

PEMODELAN SINYAL GETARAN YANG DISEBABKAN OLEH CACAT PADA RING LUAR DARI BANTALAN SILINDER

*Cahaya Ramadhan¹⁾, Achmad Widodo²⁾, Djoeli Satrijo²⁾

¹⁾Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²⁾Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: genzo_cahayashi@yahoo.com

ABSTRACT

Roller bearing is a very important component for almost all forms of machinery. Because of the widespread use and importance, their failure is most often the cause harm and breakdown. Diagnosis of damage to rolling element bearing usually done using vibration analysis with the detect the characteristic frequency of bearing defect generated due to interaction with the rolling elements. This study was conducted to model and diagnose cylindrical bearing damage. An analysis of vibration signals from a rolling element defect through a single point on the outer ring bearing cylinder using ANSYS FEA software has been done. Bearing is modeled and compared with bearing without defect with the bearing who have a variety of different defect sizes. Defects makes the vibration signal that occurs in the outer ring cylindrical bearing without defect and with defect produce differences in peak amplitude.

Keywords: ANSYS FEA, cylindrical bearing, defect, outer ring, vibration.

1. PENDAHULUAN

Bantalan gelinding merupakan komponen yang sangat penting untuk hampir semua bentuk mesin. Karena kegunaannya yang meluas dan penting, kegagalannya dapat membahayakan dan sering menyebabkan mesin mati total (*breakdown*). Deteksi awal kerusakan pada bantalan adalah penting sekali untuk pencegahan kerusakan komponen mesin lainnya. Pemeliharaan Berbasis Pemantauan (*Condition Based Monitoring*) adalah suatu strategi pemeliharaan untuk terus memantau mesin dan peralatan agar kinerja mereka tetap maksimal. Diagnosa kerusakan elemen bantalan gelinding biasa dilakukan menggunakan analisis getaran dengan mendeteksi dari karakteristik frekuensi bantalan yang dihasilkan akibat interaksi cacat dengan elemen gelinding. Frekuensi tersebut dapat dihitung secara analitis untuk perbedaan cacat yang tampak di luar atau dalam lintasan bantalan[1].

Dalam penelitian ini, *ring* luar lintasan bantalan silinder diberikan suatu cacat yang berupa lubang berbentuk silinder dan persegi panjang yang dimodelkan dengan metode elemen hingga menggunakan bantuan perangkat lunak ANSYS. Hasil analisa getaran tersebut dibandingkan dengan analisis getaran bentuk cacat yang berbeda dan tanpa cacat, sehingga didapatkan perbandingan tingkat kerusakan dari cacat pada cincin luar bantalan silinder.

Adapun tujuan khusus dalam penelitian ini, yaitu memodelkan bentuk cincin luar bantalan silinder meliputi bentuk cacatnya, menganalisa sinyal getaran dari sebuah elemen gelinding yang melewati sebuah cacat pada cincin luar bantalan silinder menggunakan bantuan perangkat lunak ANSYS dan membandingkan sinyal getaran untuk ukuran cacat yang berbeda.

2. MATERIAL DAN METODOLOGI

2.1 Data Bantalan Silinder

Spesifikasi Bantalan Silinder

Bantalan silinder yang digunakan dalam analisa adalah jenis bantalan rol silinder baris tunggal NU 209 ECP. Bantalan rol silinder baris tunggal NU 209 ECP mempunyai spesifikasi geometri sebagai berikut :

Tabel 1. Spesifikasi geometri bantalan silinder [2].

Diameter cincin dalam, d_i	54,5 mm
Diameter cincin luar, d_o	76,5 mm
Diameter rol, D	11 mm
Panjang efektif rol, l	11,266 mm
Panjang keseluruhan rol, l_t	12 mm
Jumlah rol, Z	15

Jenis dan Sifat Mekanik Material Bantalan Silinder.

Pemodelan bantalan silinder ini menggunakan material *high carbon chrome steel* yang mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 2. Sifat mekanik material *high carbon chrome steel* [3].

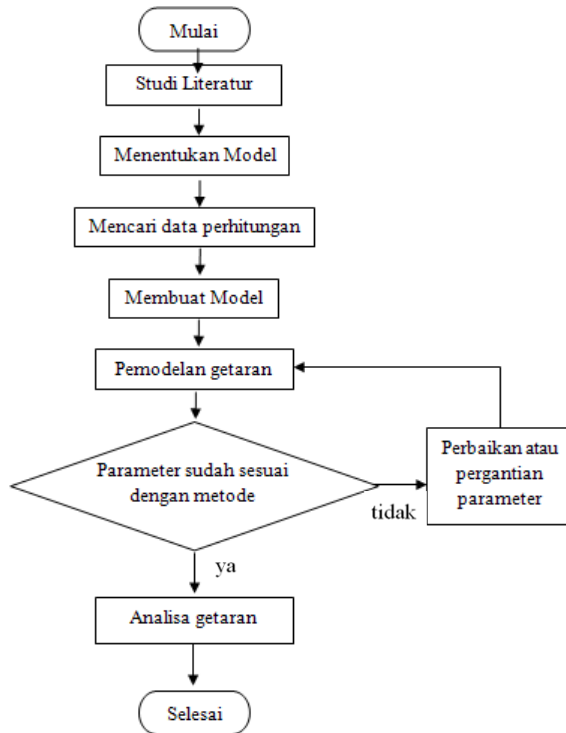
<i>Young modulus</i>	203,4 GPa
Densitas	7833 kg/m ³
<i>Poison ratio</i>	0,3

Data Perhitungan Distribusi Beban

Beban yang diberikan berupa *force*. Untuk beban radial yang akan diterapkan diasumsikan sebesar 6000 N. Kemudian untuk perhitungan distribusi bebannya adalah pembebanan q_{maks} dapat dihitung dari persamaan Stribeck berikut [4]:

$$Q_{max} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} = \frac{5 \times 6000}{15 \cos 0} = 2000 \text{ N}$$

2.2 Metodologi



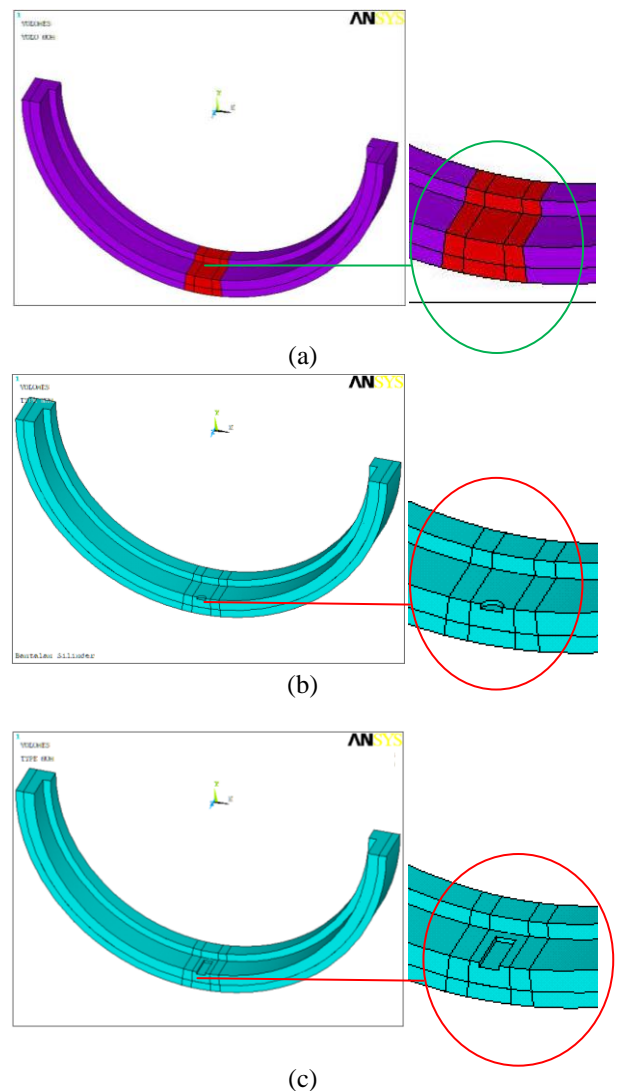
Gambar 1. Diagram alir proses pemodelan sinyal getaran untuk cacat cincin luar pada bantalan silinder.

Pemodelan Bentuk Geometri Bantalan Silinder

Langkah pertama adalah pemodelan bantalan silinder menggunakan *software ANSYS Mechanical APDL*. Sebuah cacat dalam lintasan luar adalah dimodelkan dengan lubang silinder dan persegi. Parameter untuk spesifikasi bantalan didefinisikan, yaitu: diameter *outer raceway*, diameter *outer ring*, ketebalan *outer ring*, *raceway radius*, kedalaman cacat, *radius* cacat, serta panjang dan lebar cacat.

Pemodelan ini dimulai dengan sebuah *arc* (busur), yang diekstrusi untuk ketebalan cincin. Sebuah persegi dipotong pada salah satu ujung cincin dan diekstrusi di sepanjang busur sehingga membentuk lintasan dari bantalan. Di tengah-tengah busur yang diekstrusi, sebuah silinder dan persegi dimodelkan sebagai cacat. Volume silinder ini dikurangkan dari volume cincin. Juga untuk meminimalkan jumlah elemen yang akan dihasilkan kemudian pada fase *meshing* yang diputuskan untuk menggunakan setengah model untuk analisis elemen tak hingga.

Pertimbangan penting selama membuat model adalah untuk memastikan bahwa model dapat di *meshing*. Volume di daerah cacat dapat diidentifikasi bahwa *mesh* sangat halus. Cacat hanya akan muncul dekat permukaan *raceway*. Oleh karena itu diputuskan untuk membagi cincin longitudinal dengan menggunakan busur yang diekstrusi sepanjang ketebalan pada kedalaman 2 mm di bawah cacat. Juga cincin itu dibagi radial dengan orientasi bidang kerja di 3 dan 6 derajat dari orientasi global. Daerah diperpotongan bidang kerja dan cincin itu digunakan untuk membagi volume menjadi sub-volume. Hal ini dilakukan sehingga pemetaan *mesh* halus dapat diterapkan dekat cacat. Model solid seperempat bantalan bersama cacat dengan berbagai volume ditunjukkan dalam Gambar 2.



Gambar 2. Model solid dari cincin luar bantalan silinder untuk analisa modal: (a) tanpa cacat, (b) cacat lingkaran, dan (c) cacat persegi.

Proses diskritisasi (*Meshing*)

Sebuah *free mesh* digunakan untuk volume yang berisi cacat. *Free meshing* dapat digunakan untuk setiap jenis model solid. Elemen berbentuk piramida

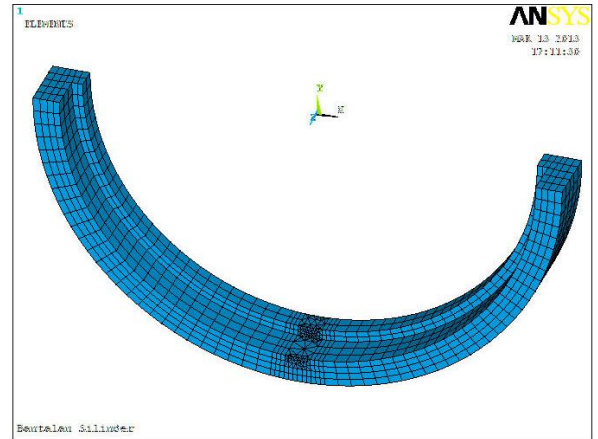
dimasukkan ke *mesh* tetrahedral untuk keperluan transisi. *Mapped meshing* digunakan untuk *mesh* semua volume lainnya. Untuk *mapped meshing*, menggunakan elemen hexahedral (*brick*) yang ditentukan. *Mapped meshing* hanya dapat digunakan untuk volume jika mereka teratur.

Jumlah yang sama dari divisi elemen yang ditentukan pada tepi berlawanan sehingga *mapped meshing* dapat digunakan untuk volume lainnya. Hal ini dilakukan dengan menggunakan perintah LESIZE.

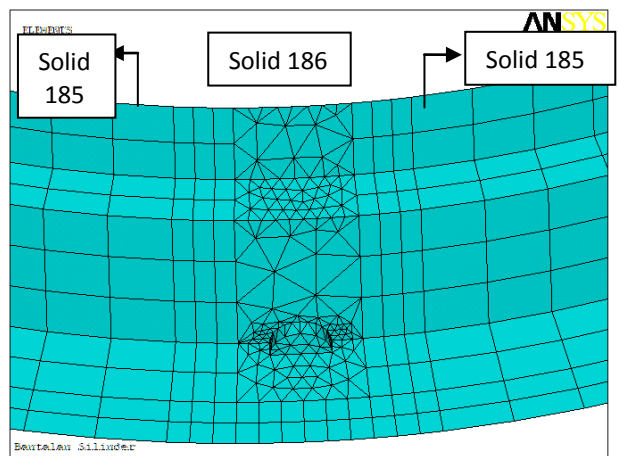
Setelah mengatur semua kontrol awal untuk *mesh*, langkah berikutnya adalah pemilihan jenis elemen yang akan digunakan untuk analisis. Untuk volume luar ukuran elemen diputuskan adalah 2 mm, sebagai *mesh* lebih kasar yang digunakan. Tiga tipe elemen telah yang ditetapkan untuk analisis: SOLID185, SOLID186 dan SOLID187. SOLID185 digunakan untuk volume luar. SOLID185 adalah 8-noded elemen dan memiliki 3 derajat kebebasan per node. SOLID186 adalah versi tatanan yang lebih tinggi dari SOLID185. Karena SOLID186 adalah 20-noded, akan diperlukan jumlah waktu yang jauh lebih tinggi untuk perhitungan dengan ANSYS jika itu yang akan digunakan untuk *meshing* volume luar. Karena tingkat akurasi tinggi tidak diperlukan untuk elemen ini, SOLID185 yang digunakan. SOLID185 juga memiliki 3 derajat kebebasan dan baik cocok untuk model batas melengkung. Itu digunakan untuk *mesh* volume dalam. Ukuran elemen yang digunakan untuk volume ini adalah 0,8 mm.

Untuk volume cacat *free mesh* telah ditentukan dan ukuran elemen dipilih menjadi 0,5 mm. *Meshing* dilakukan menggunakan elemen SOLID185. Elemen ini memiliki pilihan untuk tetrahedral, prisma dan juga piramida. Perintah TCHG digunakan untuk *mesh* ini untuk mengkonversi 20-node penurunan elemen tetrahedral untuk mereka 10-node non-penurunan rekannya. Para mitra non-penurunan untuk elemen SOLID185 adalah elemen SOLID187. Hal ini dilakukan agar perhitungan waktu dan penggunaan memori adalah lebih rendah sebagai SOLID187 adalah 10-noded[5].

Penggunaan *free meshing* untuk volume cacat mengharuskan bahwa unsur transisi yang cocok digunakan pada antarmuka dari *mapped* dan *free mesh*. Transisi piramida dapat dibuat pada antarmuka dari dua *mesh*. Ini diperlukan untuk menghapus setiap ketidaksesuaian dalam *mesh*. Untuk membuat elemen transisi itu diperlukan bahwa unsur-unsur yang digunakan adalah mampu menjadi penurunan ke dalam bentuk piramida. SOLID186 adalah salah satu elemen tersebut. Itulah salah satu alasan utama mengapa cincin volume yang diperlukan untuk dibagi ke dalam beberapa volume, sebagai elemen SOLID185 yang tidak mampu mengalami penurunan. Gambar 3 menunjukkan model menyatu lengkap dan Gambar 4 menunjukkan rincian akhir model di-*mesh* di sekitar cacat.



Gambar 3. Keseluruhan *meshing* bantalan silinder



Gambar 4. Rincian *meshing* bantalan silinder cacat lingkaran

Penyelesaian (Solving)

Sebelum analisis dilakukan, model perlu diberi kondisi batas. Kondisi batas yang diberikan pertama adalah *fixed support* pada kedua ujung *ring* luar model. Setelah pemberian kondisi batas *fixed support*, kondisi batas selanjutnya adalah pemberian kondisi batas *symmetry constrain*. Kondisi batas *symmetry constrain* diaplikasikan pada sisi di dalam wajah model setengah cincin. Semua derajat kebebasan pada kondisi batas dibatasi untuk mensimulasikan operasi bantalan dalam poros.

Analisis yang dilakukan pada model *mesh* adalah analisis struktur dinamis. Analisa dinamika struktur sendiri dibagi menjadi 3 analisis umum, yaitu:

- Analisis Modal
- Analisis Respon Frekuensi Harmonik
- Analisis Transien Dinamis

Semua jenis analisis dinamis dalam program ANSYS didasarkan pada persamaan umum gerak untuk sistem elemen hingga berikut ini [6]:

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

Dimana :

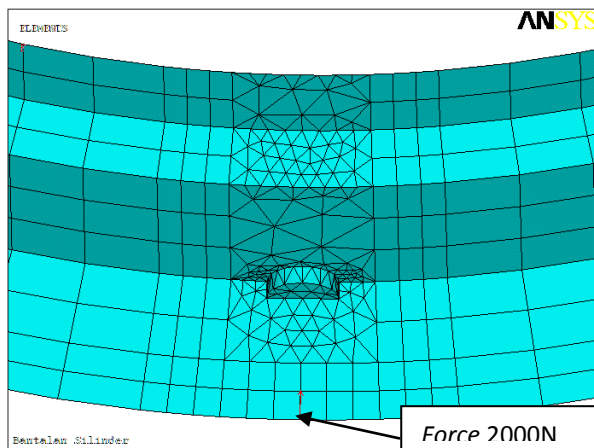
- [M] = Matriks massa
- [C] = Matriks redaman

- [K] = Matriks kekakuan
 $\{\ddot{u}\}$ = Vektor nodal percepatan
 $\{\dot{u}\}$ = Vektor nodal kecepatan
 $\{u\}$ = Vektor nodal perpindahan
 $\{F\}$ = Vektor beban
 (t) = Waktu

Melalui persamaan ini, program ANSYS menentukan nilai yang tidak diketahui, $\{u\}$, yang memenuhi kesetimbangan di (t) setiap waktu, dengan disertakan efek inersia dan redaman. Integrasi numerik dengan memperhatikan waktu, jika diperlukan, ini diselesaikan baik melalui integrasi langsung Newmark atau mode superposisi [5].

Untuk analisa modal, metode analisa yang digunakan adalah metode *Block Lanczos* dengan 100000 modus yang akan diekstrak dengan *range* frekuensi antara 20 KHz - 1 MHz.

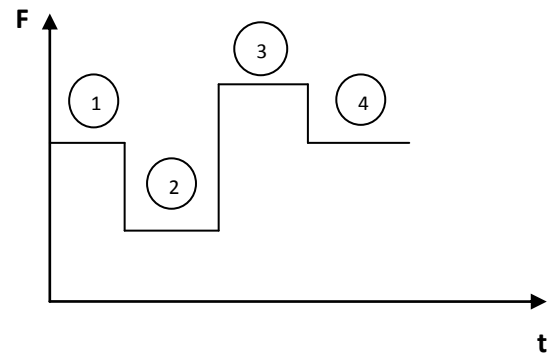
Untuk analisa harmonik perlu adanya aplikasi pemberian gaya eksitasi. Pada langkah pemberian beban ini, beban hanya diasumsikan karena hanya untuk melihat daerah yang sensitif terhadap respon yang terjadi. Beban mempunyai arah y axis dan letaknya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 5. Letak pemberian beban harmonik

Setelah pemberian beban, lalu memasukkan *range* frekuensi yang diinginkan, yaitu *range* frekuensi dari bantalan silinder sekitar antara 20 KHz – 1 MHz.

Untuk menerapkan analisis transien dengan *mesh* model, empat langkah beban didefinisikan. Langkah-langkah beban yang digunakan untuk analisis adalah ditunjukkan pada Gambar 6. Semua empat langkah beban adalah *stepped*. Beban *ramped* awalnya dipertimbangkan untuk transisi dari langkah 1 sampai 2 dan langkah 2 sampai 3, tetapi terlihat bahwa langkah waktu yang dibutuhkan untuk transisi seperti itu akan sangat kecil.



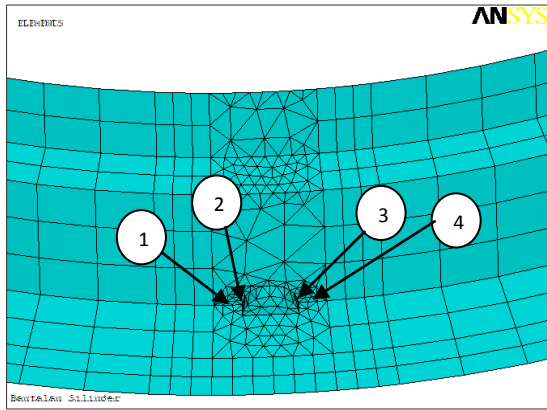
Gambar 6. Load step untuk analisa dinamis transient.

Keakuratan analisis transient tergantung pada langkah integrasi waktu yang digunakan untuk analisis. Sebuah langkah kecil waktu memastikan solusi yang lebih akurat. Langkah waktu harus cukup kecil mampu "mengikuti" fungsi pembebanan. Dua perbedaan ukuran cacat dipelajari dalam penelitian ini, dimana perbedaan kualitatif dalam keparahan mereka. Cacat pertama dipertimbangkan adalah sebuah silinder dengan jari-jari 1 mm dan kedalaman 0,5 mm dan yang kedua adalah sebuah balok memiliki panjang 5 mm, lebar 2 mm dan kedalaman 0,5 mm. Interval waktu total untuk kedua kasus itu diambil sebagai $1,1 \times 10^{-3}$ detik. Interval waktu ini didasarkan pada asumsi bahwa elemen gelinding akan berada di sekitar cacat untuk kira-kira jumlah waktu ini. Langkah beban dan waktu yang digunakan untuk ukuran cacat yang berbeda disajikan dalam Tabel 3.

Tabel 3. Distribusi beban

Step	1	2	3	4
gaya (N)	2000	1500	2100	2000
time (10^{-3} s)	0,5	0,05	0,05	0,5

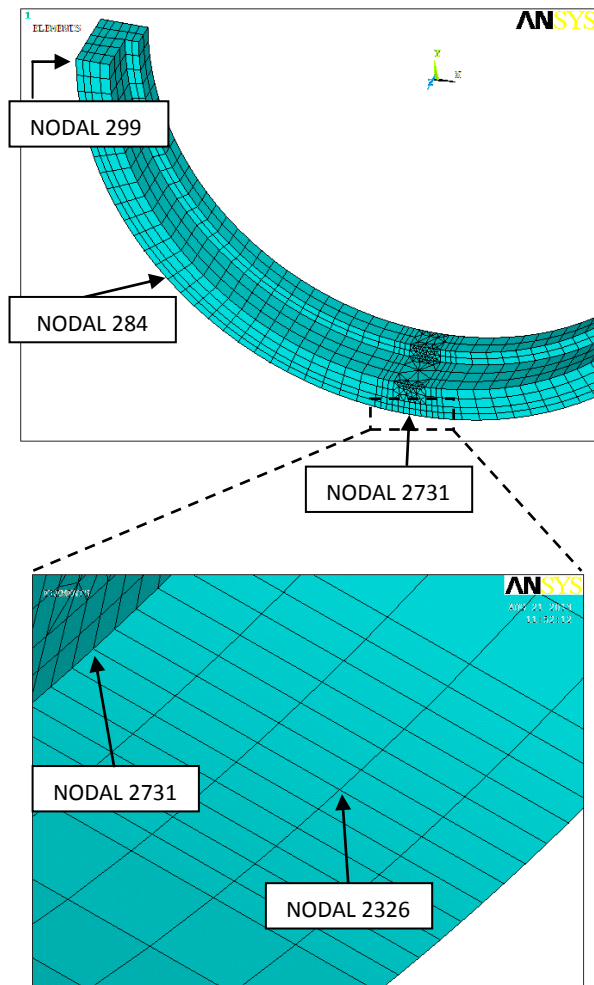
Waktu yang dihabiskan oleh elemen gelinding di cacat tercermin dalam beban langkah 2 dan 3. Nilai beban dari 2000 N digunakan sebagai pendekatan untuk nilai Q_{max} yang dihitung sebelumnya. Sub-langkah untuk integrasi nilai langkah waktu adalah $8,33 \times 10^{-6}$ detik. Nilai untuk sub- langkah ini memfasilitasi minimal 20 sub-langkah untuk setiap langkah beban. Beban disebutkan telah diterapkan pada titik dan lokasi mereka telah ditunjukkan dalam Gambar 7.



Gambar 7. Posisi beban pada cincin luar bantalan silinder dengan bentuk cacat silinder.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pengambilan data dilakukan pada beberapa titik nodal terhadap analisis yang dilakukan untuk memantau respon getaran bantalan membandingkan hasilnya. Gambar dibawah menunjukkan letak pengambilan data.



Gambar 8. Letak pengambilan data di permukaan cincin luar bantalan.

3.1 Hasil Analisa Modal pada Cincin Luar Bantalan Silinder

Hasil analisa modal pada cincin luar bantalan silinder diperoleh dari frekuensi pribadi pada *range* frekuensi antara 20 KHz dengan 1 MHz antara cincin luar bantalan silinder yang tidak ada cacat dengan cincin luar bantalan silinder yang ada cacatnya. Di bawah ini adalah tabel perbandingan dari frekuensi pribadi yang terkandung dalam cincin luar bantalan silinder.

Table 4. Perbandingan frekuensi pribadi

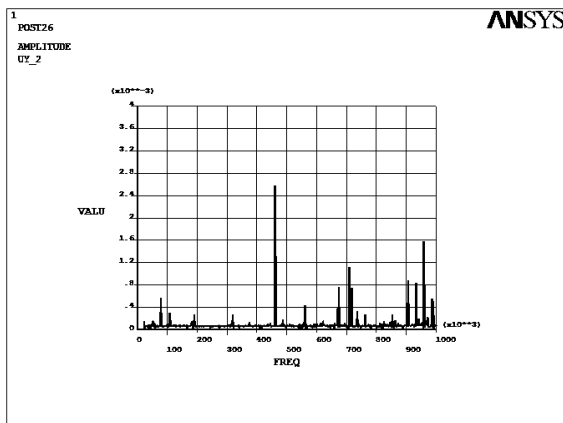
Cincin luar bantalan	Tanpa cacat	Cacat penampang lingkaran	Cacat penampang persegi panjang
Frekuensi pertama (Hz)	22782	22785	22800
Frekuensi terakhir (Hz)	999530	999390	999860
Jumlah modus getar	1688 modus	1689 modus	1692 modus

Dari tabel diatas dapat dibandingkan nilai frekuensi pribadi yang terkandung dalam cincin luar bantalan silinder yang tidak ada cacatnya dengan cincin luar bantalan silinder yang ada cacatnya adalah berbeda.

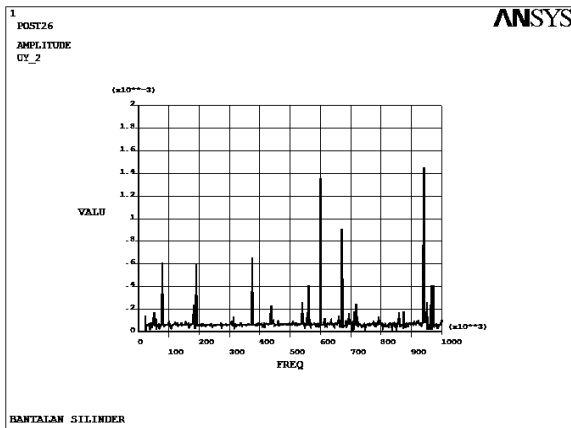
3.2 Hasil Analisa Harmonik pada Cincin Luar Bantalan Silinder

Hasil analisa harmonik pada cincin luar bantalan silinder yang tidak ada cacatnya maupun yang ada cacatnya diperoleh menggunakan *time history postprocessor* di beberapa titik nodal untuk memantau respon getaran pada *range* frekuensi 20 KHz - 1 MHz. Letak titik nodal tersebut adalah bagian bawah dari cincin luar bantalan, yaitu pada nodal 2731, nodal 284, nodal 299, dan nodal 2326. Sedangkan beban yang diaplikasikan diasumsikan sebesar 2000 N. Berikut ini adalah gambar grafik nilai *frequency response function* dari cincin luar bantalan silinder di titik nodal 2371:

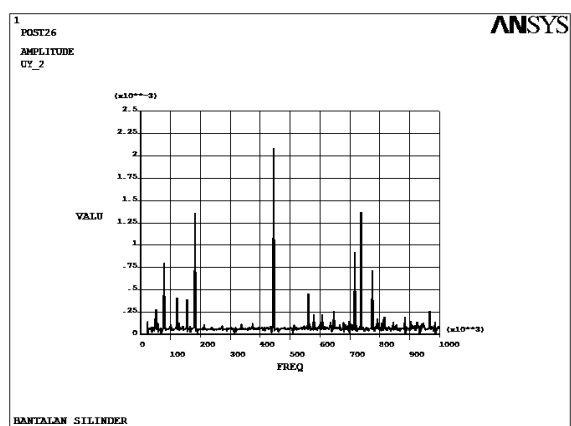
Grafik *frequency response function* pada Nodal 2371



Gambar 9. Grafik *frequency response function* cincin luar bantalan silinder tidak ada cacatnya untuk *range* frekuensi 20 KHz – 1 MHz pada nodal 2371.



Gambar 10. Grafik *frequency response function* cincin luar bantalan silinder dengan cacat penampang lingkaran *range* frekuensi 20 KHz – 1 MHz pada nodal 2371.



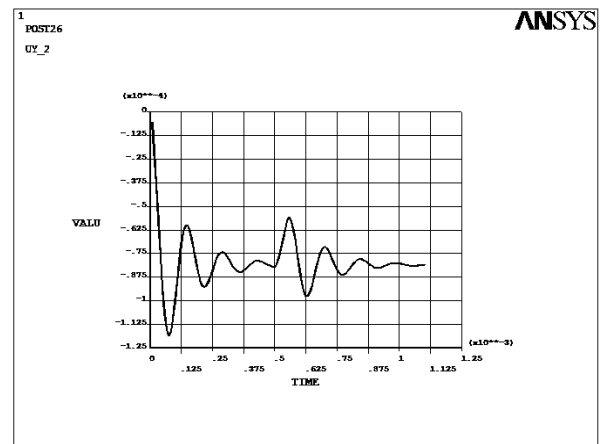
Gambar 11. Grafik *frequency response function* cincin luar bantalan silinder dengan cacat penampang persegi panjang *range* frekuensi 20 KHz – 1 MHz pada nodal 2371.

Dari ketiga grafik respon untuk kondisi dari cincin luar bantalan silinder untuk beberapa titik pengambilan data yang berbeda, kita mendapatkan bahwa puncak tertinggi amplitudo dari frekuensi pribadi antara cincin luar bantalan silinder tanpa cacat, cincin luar bantalan silinder dengan cacat penampang lingkaran dan cincin luar bantalan dengan cacat penampang panjang adalah berbeda. Getaran yang muncul juga mengalami perbedaan pada daerah *range* frekuensi tertentu untuk masing-masing cincin luar bantalan silinder. Ini dapat disebabkan akibat pengurangan massa ataupun perbedaan kekakuan pada cincin luar bantalan silinder.

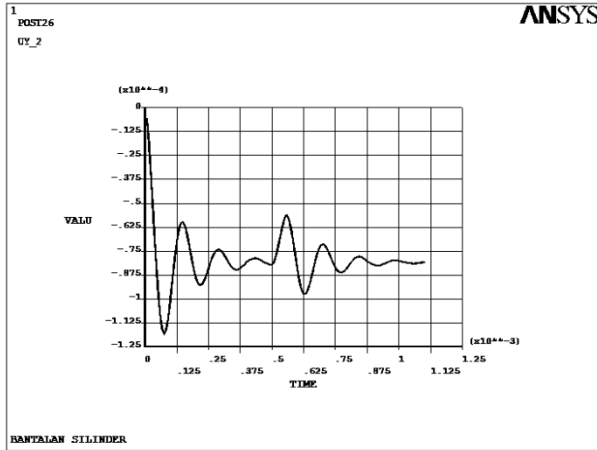
3.3 Hasil Analisa Dinamis Transient pada Cincin Luar Bantalan Silinder

Hasil analisa dinamis transient pada cincin luar bantalan silinder diambil pada *range* frekuensi 20 KHz–1 MHz menggunakan *time history postprocessor* di beberapa titik bagian bawah dari cincin luar bantalan untuk memantau respon getaran bantalan. Letak titik nodal tersebut adalah bagian bawah dari cincin luar bantalan, yaitu pada nodal 2731, nodal 284, nodal 299, dan nodal 2326. Cincin luar bantalan silinder yang dimodelkan adalah cincin luar bantalan silinder tanpa cacat, cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat lingkaran, dan cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang. Dari analisa dinamis transient didapatkan grafik yang berupa grafik perpindahan dan kecepatan.

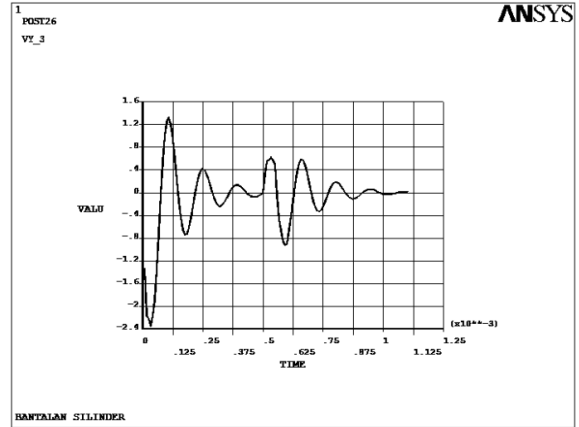
Grafik Perpindahan



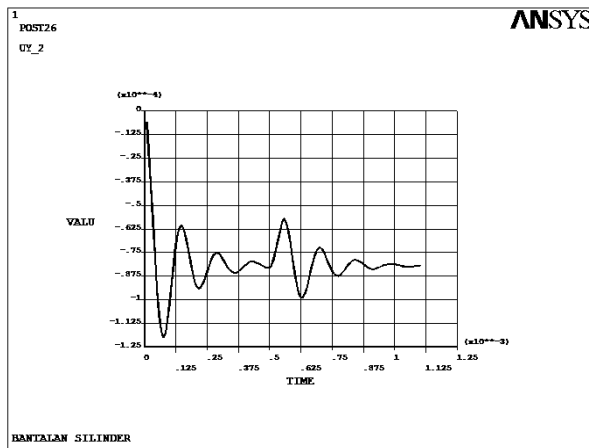
Gambar 12. Grafik respon perpindahan dari cincin luar bantalan silinder tanpa cacat pada nodal 2371.



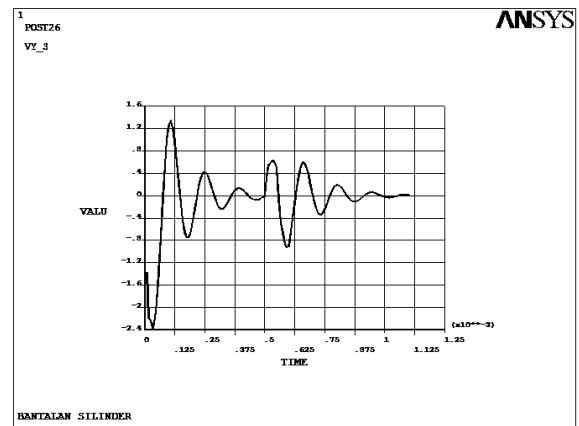
Gambar 13. Grafik respon perpindahan dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat lingkaran pada nodal 2371.



Gambar 16. Grafik respon kecepatan dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat lingkaran pada nodal 2371.

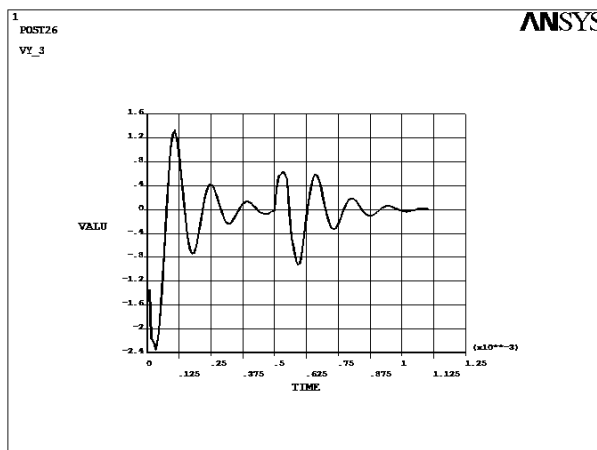


Gambar 14. Grafik respon perpindahan dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang pada nodal 2371.



Gambar 17. Grafik respon kecepatan dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang pada nodal 2371.

Grafik Kecepatan



Gambar 15. Grafik respon kecepatan dari cincin luar bantalan silinder tanpa cacat pada nodal 2371.

Dari hasil grafik respon perpindahan dan kecepatan di beberapa titik nodal didapatkan adanya perbedaan amplitudo tertinggi untuk respon perpindahan antara cincin luar bantalan bola tanpa cacat dengan cincin luar bantalan silinder yang ada cacatnya. Tetapi, untuk amplitudo pada titik nodal 299 tidak muncul dikarenakan letak titik tersebut berada pada kondisi batas *fixed support* yang menyebabkan bagian tersebut rigid dan nilainya menjadi nol. Perbedaan nilai amplitudo tertinggi dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 5. Perbandingan nilai amplitudo tertinggi nodal 2731

Kondisi	Perpindahan	Kecepatan
Tanpa cacat	-0,5578 x 10 ⁻⁴ mm	1,3248 mm/s
Cacat silinder	-0,5603 x 10 ⁻⁴ mm	1,3251 mm/s
Cacat balok	-0,5708 x 10 ⁻⁴ mm	1,3381 mm/s

Tabel 6. Perbandingan nilai amplitudo tertinggi nodal 284

Kondisi	Perpindahan	Kecepatan
Tanpa cacat	$-0.5043 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.2536 mm/s
Cacat silinder	$-0.5118 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.2475 mm/s
Cacat balok	$-0,5163 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.2555 mm/s

Tabel 7. Perbandingan nilai amplitudo tertinggi nodal 2326

Kondisi	Perpindahan	Kecepatan
Tanpa cacat	$-0,5140 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.3406 mm/s
Cacat silinder	$-0,5158 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.3403 mm/s
Cacat balok	$-0,5221 \times 10^{-4} \text{ mm}$	1.3512 mm/s

Dari tabel diatas terlihat ukuran cacat juga mempengaruhi amplitudo tertinggi dari grafik respon perpindahan cincin luar bantalan bola dengan ukuran cacat yang berbeda.

3.4 Hasil dan Perbandingan dari Energi Terdisipasi

Untuk membandingkan keparahan dari cacat dilakukan perhitungan respon kecepatan dari bantalan silinder dikuadratkan dan kemudian dijumlahkan. Jumlah kuadrat dari respon kecepatan akan menjadi indikator dari energi yang hilang (terdisipasi) selama getaran [1]. Pada nodal 299 nilai respon kecepatan tidak muncul dikarenakan letak titik tersebut berada pada kondisi batas *fixed support* yang menyebabkan bagian tersebut rigid dan nilai disipasinya menjadi nol. Berikut ini adalah tabel nilai energi yang terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder tersebut.

Tabel 8. Nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder nodal 2731.

Bentuk cacat	Tidak ada cacat	Cacat lingkaran	Cacat persegi
Luas area cacat	0 mm^2	$3,14 \text{ mm}^2$	10 mm^2
Energy	46	45,95	46,96

Tabel 9. Nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder nodal 284.

Bentuk cacat	Tidak ada cacat	Cacat lingkaran	Cacat persegi
Luas area cacat	0 mm^2	$3,14 \text{ mm}^2$	10 mm^2
Energy	41,4	41,8	42,3

Tabel 10. Nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder nodal 2326.

Bentuk cacat	Tidak ada cacat	Cacat lingkaran	Cacat persegi
Luas area cacat	0 mm^2	$3,14 \text{ mm}^2$	10 mm^2
Energy	45,13	45,08	45,83

Dari nilai energi terdisipasi tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai energi terdisipasi untuk cincin luar bantalan tanpa cacat nilainya seharusnya lebih besar dari nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder yang ada cacatnya, namun dalam penelitian ini didapatkan nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder tanpa cacat nilainya lebih kecil dari nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder yang ada cacatnya. Sedangkan untuk nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang nilainya lebih besar daripada nilai energi terdisipasi dari cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat lingkaran maupun tanpa cacat dapat dijelaskan atas dasar fakta bahwa nilai yang lebih tinggi terlihat pada nilai-nilai kecepatan akibat cacat penampang persegi panjang. Dilihat dari keluaran data yang dihasilkan, didapatkan bahwa pengambilan data yang paling sensitif terhadap cacat terletak pada titik tengah bawah bagian cincin luar bantalan silinder, yaitu pada nodal 2731.

4. KESIMPULAN

Dari pemodelan ditunjukkan bahwa elemen hingga dapat digunakan untuk membedakan antara tanda sinyal getaran yang dihasilkan dari cincin luar bantalan silinder tanpa cacat dan dua cacat dengan ukuran yang berbeda.

Sinyal getaran yang dihasilkan oleh cincin luar bantalan silinder tanpa cacat dan terdapat cacat adalah berbeda. Hal tersebut dapat terlihat pada keluaran frekuensi pribadi pribadi pertama dan terakhir yang muncul untuk cincin luar bantalan silinder tanpa cacat adalah 22782 Hz dan 999530 Hz, sedangkan frekuensi pribadi yang pertama dan terakhir tertinggi terjadi pada cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang, yaitu 22800 Hz dan 999860 Hz. Untuk jumlah modus getar dari cincin luar bantalan silinder tanpa cacat yang muncul adalah sebanyak 1688 modus sedangkan modus getar bantalan terdapat cacat terbanyak muncul pada cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang, yaitu sebanyak 1692 modus. Adanya cacat membuat sinyal getaran yang terjadi pada cincin luar bantalan silinder yang tidak ada cacatnya dan ada cacatnya menghasilkan perbedaan pada amplitudo tertingginya. Begitu juga jika luas area cacatnya berbeda maka sinyal getarannya juga berbeda pada amplitudo tertingginya. Pengambilan data yang paling sensitif terhadap respon getaran akibat cacat terletak pada titik tengah bawah bagian cincin luar bantalan silinder, yaitu pada nodal 2731. Amplitudo tertinggi untuk

cincin luar bantalan silinder tanpa cacat pada nodal 2731 besarnya adalah respon perpindahan: $-0,5578 \times 10^{-4}$ mm dan respon kecepatan: 1,3248 mm/ s. Amplitudo tertinggi dan terbesar terjadi pada cincin luar bantalan silinder dengan penampang cacat persegi panjang pada nodal 2731, yaitu respon perpindahan: $-0,5708 \times 10^{-4}$ mm dan respon kecepatan: 1,3381 mm/ s.

Asumsi dibuat untuk variasi gaya yang diberikan oleh elemen gelinding pada *ring* luar di sekitar cacat. Meskipun nilai untuk gaya yang digunakan dalam analisis ini adalah tidak tepat, tujuannya adalah untuk memahami tren sinyal getaran yang terjadi pada bantalan.

5. REFERENSI

- [1] S. Malhi, Arnaz., 2002, “*Finite Element Modeling of Vibrations Caused by A Defect in The Outer Ring of A Ball Bearing*”, Mechanical and Industrial Engineering Department, University of Massachusetts.
- [2] “*CAD model Single Row Cylindrical Roller Bearings SKF NU 209 ECP*”, <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/rollerbearings/cylindricalrollerbearings/singlerow/index.html?prodid=1490210209&imperial=false> (Oktober 2012).
- [3] “*Chrome steel mechanical properties*”, <http://www.trdspecialties.com/chrome-steel-balls.asp> (diakses November 2012).
- [4] Harris, Tedric A., 2001, “*Rolling Bearing Analysis 4th edition*”, John Wiley & Sons Inc, Canada.
- [5] --, 2009, “*Structural Analysis Guide Ansys 12*”, Ansys Inc.
- [6] ” *Dynamic Analysis*”, <http://www.sefindia.org/forum/download.php?id=7981&sid=560db9e31ed7b66a3dcd13a4c676f2cb> (diakses Juni 2013).