf	: shaft
ψ_1	: sudut load zone thd arah gaya Fr	c	: casing
φ	: sudut antara Fr dan elemen gelinding terdekat		
Q	: load		
R	: jari-jari		
ω	: putaran poros [rad/det.]		
Z	: jumlah element gelinding		

Subscript:

i	: <i>inner race</i>
o	: <i>outer race</i>
x	: arah sumbu x

DAFTAR PUSTAKA

1. Harris A. T., **Rolling Bearing Analysis**, John Willey & Sons Inc., 1991
2. Virkam V. N., M. S. Kirkireb, **A Mathematical Model to Determine Sensitivity of Vibration Signals for Localized Defects and to Find Effective Number of Balls in Ball Bearing**, International Journal of Engineering Development and Research, Volume 2, Issue 3, 2014
3. White, M.F., **Rolling element bearing vibration transfer characteristics: Effect of stiffness**, Journal Applied Mechanics, 46, 677-684 (1979).
4. Lim, T.C., Singh, R., **Vibration transmission through rolling element bearings, Part I : Bearing stiffness formulation**, Journal of Sound and Vibration, 139(2), 179-199, 1990