



Respons getaran non-linier pada sistem poros-rotor Bagian I: Pengaruh celah bantalan

Tegoeh Tjahjowidodo¹, Komang Bagiasna², Zainal Abidin², dan Irwanto³

¹Laboratorium Dinamika, PPAUIR – ITB, Jalan Ganesha 10, Bandung 40132
Telp. 022-2506283 / Fax. 022-2534109, E-mail: tegoeh@dynamic.pauir.itb.ac.id

²Program Studi Teknik Sistem Mekanika, Teknik Mesin, Fakultas Pascasarjana, ITB

³Kandidat Program Doktorat, Aachen

Masuk: Agustus 1999; revisi masuk: Juli 2000; diterima: Agustus 2000

Sari

Dalam kegiatan analisis ini dilakukan pemodelan sistem getaran dengan gaya eksitasi yang berasal dari ketakseimbangan rotor dan ketakseseimbangan poros. Gaya eksitasi ini kemudian diteruskan ke bantalan dan selanjutnya melalui bantalan diteruskan ke rumah bantalan. Ketaklinieran kekakuan sistem bantalan yang berasal dari celah (*clearance*) bantalan tersebut akan menghasilkan ciri tersendiri sehingga ciri ini dapat digunakan untuk mengidentifikasi keausan bantalan yang digunakan. Hasil analisis teoretik ini selanjutnya dibandingkan dengan data getaran domain waktu (*waveform*) yang diperoleh dari kaji eksperimental pada sistem poros-rotor.

Kata kunci: *clearance*, diagram Campbell, FRF, Metode Elemen Hingga Rotasi, Metode Massa Tergumpal, respons getaran, struktur penumpu.

Abstract

Non-linear vibration response of rotor-shaft system Part I: Influence of bearing clearance

An analytical model of a rotor shaft vibration system subjected to rotor unbalance and shaft misalignment excitation forces has been developed. Those excitation forces are transmitted to a bearing housing through a roller bearing mounted on the bearing housing where the vibration response is measured. The non-linearity of the bearing stiffness due to the bearing clearance reveals some specific vibration signatures, which can be utilized for bearing, wear identification. The theoretical results obtained in this study are compared with those obtained from experiment.

Key words: *clearance*, Campbell diagram, FRF, Finite Rotating Element Method, Lump Mass Method, vibration response, supporting structure.

1 Pendahuluan

Pada suatu sistem getaran linier, hubungan antara respons getaran dan stimulusnya dikorelasikan secara linier, sedangkan pada kasus non-linier, respons getarannya tidak sepenuhnya mencerminkan perilaku stimulusnya.

Beberapa penelitian yang telah dilakukan [1,2,3,4] menunjukkan bahwa bantalan yang banyak digunakan pada mesin rotasi memiliki kekakuan yang tidak linier. Berdasarkan karakteristik kekakuan bantalan yang telah diperoleh melalui pemodelan bantalan [1,2], pada penelitian ini akan dikaji respons getaran yang terjadi sebagai akibat ketaklinieran kekakuan bantalan tersebut.

Pengembangan model elemen hingga suatu sistem poros-rotor yang menyeluruh dapat diperoleh dengan menambahkan model teoretik bantalan serta struktur

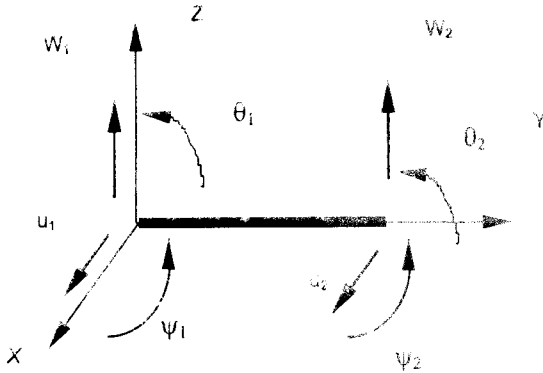
penumpunya pada sistem poros-rotor tersebut sehingga karakteristik dinamik keseluruhan sistem poros-rotor dapat diramalkan. Pemodelan yang dilakukan oleh Lallane [5] tidak melibatkan struktur penumpu rumah bantalan yang digunakan, sedangkan pada penelitian ini struktur penumpu bantalan dilibatkan dengan menggunakan besaran modulus getar berikut, yaitu massa modal, kekakuan modal, dan redaman modalnya.

Pengetahuan tentang karakteristik dinamik sistem poros-rotor, termasuk frekuensi harmonik yang timbul akibat ketaklinieran kekakuan sistem, dapat digunakan untuk identifikasi cacat pada sistem.

2 Pemodelan sistem poros-rotor [5]

Pada umumnya komponen utama yang terdapat pada sistem poros-rotor adalah disk (rotor), poros, dan

bantalan. Untuk keperluan analisis, masing-masing komponen dimodelkan sebagai elemen hingga rotasi dengan empat derajat kebebasan pada masing-masing nodalnya, seperti pada Gambar 1.



- u = perpindahan translasi pusat geometri dalam arah sumbu X
- w = perpindahan translasi pusat geometri dalam arah sumbu Z

$$\psi = -\frac{\partial u}{\partial y} \quad \theta = \frac{\partial w}{\partial y}$$

Gambar 1 Elemen hingga pada komponen sistem poros-rotor

Pemodelan dilakukan dengan menggunakan metode energi yang memperhitungkan energi potensial dan kinetik dari masing-masing komponen sistem poros-rotor.

Persamaan energi kinetik untuk rotor dapat dituliskan sebagai berikut [5]:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (u^2 + w^2) + \frac{1}{2} I_{DX} (\dot{\theta} + \dot{\psi})^2 + \frac{1}{2} I_{DY} (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi} + \dot{\theta}^2)$$

Persamaan energi kinetik dan potensial untuk poros berputar dapat diperoleh:

$$T = \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_1 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_2 \delta \dot{w} + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w} + \Omega \delta \dot{u}^T M_5 \delta \dot{w} + \rho I L \Omega^2$$

$$U = \frac{1}{2} \delta u^T K_1 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T K_2 \delta w + \frac{1}{2} \delta u^T K_3 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T K_4 \delta w$$

Dalam hal ini M₁ dan M₂ menyatakan matriks massa, M₃ dan M₄ memberikan efek inersia terhadap poros, dan M₅ merupakan matriks massa yang berkaitan dengan efek giroskop. K₁ dan K₂ merupakan matriks kekakuan elastik, dan K₃ dan K₄ merupakan matriks kekakuan yang memperhitungkan gaya aksial.

Pemodelan untuk bantalan diperoleh dari beberapa asumsi berikut:

- Kekakuan dan redaman diketahui
- Pengaruh bending pada bantalan diabaikan

Diperoleh:

$$\begin{bmatrix} F_U \\ F_\theta \\ F_w \\ F_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{XX} & 0 & k_{XZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{ZX} & 0 & k_{ZZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \theta \\ w \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{XX} & 0 & c_{XZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{ZX} & 0 & c_{ZZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\theta} \\ \dot{w} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

2.1 Persamaan gerak

Pemodelan sistem poros-rotor dilakukan dengan menggunakan persamaan-persamaan yang telah diturunkan di atas serta dengan memanfaatkan persamaan gerak berikut:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.1)$$

Solusi persamaan (2.1) diperoleh dengan menggunakan metode *state-space*, mengingat bentuk matriks yang tersusun dari sistem tersebut kemungkinan besar tidak simetrik.

Gaya stimulus pada sistem poros-rotor antara lain berasal dari massa tak seimbang pada rotor. Gaya tak seimbang ini dapat diuraikan menjadi dua gaya dalam arah yang berbeda, dan secara matematik dituliskan:

$$\begin{bmatrix} F_U \\ F_w \end{bmatrix} = F_2 \sin \Omega t + F_3 \cos \Omega t$$

Dalam hal ini $F_2 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \cos \alpha \\ -\sin \alpha \end{bmatrix}$ dan

$$F_3 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \sin \alpha \\ \cos \alpha \end{bmatrix}$$

Respons getaran akibat gaya tak seimbang dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$m\ddot{p} + c\dot{p} + kp = f_2 \sin \Omega t + f_3 \cos \Omega t \quad \text{dengan: } f_2 = \phi^T F_2 \text{ dan } f_3 = \phi^T F_3$$

Solusi tunak persamaan diferensial tersebut adalah:

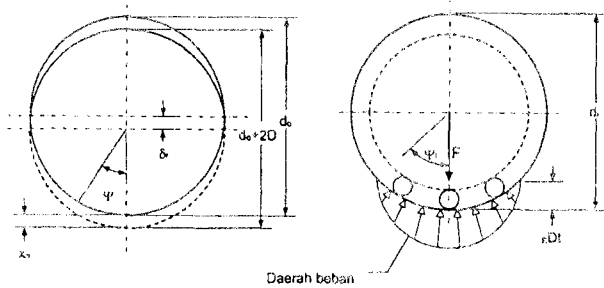
$$\begin{bmatrix} k - m\Omega^2 & \Omega c \\ -\Omega c & k - m\Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_2 \\ f_3 \end{bmatrix}$$

Dari persamaan di atas, respons dapat dinyatakan oleh vektor perpindahan sebesar [5]:

$$\delta = \phi [p_2 \sin \Omega t + p_3 \cos \Omega t]$$

2.2 Kekakuan bantalan

Kekakuan dan geometri bantalan mempengaruhi karakteristik dinamik bantalan itu sendiri. Penelitian yang dilakukan oleh Harris [6] yang menyatakan hubungan antara beban dan defleksi yang terjadi, dimodifikasi oleh White [1] dengan asumsi bahwa posisi elemen gelinding mempengaruhi transmisi getaran bantalan. Gambar 2a memperlihatkan hubungan sebagai berikut:



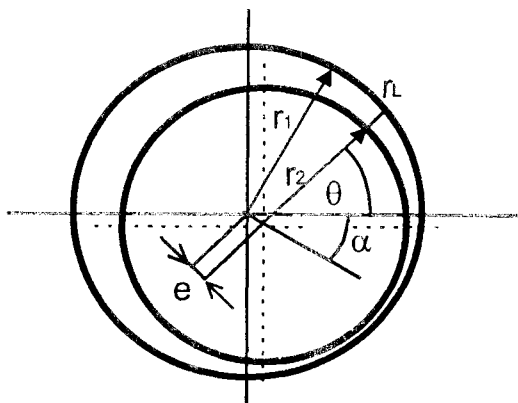
Gambar 2a Daerah beban pada bantalan

$$F = K_t \sum_{\psi=-\psi_1}^{\psi_1} \left(x_n \cos \psi - \frac{c_d}{2} \right)^n \cos \psi$$

Dengan memperhatikan geometri bantalan diperoleh hubungan berikut:

$$\begin{Bmatrix} F_{bxm} \\ F_{byrn} \end{Bmatrix} = K_n \sum_j (\delta_{rj})^n \begin{Bmatrix} \cos \psi_j \\ \sin \psi_j \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Eksentrisitas elemen gelinding ternyata mempengaruhi kekakuan bantalan seperti diperlihatkan pada Gambar 2b.



r_2 = jari-jari lintasan luar bantalan
 r_1 = jari-jari lintasan suaian
 e = eksentrisitas

Gambar 2b Eksentrisitas elemen gelinding

Celah (*clearance*) pada elemen gelinding memenuhi persamaan berikut [3,8]:

$$r_L(\theta) = -\frac{A_1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} A_1^2 - A_2} \quad (2.3)$$

Dalam hal ini:

$$A_1 = 2r_2 + 2e \cos(\theta + \alpha)$$

$$A_2 = r_2^2 - r_1^2 + e^2 + 2er_2 \cos(\theta + \alpha)$$

Jadi, dapat disimpulkan eksentrisitas elemen gelinding menghasilkan fluktuasi periodik kekakuan bantalan.

Dengan memperhitungkan kekakuan bantalan yang diperlihatkan pada persamaan (2.2) dan (2.3), kekakuan bantalan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$K = K_{bm} + K_{ba} \cos \theta \quad (2.4)$$

Dalam kasus penelitian ini diperoleh [3]:

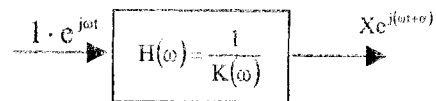
$$K_{bm} = 3 \cdot 10^7 F^{0.3546}$$

$$K_{ba} = -15.2F^2 + 37184F + 5 \cdot 10^6$$

2.3 Pemodelan FRF (Fungsi Respons Frekuensi)

Pemodelan FRF yang dikembangkan dalam kegiatan penelitian ini berdasarkan konsep lacakan orde (*order tracking*). Pada kasus lacakan orde, gaya eksitasi ditimbulkan oleh massa tak seimbang pada rotor sehingga besar gaya yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan putarnya (ω^2).

FRF sistem poros-rotor dapat diperoleh dengan



memberikan eksitasi yang besarnya tetap sebesar satu satuan, tetapi dengan frekuensi putar yang divariasikan sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan. Secara skematik metode eksitasi tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.

H = fungsi respons frekuensi sistem getaran poros-rotor
 K = kekakuan dinamik sistem getaran poros-rotor

Gambar 3 Metode eksitasi untuk mendapatkan FRF

Keuntungan metode ini adalah:

- FRF yang diperoleh merupakan FRF sistem dalam keadaan berputar
- Gaya eksitasi yang berasal dari rotor bisa mewakili kondisi aktual dari suatu mesin rotasi
- Bisa diterapkan untuk sistem nonlinier

Respons yang dicari pada metode eksitasi di atas dapat diperoleh melalui persamaan gerak seperti yang telah dituliskan pada persamaan (2.1), sehingga:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = F_{exc} e^{j\omega t} \quad (2.5a)$$

Seperti yang telah disebutkan, untuk memperoleh FRF, gaya eksitasi yang diberikan harus memiliki besaran satu satuan sehingga untuk $F_{exc}=1$ diperoleh persamaan:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = 1 \cdot e^{j\omega t} \quad (2.5b)$$

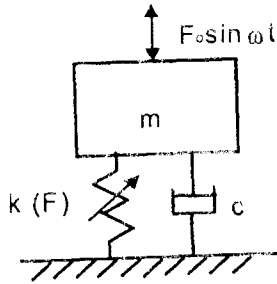
Solusi persamaan tersebut adalah:

$$\{x\} = [K + i\omega C - \omega^2 M]^{-1} \{e^{j\omega t}\} = [\alpha(\omega)] \quad (2.6)$$

Perhitungan FRF dapat dilakukan dengan memper-timbangkan pengaruh struktur penunpu.

2.4 Respons getaran sistem bantalan

Perumusan respons getaran sistem bantalan ini dilakukan untuk mengetahui kontribusi sistem bantalan pada karakteristik dinamik sistem poros-rotor, terutama akibat ketaklinieran kekakuan bantalan. Pemodelan pertama dilakukan dengan menganggap sistem bantalan merupakan sistem getaran nonlinier satu derajat kebebasan [7], seperti yang tampak pada Gambar 4.



Gambar 4 Model non linier satu derajat kebebasan

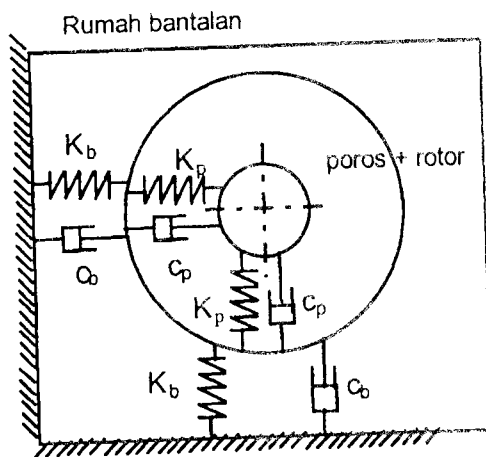
Pemodelan diasumsikan dengan menganggap massa modal m yang jauh lebih besar daripada massa bantalan itu sendiri serta tertumpu pada sistem getaran dengan redaman modal sebesar c dan kekakuan nonlinier sebesar $k(F)$ yang merupakan fungsi dari gaya eksitasi F . Harga kekakuan dinyatakan dalam *restoring force* yang diolah pemodelan bantalan sebelumnya sehingga dapat dinyatakan sebagai:

$$F(x) = k_1 + k_2 \cdot x + k_3 \cdot x^2 + k_4 \cdot x^3 \quad (2.7)$$

sehingga menghasilkan persamaan gerak berikut:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + F(x) = F_0 \sin \omega t \quad (2.8)$$

Pemodelan berikutnya merupakan model dua derajat kebebasan [7] seperti tampak pada Gambar 5.



K_b = kekakuan bantalan K_p = kekakuan poros
 C_b = redaman bantalan C_p = redaman poros

Gambar 5 Model sistem getaran dua derajat kebebasan

Pada pemodelan itu dapat dianggap gaya eksitasi getaran akibat ketidakseimbangan pada rotor maupun akibat ketidaksesumbuan poros diteruskan ke bantalan. Selanjutnya, melalui bantalan, gaya diteruskan ke rumah bantalan. Asumsi yang diambil untuk pemodelan ini adalah:

- Lintasan luar tidak bergerak
- Rol menggelinding sempurna
- Cacat bantalan tidak diperhitungkan secara langsung (digunakan sebagai sumber eksitasi)
- Efek suaian tidak menimbulkan gaya eksitasi tersendiri
- Terjadinya perubahan kekakuan dalam berbagai sudut putar akibat eksentrisitas

Persamaan gerak model getaran di atas diturunkan set zai berikut:

$$m\ddot{r} + c_b \dot{r} + K_b(F, \theta)r = F_0 e^{i\omega t} \quad (2.9)$$

Dalam hal ini:

$$r = x + iy = r_0 e^{i\phi} \quad \text{dan} \quad K_b(F, \theta) = K_{bn} + K_{ba} e^{i\alpha}$$

2.5 Respons getaran sistem poros-rotor

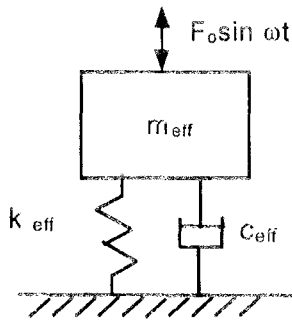
Respons getaran sistem poros-rotor dapat diperoleh dengan memanfaatkan hasil pemodelan bantalan yang telah dilakukan sebelumnya. Pemodelan respons getaran sistem poros-rotor ini dapat dilakukan dengan dua macam metode, yaitu metode massa tergumpal dan metode elemen hingga rotasi.

Lallane [5] telah melakukan pemodelan untuk meramalkan respons getaran pada sistem poros-rotor tanpa memasukkan efek rumah bantalan dan struktur penumpu bantalan. Ternyata hasil pengujian FRF menunjukkan bahwa pengaruh rumah bantalan dan struktur pendukung tidak dapat diabaikan.

Pemodelan yang dilakukan dengan memperhitungkan efek rumah bantalan dan struktur pendukung dilakukan dengan menerapkan metode suaian kurva (*curve fitting*) satu derajat kebebasan terhadap hasil pengukuran FRF pada rumah bantalan dan struktur penumpunya. Suaian kurva tersebut dilakukan untuk memperoleh besaran massa modal, kekakuan modal, dan redaman modal yang akan ditambahkan dalam model teoretik sistem getaran poros-rotor.

Metode massa tergumpal SDOF

Keuntungan pemodelan dengan metode ini adalah singkatnya waktu perhitungan karena dilakukan secara analitis sehingga tidak memperbesar dimensi matriks seperti halnya perhitungan dengan metode elemen hingga rotasi. Pemodelan tersebut dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6 Model rumah bantalan dari struktur penumpu

Asumsi yang digunakan dalam metode ini adalah bahwa getaran yang terjadi hanyalah getaran pada bidang tertentu saja (*in-plane*), dan tidak terjadi gerak terkopel antara gerak horisontal dan vertikal. Rumah bantalan dan struktur penumpunya akan dieksitasi oleh gaya yang diteruskan bantalan dari sistem poros-rotor.

Respons bantalan yang diperoleh dapat digunakan untuk menentukan besarnya gaya yang akan diterima oleh rumah bantalan dan struktur penumpu tersebut, yaitu:

$$F = K_b \cdot x + c_b \cdot \dot{x}$$

Selanjutnya, respons rumah bantalan serta struktur penumpunya diperoleh dengan cara mengalikan gaya eksitasi tersebut terhadap FRF sistem rumah bantalan:

$$x = \frac{F_0}{\sqrt{(k_{eff} - m_{eff}\omega^2)^2 + (c_{eff}\omega)^2}} \quad (2.10)$$

Persamaan (2.10) menunjukkan respons getaran sistem poros-rotor pada rumah bantalan.

Metode elemen hingga rotasi

Metode elemen hingga rotasi lebih mudah dilakukan untuk perhitungan numerik. Pada metode ini solusi dapat diperoleh melalui pemecahan persamaan gerak seperti yang terdapat pada persamaan (2.1).

Hasil suaian kurva rumah bantalan dan struktur penumpu seperti yang telah diperoleh sebelumnya dapat dimanfaatkan untuk memperbaiki bentuk matriks massa, matriks kekakuan, dan matriks redaman pada persamaan (2.1). Massa modal, kekakuan modal, dan redaman modal hasil suaian kurva pada rumah bantalan dan struktur penumpu dibentuk menjadi beberapa matriks berikut:

$$[M_{eff}] = \begin{bmatrix} m_{ex} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{ey} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{ex} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{ey} \end{bmatrix}$$

$$[K_{eff}] = \begin{bmatrix} k_{ex} & 0 & -k_{ex} & 0 \\ 0 & k_{ey} & 0 & -k_{ey} \\ -k_{ex} & 0 & k_{ex} & 0 \\ 0 & -k_{ey} & 0 & k_{ey} \end{bmatrix}$$

$$[C_{eff}] = \begin{bmatrix} c_{ex} & 0 & -c_{ex} & 0 \\ 0 & c_{ey} & 0 & -c_{ey} \\ -c_{ex} & 0 & c_{ex} & 0 \\ 0 & -c_{ey} & 0 & c_{ey} \end{bmatrix}$$

Pengujian ini hanya dilakukan pada arah horisontal saja (arah *x*) sehingga harga massa modal, kekakuan modal, dan redaman modal dalam arah *y* dapat dihilangkan.

Ketiga matriks pada persamaan (2.1) yang akan digabungkan dengan ketiga matriks di atas memiliki ukuran $N \times N$, dengan *N* menyatakan jumlah total derajat kebebasan sistem. Maka, penggabungan matriks massa efektif, kekakuan efektif, dan redaman efektif dari rumah bantalan dan struktur bantalan tersebut dilakukan dengan menjumlahkan komponen-komponen matriks tersebut pada nodal-nodal yang bersesuaian seperti pada ilustrasi berikut:

$$[M_n] = \begin{bmatrix} M_{eff11} & M_{eff12} & 0 & 0 & 0 \\ M_{eff21} & M_{eff22} \oplus M_{11} & M_{12} & M_{13} & 0 \\ 0 & M_{21} & M_{22} & M_{23} & 0 \\ 0 & M_{31} & M_{32} & M_{33} \oplus M_{eff11} & M_{eff12} \\ 0 & 0 & 0 & M_{eff21} & M_{eff22} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Operasi \oplus menyatakan operasi penggabungan dua matriks sesuai dengan sistem koordinatnya. Matriks $[M_n]$ akan memiliki ukuran sebesar $(N+4) \times (N+4)$ karena matriks $M_{eff\ ij}$ merupakan matriks berukuran 2×2 , sedangkan matriks M_{ij} merupakan bagian dari matriks M yang berukuran $(N/d) \times (N/d)$ (*d* menyatakan jumlah elemen pada sistem tersebut).

Jika matriks $[K_n]$ dan $[C_n]$ telah diperoleh, solusi persamaan dapat diperoleh melalui persamaan gerak berikut:

$$[M_n]\{\ddot{x}\} + [C_n]\{\dot{x}\} + [K_n]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.12)$$

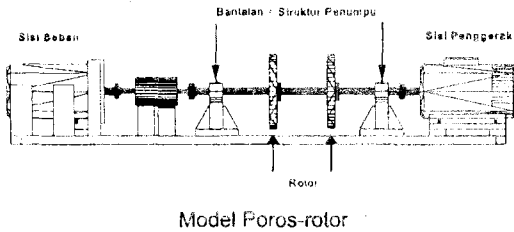
Persamaan (2.12) merupakan persamaan gerak untuk keseluruhan sistem poros-rotor, termasuk rumah bantalan dan sistem penumpunya.

3 Hasil pemodelan

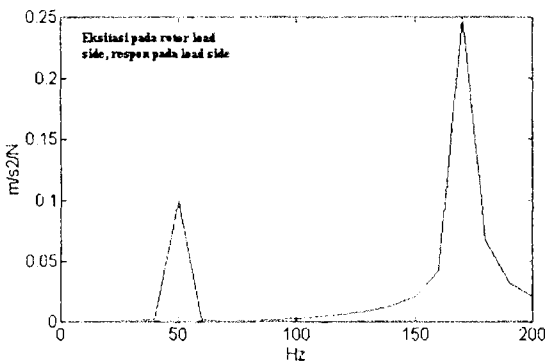
Hasil pemodelan FRF sistem poros-rotor diperoleh berdasarkan data pada Tabel 1.

Tabel 1 Data pemodelan sistem poros-rotor

Komponen	Keterangan
Poros	Diameter : 0.035 m Panjang : 0.8 m
Rotor	Jumlah : 2 Diameter luar : 0.4 m Diameter dalam : 0.035 m Tebal : 0.04 m Massa : 8 kg
Struktur penumpu dan rumah bantalan	Hasil sùaian kurva : Pole: $-3.938 \pm 175.13i$ Residu: $-331.51 \cdot 10^{-3} \pm 3.928i$ $m_1=22 \text{ kg}, k=2.8e7 \text{ N/m}, c=0.2 \text{ Ns/m}$

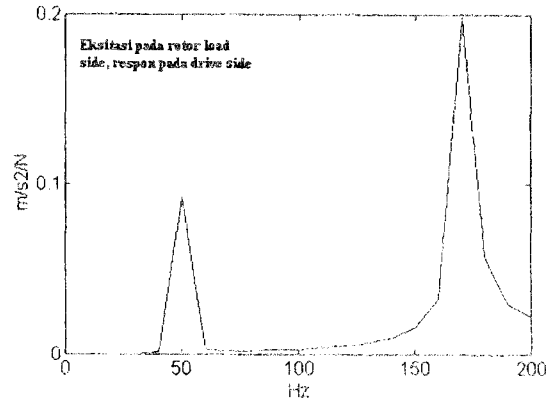


Perhitungan FRF pada model sistem poros-rotor ini mengasumsikan 20 elemen, serta dilakukan dengan dua cara, yaitu tidak melibatkan rumah bantalan beserta struktur penumpu dan dengan melibatkan rumah bantalan beserta struktur penumpunya. Hasil perhitungan FRF dapat dilihat pada Gambar 7-10. Hasil pemodelan respons getaran sistem bantalan [7] ditunjukkan dalam Gambar 11-12.

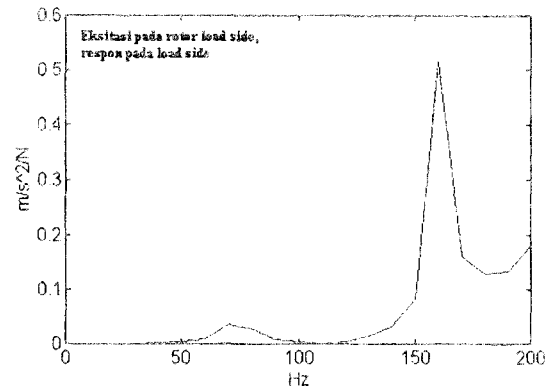


Gambar 7 Pemodelan FRF tanpa struktur penumpu dan respons pada sisi load arah horizontal.

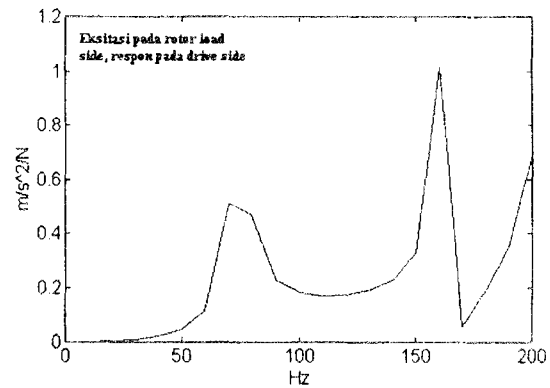
Dari hasil pemodelan ini terlihat adanya frekuensi harmonik dari frekuensi eksitasi yang disebabkan oleh sifat nonlinieritas bantalan.



Gambar 8 Pemodelan FRF tanpa struktur penumpu dan respons pada sisi penggerak arah horizontal.

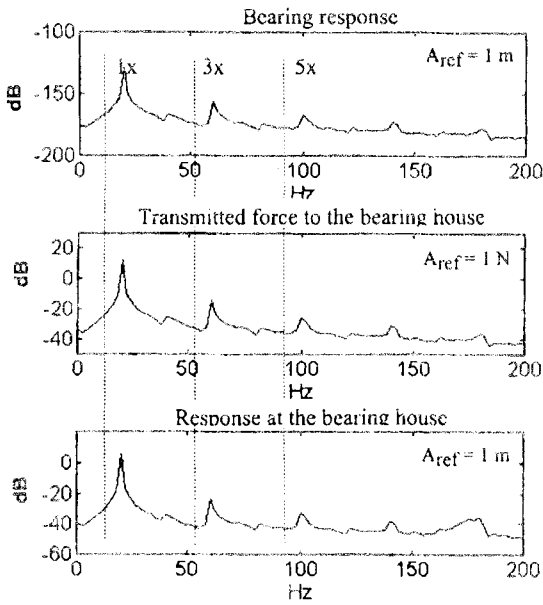


Gambar 9 Pemodelan FRF dengan struktur penumpu dan respons pada sisi load arah horizontal.

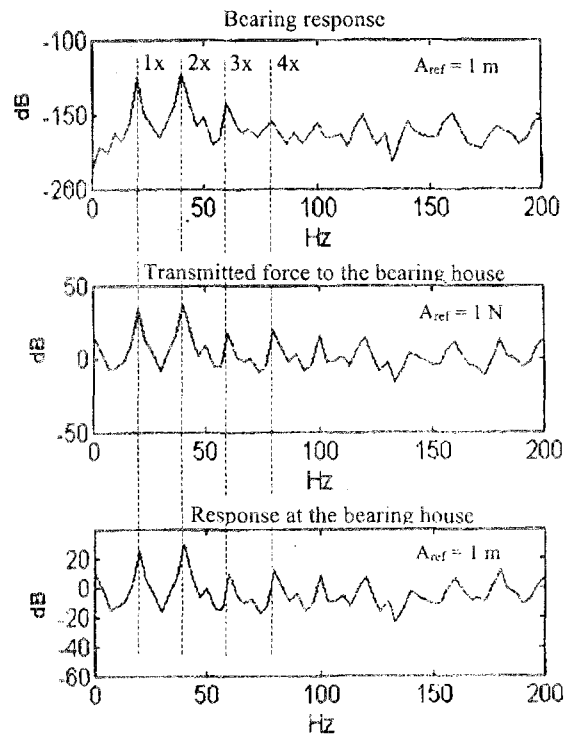


Gambar 10 Pemodelan FRF dengan struktur penumpu dan respons pada sisi penggerak arah horizontal.

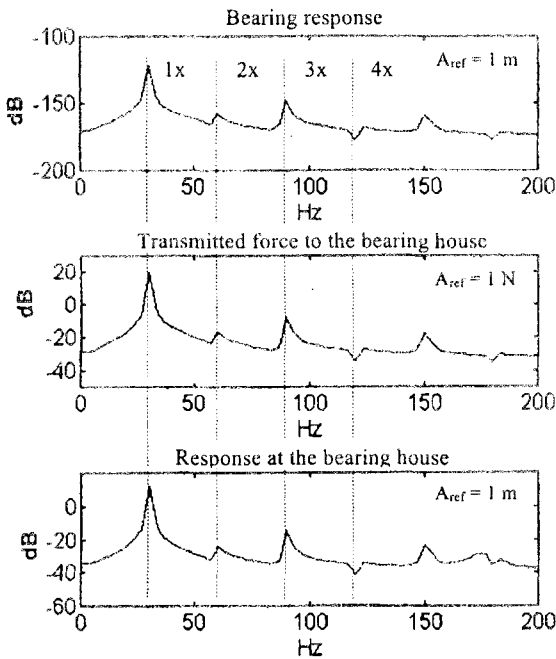
Selanjutnya, dengan menggunakan model yang sama akan diramalkan respons getaran dalam bentuk diagram Campbell serta kurva lacakan orde. Hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar 13. Pada Gambar 13 ini ditampilkan kurva frekuensi pribadi pertama terhadap putaran poros-rotor yang diberikan. Pada diagram terlihat penurunan frekuensi pribadi pertama sistem yang berarti terjadinya fenomena *backward-whirling* pada sistem.



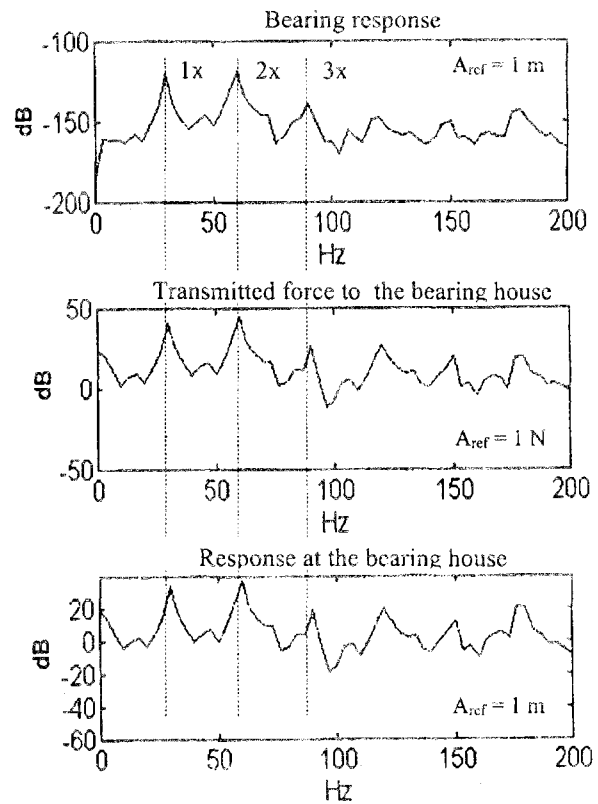
Gambar 11a Hasil pemodelan Non Linear SDOF dengan gaya eksitasi dari ketidakseimbangan pada frekuensi 20 Hz



Gambar 11c Hasil pemodelan Non Linear SDOF dengan gaya eksitasi dari ketidakseimbangan dan ketidaksesumbuan pada frekuensi 20 Hz

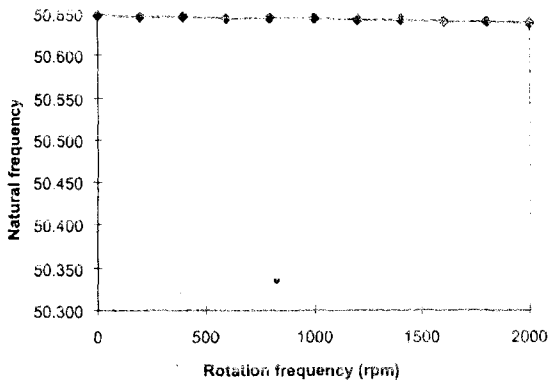


Gambar 11b Hasil pemodelan Non Linear SDOF dengan gaya eksitasi dari ketidakseimbangan pada frekuensi 30 Hz

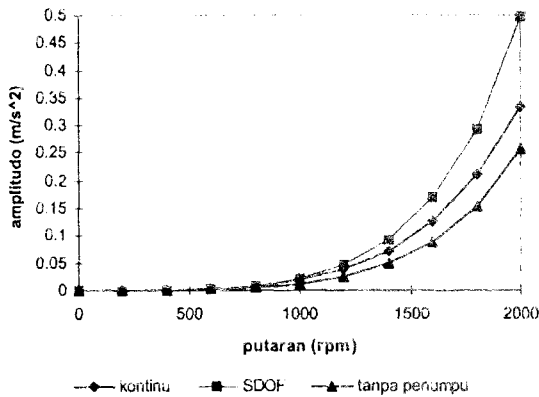


Gambar 12 Hasil pemodelan TDOF dengan gaya eksitasi dari ketidakseimbangan dan ketidaksesumbuan pada frekuensi 30 Hz

Jika frekuensi putar yang diberikan diubah secara bertahap, tetapi dengan besar massa tak seimbang yang tetap, diperoleh kurva lacakan orde yang merupakan fungsi amplitudo getaran yang terjadi terhadap frekuensi putarnya. Hal ini dilakukan dengan tiga jenis pemodelan, yaitu metode SDOF, metode elemen hingga rotasi, dan sistem tanpa penumpu. Hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar 14.



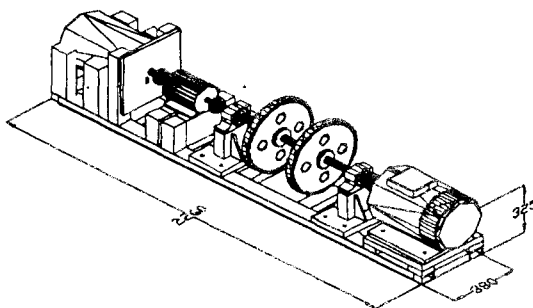
Gambar 13 Diagram Campbell hasil pemodelan sistem getaran poros-rotor



Gambar 14 Kurva lacakan orde pada beberapa jenis pemodelan

4 Hasil pengujian dan pembahasan

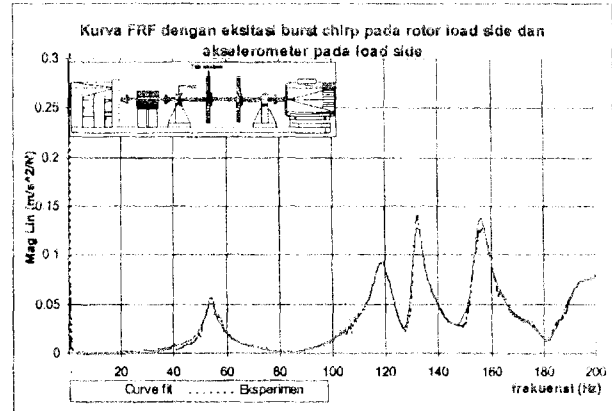
Verifikasi pemodelan sistem poros-rotor ini dilakukan dengan melakukan pengujian pada perangkat uji seperti terlihat pada Gambar 15. Hasil pengukuran FRF dapat dilihat pada Gambar 16 dan Gambar 17.



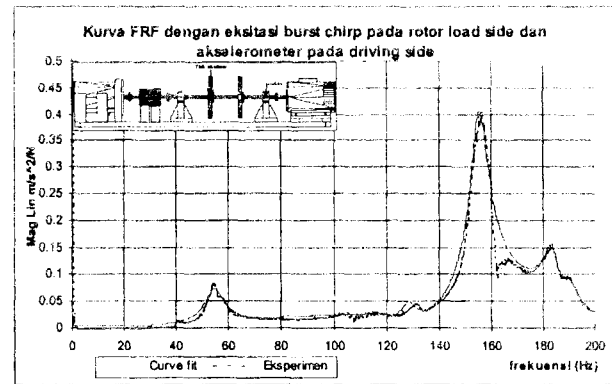
Gambar 15 Perangkat uji sistem poros-rotor

Dari hasil pengujian tersebut dapat disimpulkan bahwa hasil pemodelan elemen rotasi sistem poros-rotor telah dapat mengidentifikasi beberapa frekuensi pribadi. Amplitudo puncak lain yang tidak teridentifikasi disebabkan oleh adanya modus getar terkopel dalam pengukuran, sementara penyimpangan yang terjadi dapat

disebabkan oleh ketidaksimetrian perangkat uji yang digunakan. Penyimpangan dari hasil pemodelan tersebut disebabkan karena pemodelan yang dilakukan dikembangkan dari asumsi sistem yang simetri dengan tidak memasukkan komponen seperti elemen kopling.

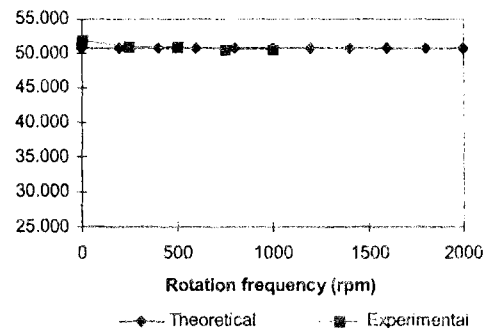


Gambar 16 Hasil pengujian FRF dengan eksitasi pada rotor sisi beban dan respons pada sisi beban



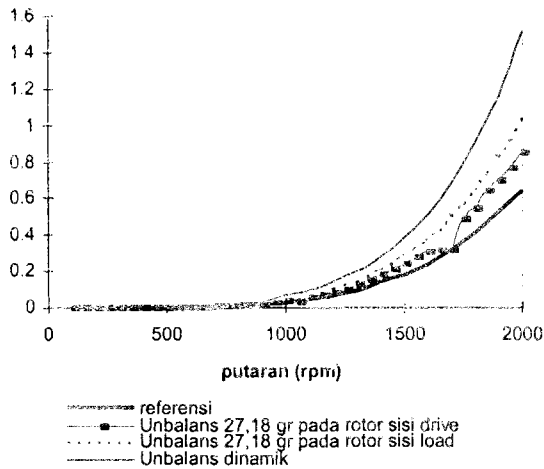
Gambar 17 Hasil pengujian FRF dengan eksitasi pada rotor sisi beban dan respons pada sisi drive

Diagram Campbell dalam pengujian diperoleh dengan melakukan pengujian FRF pada saat sistem poros-rotor dalam kondisi berputar. Pengujian dilakukan dengan memberikan gaya eksitasi melalui *impact hammer* yang ujung pemukulnya dilengkapi adaptor khusus untuk keperluan ini. Dari hasil pengujian yang dilakukan pada berbagai putaran poros diperoleh diagram Campbell seperti pada Gambar 18.



Gambar 18 Perbandingan diagram Campbell hasil pengujian dan hasil pemodelan

Perbedaan antara hasil pengujian dan hasil pemodelan (Gambar 19) disebabkan oleh adanya massa tak seimbang sisa pada rotor. Hal ini dapat dilihat pada putaran 2000 rpm untuk kondisi referensi yang menghasilkan amplitudo percepatan sebesar 0.64 m/s² dan hasil simulasi teoretik yang menunjukkan bahwa amplitudo percepatan tersebut akan dihasilkan oleh massa tak seimbang 75 gr pada rotor sisi beban.



Gambar 19 Kurva lacakan orde pada sisi beban

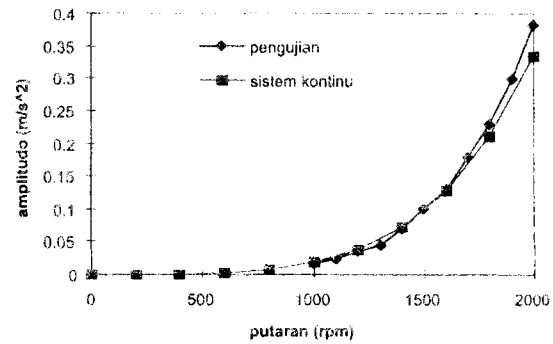
Pengujian dan pemodelan dilanjutkan dengan melakukan beberapa variasi penambahan massa tak seimbang pada putaran 2000 rpm seperti tercantum pada Tabel 2.

Tabel 2 Hasil pengujian dan pemodelan dengan penambahan 27.18 gr massa tak seimbang pada rotor sisi beban

Kondisi	Kenaikan Amplitudo Percepatan (mm/s ²)
Pengujian	0.38
Pemodelan tanpa struktur penumpu	0.26
Pemodelan SDOF	0.50
Pemodelan dengan metode elemen hingga rotasi	0.33

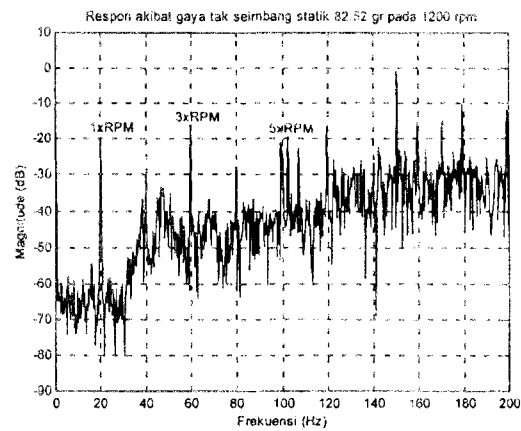
Kenaikan amplitudo yang terlihat pada Tabel 2 merupakan kenaikan amplitudo pada putaran 2000 rpm. Selisih antara amplitudo percepatan setelah penambahan massa tak seimbang pada rotor sisi beban dengan amplitudo percepatan pada kondisi referensi akan menghasilkan kurva lacakan orde seperti terlihat pada Gambar 20.

Hasil pemodelan sistem dengan bantuan metode elemen hingga rotasi menunjukkan hasil yang cukup baik, sementara pemodelan tanpa struktur penumpu akan menghasilkan amplitudo percepatan yang lebih kecil. Hal ini mudah dipahami mengingat penurunan kekakuan modal akibat kekakuan modal struktur penumpu.

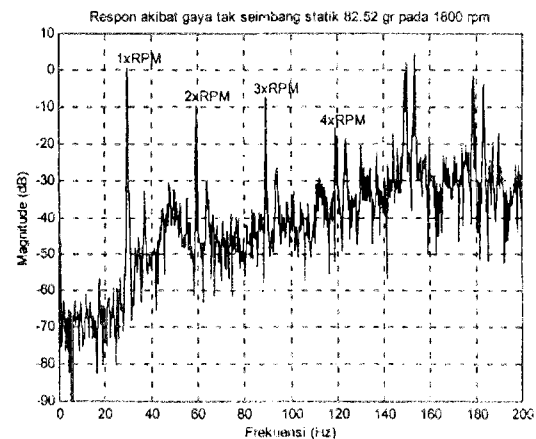


Gambar 20 Kurva lacakan orde hasil pemodelan sistem kontinu dan hasil pengujian

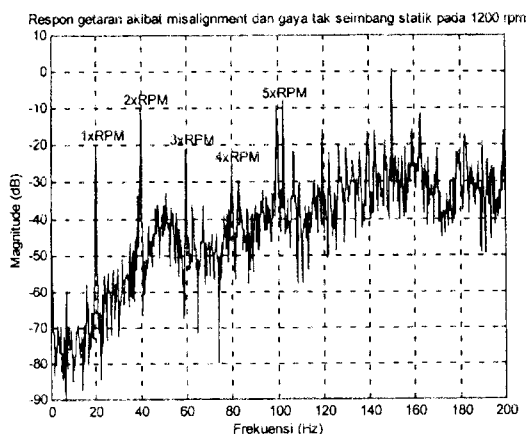
Pengukuran respons getaran untuk kondisi tak seimbang statik menghasilkan kurva-kurva seperti yang terlihat pada Gambar 21 dan Gambar 22, masing-masing untuk putaran 1200 rpm dan 1800 rpm. Pada Gambar 23 terlihat respons getaran akibat gaya tak seimbang dan juga akibat *misalignment* pada putaran 1200 rpm.



Gambar 21 respons getaran akibat gaya tak seimbang statik ($\mu=82.52$ gr) pada 1200 rpm



Gambar 22 respons getaran akibat gaya tak seimbang statik ($\mu=82.52$ gr) pada 1800 rpm



Gambar 23 respons getaran akibat gaya tak seimbang statik dan misalignment pada 1200 rpm

Ketiga kurva respons tersebut dapat dibandingkan dengan hasil pemodelan pada Gambar 11a, 11b, dan 11c. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa frekuensi amplitudo puncak-respons getaran hasil pemodelan bersesuaian dengan cukup baik terhadap hasil pengujian yang dilakukan.

5 Nomenklatur

- M_D : Massa rotor
- I_{Dx} : Momen inersia terhadap sumbu x
- I_{Dy} : Momen inersia terhadap sumbu y
- Ω : Kecepatan putar sistem
- θ : Sudut putar pada sumbu x
- ϕ : Sudut putar pada sumbu y
- ψ : Sudut putar pada sumbu z
- u : Koordinat titik pusat rotor relatif terhadap sumbu x
- w : Koordinat titik pusat rotor relatif terhadap sumbu z
- I : Momen inersia luas penampang
- L : Panjang elemen
- ρ : Massa per satuan volume
- α : Posisi angular massa *unbalance* pada kondisi awal

6 Kesimpulan

Berdasarkan hasil yang diperoleh dari pemodelan dengan menggunakan metode elemen rotasi maupun pengukuran dalam kegiatan eksperimental, dapat ditarik beberapa kesimpulan berikut:

1. Dari hasil pemodelan FRF sistem poros-rotor terlihat bahwa karakteristik dinamik struktur penumpu cukup berpengaruh dalam pemodelan FRF sistem poros-rotor secara keseluruhan. Perbedaan hasil tersebut disebabkan oleh karakteristik sistem penumpu yang kurang kaku sehingga sangat mempengaruhi karakteristik sistem secara keseluruhan.
2. Celah pada bantalan mengakibatkan eksentrisitas dan nonlinieritas kekakuan pada bantalan sehingga menimbulkan distorsi sinyal eksitasi. Distorsi yang

terjadi akan semakin besar jika terdapat lebih dari satu komponen frekuensi eksitasi.

3. Simulasi model elemen hingga rotasi sistem poros-rotor dari 0 sampai dengan 12000 rpm, yang stimulusnya berupa satu satuan gaya eksitasi, menghasilkan kurva FRF yang sesuai dengan kurva FRF hasil pengujian.
4. Hasil pemodelan sistem poros-rotor dengan metode massa tergumpal menghasilkan respons getaran yang frekuensi amplitudo puncak-puncaknya bersesuaian cukup baik dengan hasil pengujian yang dilakukan.

7 Ucapan terima kasih

Tulisan ini merupakan bagian dari penelitian utama yang berjudul 'Mechanical Signature Analysis of Synchronous and Synchronous Excited Rotating Rotor Supported by Rolling Element Bearing'. Penelitian tersebut dibiayai oleh Hibah Tim Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi, Departemen Pendidikan dan Kebudayaan, Republik Indonesia melalui Graduate Team Research Grant dengan kontrak no. 018/HPPP/II/URGE/1996.

8 Daftar pustaka

1. White, M.F., Rolling element bearing vibration transfer characteristics: Effect of stiffness, *J. Applied Mechanics*, **46**, 677-684 (1979)
2. 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)
3. Irwanto, *Kaji teoretik dan analisis respons getaran sistem poros-rotor yang ditumpu oleh bantalan Rol*, Tesis Magister, Program Studi Teknik Mesin, Program Pascasarjana ITB (1997)
4. Iskandar, I.S., *Kaji eksperimental dan analisis teoretik respons getaran sistem poros-rotor karena massa tak seimbang dan cacat pada bantalan*, Tesis Magister, Program Studi Teknik Mesin, Program Pascasarjana ITB (1997)
5. Lallane, Michel & Ferraris, Guy, *Rotordynamics prediction in engineering*, John Wiley & Sons, Inc (1990)
6. Harris, T.A., *Rolling bearing analysis*, John Wiley & Sons, Inc., (1991)
7. Irwanto, Bagiasna, K., & Abidin, Z. Analisis getaran nonlinear pada sistem poros-rotor: Model teoretik dan analisis bantalan Rol., *Proceedings of Experimental and Theoretical Mechanics'97*, Bandung, 1997
8. Irwanto, Bagiasna, K., & Abidin, Z. Roller bearing stiffness calculation and Simulations: A Comparative study, *Proceeding of CMSE'97*, Bandung, 1997