

## STUDI KASUS IDENTIFIKASI KERUSAKAN MESIN BERDASARKAN SINYAL GETARAN

### Ramses Yohannes Hutahaean

Staff pengajar  
Jurusan Teknik Mesin, Fakultas  
Teknologi Industri dan Kebumihan,  
Universitas Sains dan Teknologi  
Jayapura  
Email:  
ramses.yh@gmail.com

### Dicky Antonius

Staff pengajar  
Jurusan Teknik Mesin,  
Universitas Kristen Indonesia  
dicky.antonius@uki.ac.id

*The machine maintenance strategy is very important in manufacturing, mining, and other industries so an appropriate maintenance strategy is needed based on industrial operating conditions. In this paper, a Proactive maintenance strategy is presented, in which this strategy requires the identification of vibrations, and the identification of vibrations is divided into two methods, there are the identification of vibrations in the time domain and the identification of vibrations based on the frequency domain. Identification in the time domain is usually done in analyzing gears because of so much noise in the frequency domain, while identification in the frequency domain is used to analyze vibrations in cases of unbalance, misalignment, bearing defects, cavitation, and damage to electric motors. This paper briefly presents the time domain and frequency domain differences and two case studies that happened on PT. Freeport Indonesia. The first case is the investigation of bearing damage to the conveyor using vibration signals in the frequency domain, while the second case is the investigation of gear damage using the time domain that occurs in the crusher.*

**Keywords:** Maintenance Strategy, Frequency Domain, Identification of Vibration, Time Domain.

## 1. PENDAHULUAN

Proses pemeliharaan mesin adalah hal yang sangat penting dalam industri manufaktur, pertambangan atau industri lainnya. Selain dibutuhkan tenaga yang trampil juga perlu diterapkan strategi pemeliharaan. Strategi maintenance atau pemeliharaan dilakukan berdasarkan proses yang terjadi industri tersebut, pemeliharaan untuk industri yang bekerja 24 jam dibagi pada mesin utama atau mesin tambahan (*auxalary*), dan tentu saja pemeliharaan untuk mesin yang bekerja 24 jam dengan mesin yang bekerja jika diperlukan mempunyai strategi yang berbeda.

Secara umum filosofi untuk sistem pemeliharaan (*maintenance*) dibagi dalam empat kategori.

- **Breakdown maintenance**, proses pemeliharaan dilakukan hingga mesin mengalami kerusakan. Kerugian metode ini adalah kita tidak dapat mengantisipasi kapan kerusakan bisa terjadi, dan dapat menyebabkan kerusakan sekunder yang terjadi, umumnya kerusakan suatu komponen yang sudah parah akan mengakibatkan kerusakan komponen lainnya. Misalkan suatu susunan pompa dengan motor, dan jika pompa tersebut sudah rusak, dan dibiarkan sampai gagal maka terdapat kemungkinan motor yang menggerakkan pompa tersebut ikut rusak.
- **Preventive maintenance** atau pemeliharaan berdasarkan waktu, biasanya dilakukan jadwal perawatan dalam waktu tertentu, kerugian metode ini adalah sering ditemui bahwa terjadi kerusakan sebelum dilakukan perbaikan pada jadwal yang telah ditentukan, atau pada saat dilakukan pergantian komponen mesin ditemui bahwa kondisi komponen tersebut dalam keadaan baik.
- **Predictive maintenance** atau pemeliharaan berdasarkan kondisi (*condition-based maintenance*). Metode ini dilakukan dengan melakukan pemeriksaan berkala, sehingga dapat ditentukan pada jadwal perawatan

terdekat komponen komponen apa saja yang dilakukan, pemeriksaan yang dilakukan dapat berupa *oil analysis, vibration analysis, thermography*.

- **Proactive maintenance atau prevention maintenance.**

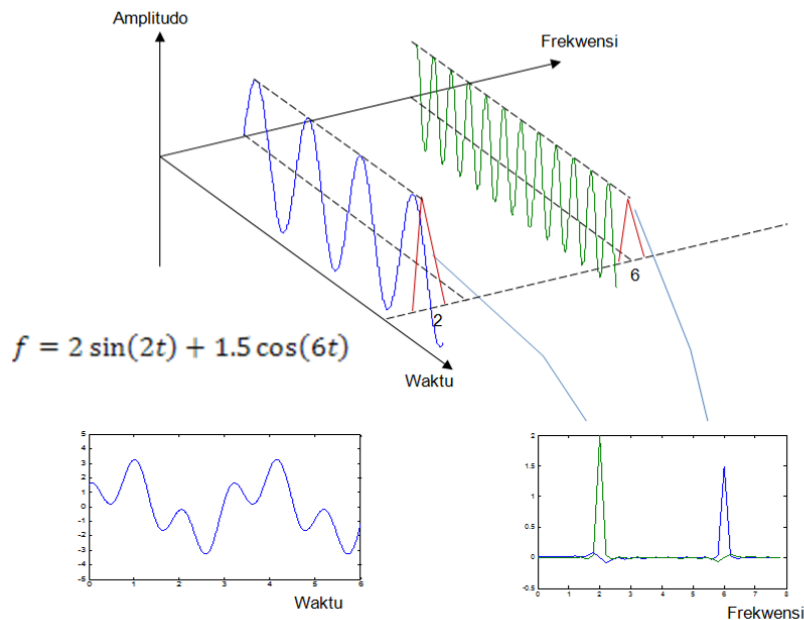
*Maintenance* tipe ini adalah dengan melakukan *continuous improvement*, dengan melakukan analisa penyebab kerusakan, dan kemudian melakukan perancangan untuk membuat agar komponen mesin mempunyai *life time* yang lebih lama.

Pada makalah ini ditunjukkan metode *Proactive maintenance*, yaitu dengan melakukan investigasi suatu kerusakan suatu mesin yang tidak terprediksi sebelumnya dan dilakukan analisa sinyal getaran, kemudian memberikan beberapa rekomendasi agar kejadian kerusakan yang sama tidak terulang lagi.

## 2. DASAR TEORI

### 2.1 Transformasi Fourier

Pada praktek di lapangan apakah itu di industri pertambangan minyak, pertambangan mineral ataupun alat berat, sinyal getaran yang terjadi pada peralatan bukan berupa sinyal harmonik sederhana, maka kita perlu melakukan identifikasi sinyal frekuensi berapa saja yang ada. Untuk melakukan investigasi kerusakan kita biasanya akan melihat bentuk sinyal dalam domain frekuensi, pada domain frekuensi kita dapat mengidentifikasi penyebab getaran mesin, apakah karena *misalignment, bearing defect, unbalance* dan lain lain. Sinyal dalam domain waktu kita transformasikan dengan menggunakan transformasi Fourier.



**Gambar 1:** Domain frekuensi dan domain waktu

Transformasi Fourier dapat berupa, CFT (*Continuous Fourier Transform*), DFT (*Discrete Fourier Transform*), FFT (*Fast Fourier Transform*). Pada makalah ini hanya ditunjukkan transformasi Fourier kontinu, seperti ditunjukkan oleh persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos n\omega t \, dt & n = 1, 2, \dots \\
 b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin n\omega t \, dt & n = 1, 2, \dots
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Keterangan :

$a_n$ = Koefisien cosinus

$b_n$ = Koefisien sinus

## 2.2 Identifikasi Kerusakan Mesin Berdasarkan Sinyal Getaran

Identifikasi kerusakan berdasarkan sinyal getaran secara umum terbagi dua, yang pertama adalah dengan mengidentifikasi berdasarkan frekuensi getaran, umumnya digunakan untuk melakukan identifikasi yang disebabkan oleh kasus unbalance, misalignment, kavitasi, turbulensi, kerusakan pada bantalan, motor listrik dan lain lain. Sedangkan identifikasi berdasarkan domain waktu atau waveform, umumnya digunakan untuk melihat kerusakan pada pasangan roda gigi.

### 2.2.1 Identifikasi Kerusakan Bantalan

Kegagalan *bearing* (Bantalan) disebabkan oleh beberapa penyebab dasar yaitu :

1. Kontaminasi, termasuk kelembaban
2. *Overstress* ( tegangan yang berlebih )
3. Cacat produk
4. *Life time*

Getaran pada bantalan terjadi pada beberapa frekuensi. Dengan mengetahui frekuensi getaran maka kita dapat melakukan diagnosa masalah. Bantalan *roller* mempunyai frekuensi dan *tones* yang spesifik. Bantalan *roller* mempunyai 4 jenis tones :

- *Fundamental train frequency* ( FTF )
- *Ball spin frequency*
- *Outer race* ( OR )
- *Inner race* ( IR )

Rumus rumus untuk menghitung frekuensi spesifik tersebut adalah :

$$FTF = \frac{rps}{2} \left[ 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right] \quad (2)$$

$$BS = \frac{Pd}{2Bd} (rps) \left[ 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2 \phi \right] \quad (3)$$

$$OR = N(FTF) \quad (4)$$

$$IR = N(rps - FTF) \quad (5)$$

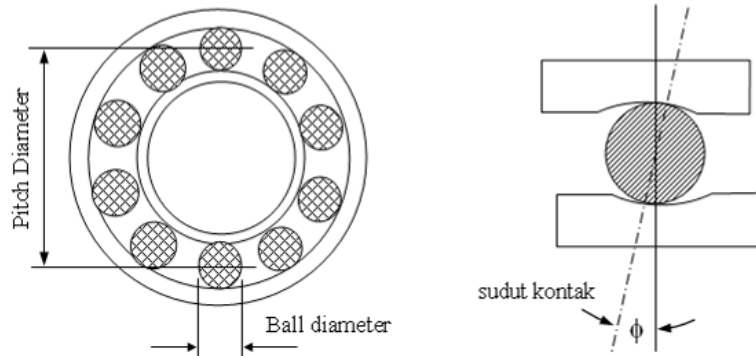
dimana

rps = putaran per detik (rpm)      Bd = diameter bola/roller (m)

Pd =Diameter *pitch* (m)      N = Jumlah bola/roller

$\phi$  = Sudut kontak (°)

Rumus-rumus tersebut adalah teoritis dan perbedaan antara perhitungan dan pengukuran dapat terjadi pada beberapa Hz. Beban awal dapat menyebabkan berubahnya sudut kontak, perubahan sudut kontak menyebabkan frekuensi *outer race* yang aktual lebih tinggi dari hasil perhitungan.



**Gambar 2:** Bantalan

Namun produsen bantalan telah mengeluarkan tabel tabulasi frekuensi bantalan (*bearing*) , seperti ditunjukkan pada tabel 1.

**Tabel 1:** Faktor Frekuensi Bantalan

Merk Bantalan	FTF	BS	OR	IR
FAG 6311	0.378	1.928	3.024	4.976
SKF 6311	0.382	2.003	3.057	4.943
NTN 6311	0.384	2.040	3.072	4.928

Namun jika tabel bantalan tidak tersedia, maka frekuensi bantalan dapat didekati dengan rumus sederhana sebagai berikut :

$$FTF = 0.4 \times rps \tag{6}$$

$$OR = 0.4 \times N \times rps \tag{7}$$

$$IR = 0.6 \times N \times rps \tag{8}$$

Keterangan :

rps = putaran per detik (rpm)

N = Jumlah bola/roller

### 2.2.2 Identifikasi Kerusakan Roda Gigi

Roda gigi mentransmisikan daya dari satu poros ke poros lainnya. Pemindahan daya tersebut dilakukan melalui kontak antar gigi (*teeth*). Gaya yang signifikan terjadi antara permukaan gigi yang berkontak tersebut. Gaya tersebut mengakibatkan defleksi pada gigi dan kemudian defleksi tersebut hilang setelah gaya tidak bekerja lagi. Tegangan lokal (*local stress*) yang tinggi akan menyebabkan *fatigue* (kelelahan) yang merupakan bentuk kerusakan roda gigi. Jika kondisi gigi sempurna tanpa cacat, maka saat beroperasi akan menghasilkan getaran yang kecil. Untuk melakukan identifikasi kerusakan pada pasangan roda gigi, kita menggunakan domain waktu, dimana secara umum kita memerlukan periode putaran masing masing roda gigi pada setiap pasangan roda gigi, jika satuan kecepatan putaran dalam satuan rpm, maka frekuensi putaran roda gigi dalam satuan Hz adalah :

$$f = \frac{rpm}{60} = Hz \tag{9}$$

sedangkan periode adalah :

$$T = \frac{1}{f} \quad (10)$$

dimana periode adalah waktu yang dibutuhkan untuk menyelesaikan satu putaran

### 3. STUDI KASUS

Berikut ini akan ditunjukkan dua buah studi kasus yang terjadi di PT.Freeport Indonesia dimana pada saat itu penulis bekerja sebagai Maintenance Superintendent di divisi Concentrating.

#### 3.1. Kegagalan Bantalan Pada Conveyor 62.

##### 3.1.1 Kronologi Dan Fakta Fakta

Pada tanggal 14 April 2012 jam 01.21 terjadi penghentian operasi conveyor 62, hal ini disebabkan terbakarnya bantalan sebelah kanan *head pulley*. Kemudian dilakukan investigasi dengan mengumpulkan bukti bukti fisik sebagai berikut.

1. Bantalan *head pulley* sebelah kanan mengalami kegagalan.
2. Berdasarkan bentuk kerusakan pada *roller*, terlihat bahwa telah terjadi gesekan antara *roller* dan *outer race*, seperti ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3: Bentuk kerusakan *roller* dan *outer race*

3. *Bearing cage* dan *outer race* telah mengalami patah.

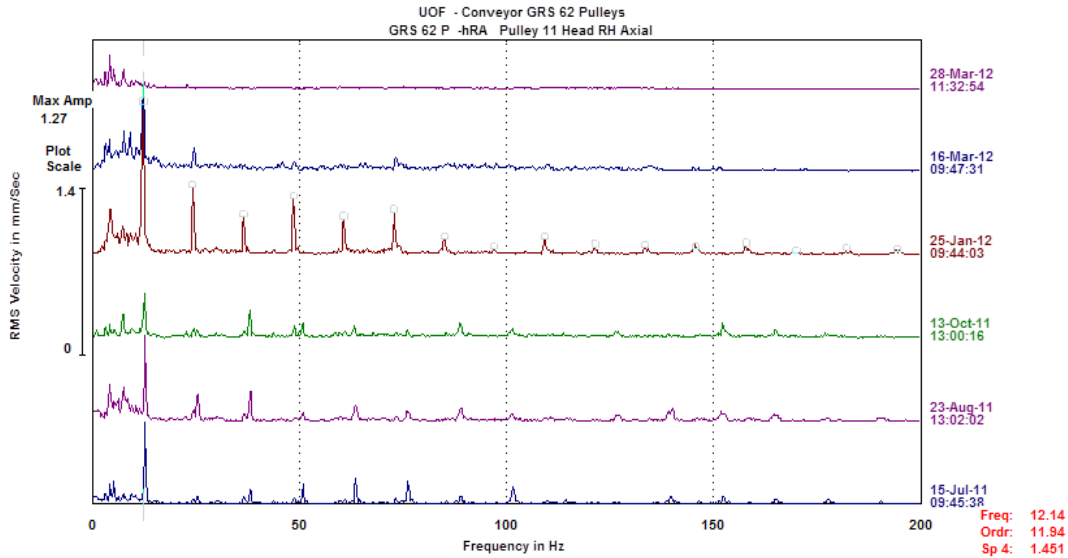


Gambar 4: Bentuk kerusakan *cage*.

4. Berdasarkan spektrum getaran terlihat bahwa terdapat derau putih (*white noise*) antara frekuensi 8 Hz hingga 15 Hz, dan terjadi getaran harmonik pada *outer race* dalam arah aksial pada tanggal 25 January 2012, dan kemudian getaran tersebut mengecil pada tanggal 16 Maret 2012 terutama pada frekuensi 12.32 Hz, seperti ditunjukkan pada Gambar 5. Dimana jumlah *roller* adalah 22, kecepatan putaran *pulley* adalah 84 rpm atau 1.4 Hz, maka kecepatan *outer race defect* dengan menggunakan persamaan (7) adalah

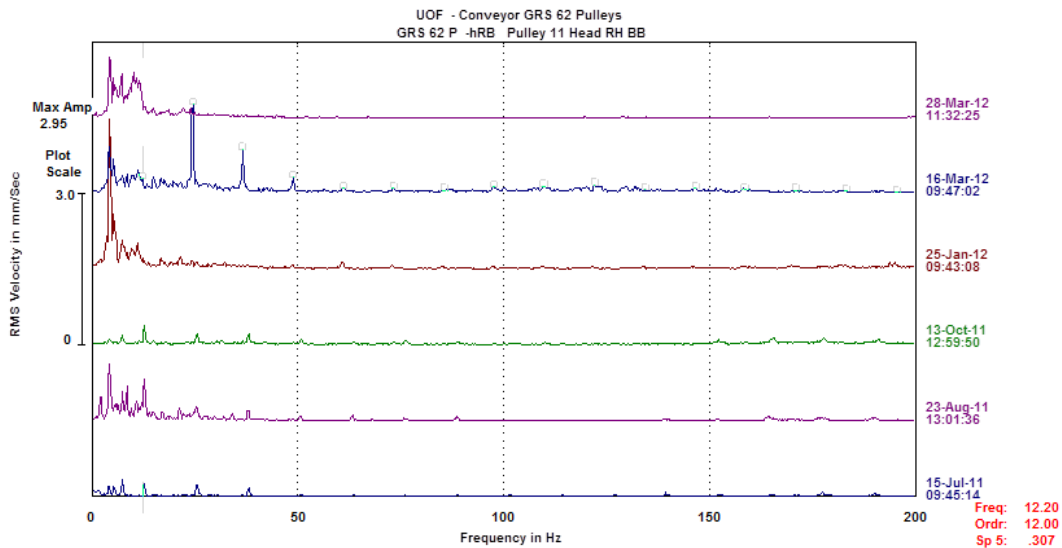
$$OR = 0.4 * 1.4 * 22 = 12.32 \text{ Hz}$$

Dimana persamaan (4) merupakan nilai pendekatan dan hasilnya tidak jauh dari nilai *outer race* yang aktual yaitu sebesar 12.14 Hz.



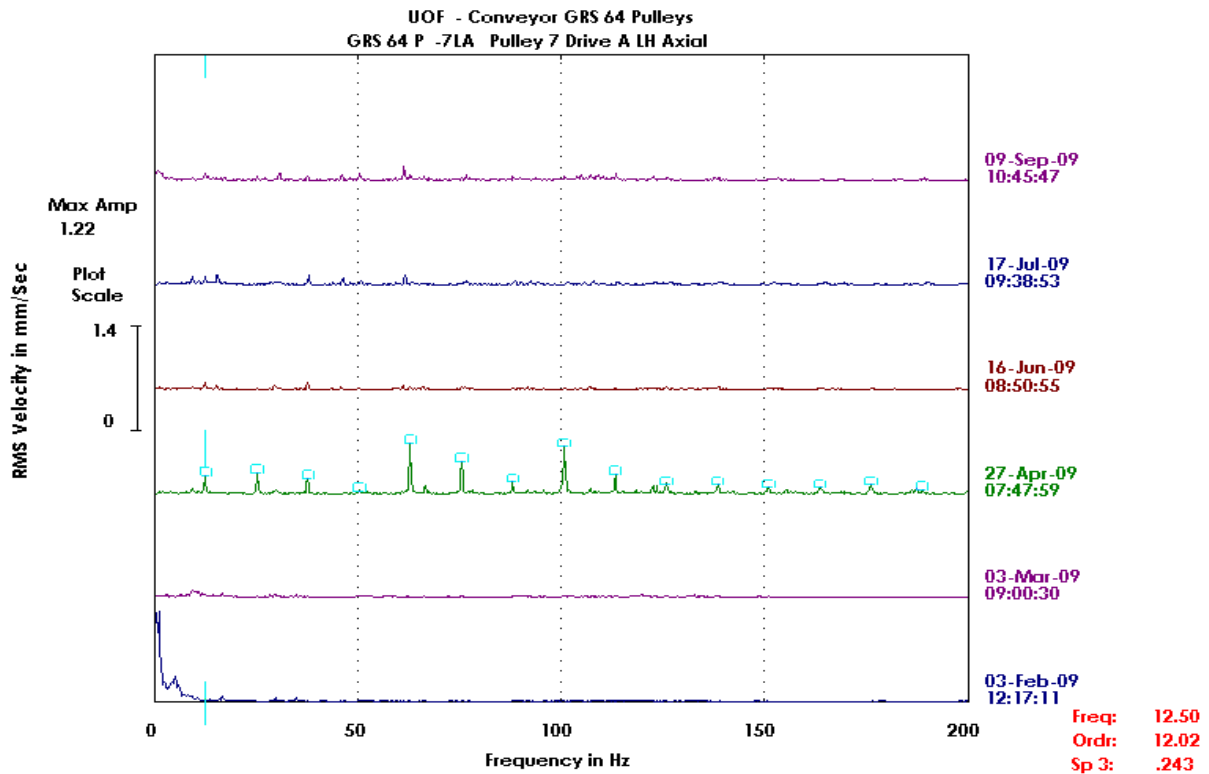
**Gambar 5:** Spektrum getaran arah radial

- Berdasarkan spektrum getaran dalam arah aksial terlihat bahwa terdapat derau putih (*white noise*) antara frekuensi 8 Hz hingga 15 Hz, dan namun tidak terjadi getaran harmonik yang signifikan seperti ditunjukkan pada Gambar 5.



**Gambar 6:** Spektrum getaran arah aksial

- Sympton serupa pernah terjadi pada *conveyor 64*, dimana ditemukan terjadi amplitudo harmonik 5 bulan sebelum terjadi kegagalan, kemudian amplitudo tersebut menghilang hingga pada tanggal 16 Juni 2009, dan kemudian terjadi kegagalan pada 12 September 2009. Seperti ditunjukkan pada Gambar 7.



**Gambar 7:** Spektrum getaran arah aksial pada *conveyor* 64.

### 3.1.2 Analisa Kegagalan Bantalan Pada *Conveyor* 62.

Berdasarkan dari fakta fakta gambar kerusakan dan spektrum yang ditunjukkan pada Gambar 5, dimana sejak tanggal 16 maret, getaran pada frekuensi 12.32 Hz menurun secara signifikan, dan berdasarkan logika, tidak mungkin bantalan dapat memperbaiki diri sendiri, dan dapat disimpulkan setelah terjadi kerusakan *outer race*, *ball bearing* kemudian tidak melakukan rolling sempurna, sehingga terjadi gesekan antara *ball bearing* dan *outer race*, hal ini diperkuat oleh fakta kerusakkan *ball bearing* seperti ditunjukkan pada Gambar 3. Sebagai efek sekunder setelah kerusakkan *outer race*, mengakibatkan kerusakkan pada *cage* bantalan seperti ditunjukkan pada Gambar 4.

### 3.1.3. Rekomendasi Untuk Bantalan Pada *Conveyor*

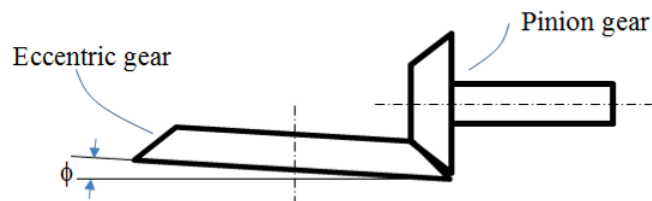
Berdasarkan hasil analisa, maka diberikan rekomendasi yang harus diterapkan pada seluruh bantalan pada *conveyor* sebagai berikut :

1. Terjadi gesekan akibat *roller* yang tidak berputar antara *roller bearing* dan *outer race* sehingga menyebabkan getaran tersebut teredam, dan terlihat pada spektrum yang ditunjukkan pada Gambar 4, dimana spektrum getaran harmonik menghilang atau berkurang pada tanggal 16 Maret 2012.
2. Patahan pada *outer race* dan bentuk *roller* yang terdeformasi adalah akibat dari efek sekunder.
3. Kasus kegagalan yang identik telah terjadi pada *conveyor* 64, sehingga jika ditemukan kasus serupa yaitu menurunnya amplitudo spektrum getaran secara signifikan, harus segera dilakukan penggantian bantalan pada overhaul terdekat.

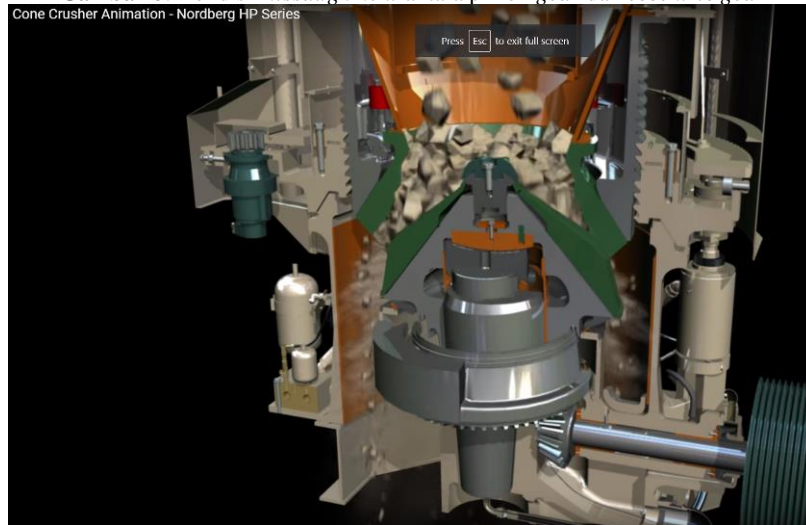
### 3.2 Kegagalan Roda Gigi Pada *Crusher* 13.

*Crusher* merupakan salah satu komponen yang penting pada *conveyor* di industri pertambangan, kegagalan operasi pada *crusher* akan menyebabkan berhentinya produksi minimal selama 36 jam, dengan demikian inspeksi yang dilakukan setiap 4 jam perlu dilakukan untuk mengantisipasi kegagalan tersebut, sedangkan inspeksi getaran dilakukan setiap bulan, dan pelumasan dilakukan secara otomatis. Komponen komponen yang akan direncanakan untuk di ganti pada setiap *overhaul* adalah pemeriksaan pelumas, dengan menggunakan metode *oil analysis*, dari *oil analysis* kita bisa mengetahui keausan yang terjadi pada komponen *crusher*, sedangkan pemeriksaan amplitudo getaran akan mengindikasikan kondisi roda gigi, *missalignment* pada motor penggerak, dan kondisi unbalance pada motor penggerak.

Pemeriksaan sinyal getaran yang dilakukan secara terjadwal akan memberikan informasi untuk penggantian pada saat *overhaul* (jadwal pemeliharaan berikut), jadwal *overhaul* untuk *crusher* umumnya dilakukan setiap dua tahun. Selain itu pemeriksaan sinyal getaran juga dapat digunakan untuk mencari penyebab kegagalan terjadi. Kondisi yang sangat vital adalah jika terjadi *missalignment* seperti ditunjukkan pada Gambar 1, dan pemeriksaan *missalignment* dilakukan dengan memeriksa kondisi "back lash" setiap 30 derajat.

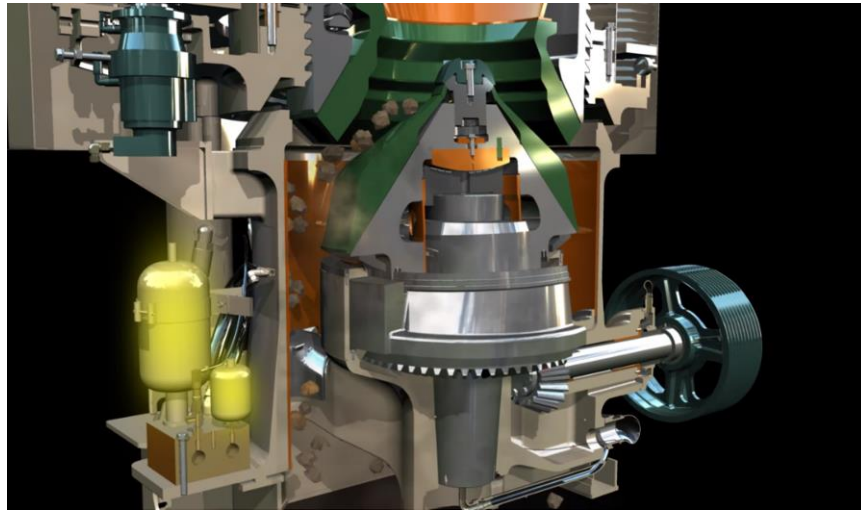


**Gambar 8:** Kondisi *missalignment* antara pinion gear dan eccentric gear



**Gambar 9:** Kondisi *Crusher* saat beroperasi





**Gambar 10:** Posisi *Eccentric gear*, *pinion gear* dan *mantle crusher*

### 3.2.1 Kronologi Dan Fakta Fakta

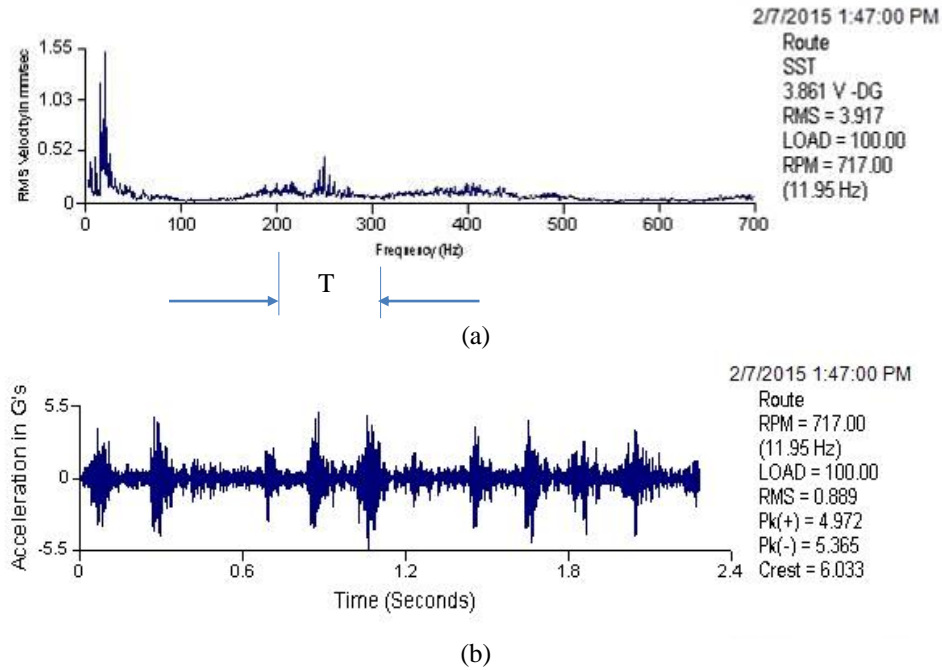
Pada tanggal 4 Februari 2015 jam 03.20 terjadi penghentian operasi *crusher* 13, hal ini disebabkan terjadinya suara yang keras dari arah *eccentric gear*, kemudian dilakukan penghentian operasi, dan pada pelumas yang diambil sebagai sampel, terdapat pecahan logam yang mengindikasikan kerusakan pada pasangan roda gigi antara pinion dan *eccentric*, setelah *crusher* tersebut dibongkar, ditemukan bahwa *eccentric gear* tersebut mengalami kerusakan seperti ditunjukkan pada Gambar 11.



**Gambar 11:** Kondisi *eccentric gear* yang mengalami kegagalan

### 3.2.2 Analisa Kegagalan Roda Gigi *Crusher* 13 Berikut Rekomendasi

Kemudian setelah diganti *crusher* beroperasi kembali, namun untuk menghindari kegagalan yang sama, kemudian diputuskan untuk menghentikan sementara, hingga dilakukan investigasi, kemudian dilakukan pengambilan data VA pada *crusher* 13 tersebut dan dari grafik wave form yang kemudian ditemukan kondisi *missalignment*, seperti ditunjukkan pada Gambar 12b dan juga dibandingkan dengan VA domain waktu pada *crusher* 14 yang ditunjukkan pada Gambar 13.



**Gambar 12:** VA dalam (a) domain frekuensi dan (b) domain waktu pada *Crusher 13*

Untuk menghitung periode waktu putaran *eccentric gear* adalah dengan menghitung periode putaran pinion terlebih dahulu, dimana frekuensi pinion adalah :

$$f_{pinion} = \frac{717}{60} = 11.95 Hz$$

Sedangkan periode putaran pinion adalah

$$T_{pinion} = \frac{1}{f_{pinion}} = 0.0837 \text{ detik}$$

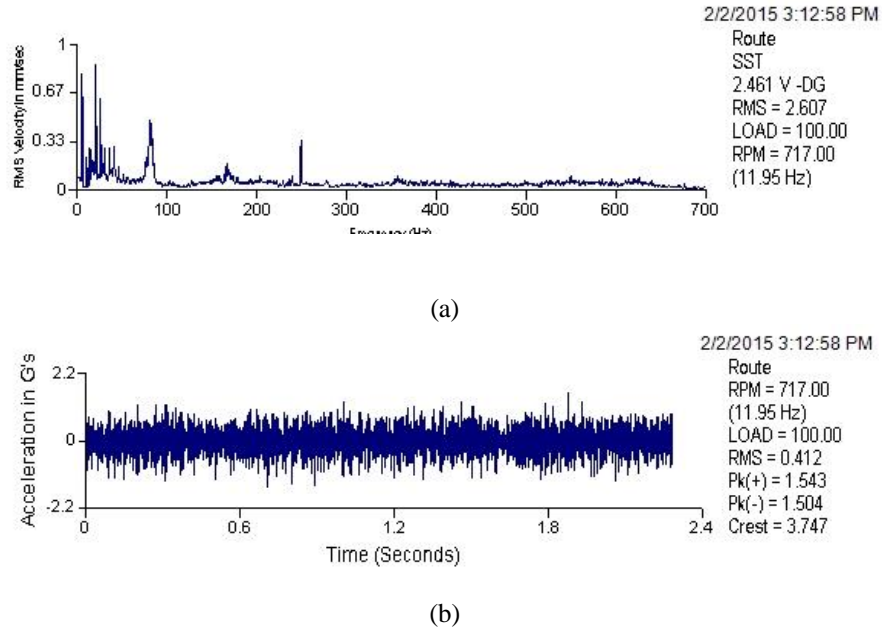
Dengan demikian periode putaran *eccentric gear* adalah :

$$T_{Eccentric} = i * T_{pinion}$$

Dimana  $i$  adalah rasio roda gigi, sehingga periode putaran *eccentric gear* adalah

$$T_{Eccentric} = 0.0837 * 4.24 = 0.3557 \text{ detik}$$

Kemudian setelah dibandingkan dengan VA domain waktu pada *crusher 14*, dimana pada *Crusher 14* tidak terlihat fluktuasi getaran yang signifikan seperti terjadi pada *crusher 13*.



**Gambar 13:** VA dalam (a) domain frekuensi dan (b) domain waktu pada *Crusher 14*

Kemudian tahap berikutnya dilakukan pemeriksaan backlash dengan memutar posisi *eccentric gear* setiap 45 derajat, seperti ditunjukkan pada tabel berikut

**Tabel 2:** Kondisi Backlash sebelum dilakukan realignment

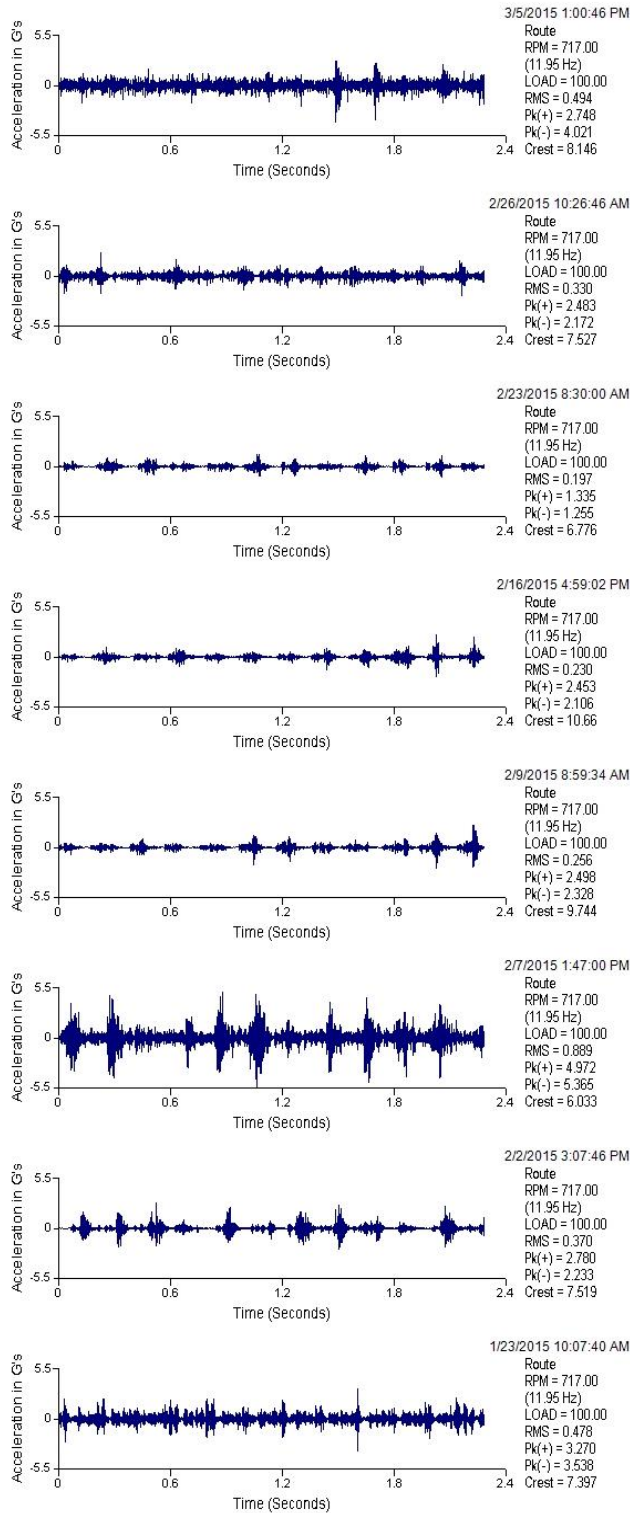
Posisi (derajat)	Backlash (mm)
0	1.9
45	2.1
90	3.5
135	5.1
180	5.01
225	3.4
270	2.1
315	1.8

Sedangkan rentang backlash yang di ijinan adalah antara 2.5 mm hingga 5 mm. Dengan demikian harus dilakukan realignment. Dan setelah dilakukan realignment kondidi backlash menjadi

**Tabel 3:** Kondisi Backlash setelah dilakukan realignment

Posisi (derajat)	Backlash (mm)
0	2.8
45	2.9
90	3.2
135	3.6
180	3.4
225	3.2
270	2.85
315	2.7

Kemudian dilakukan beberapa kali pengukuran VA, dan ditemukan bahwa setelah dilakukan *realignment* tidak terjadi kerusakan pada *eccentric gear* dan kondisi getaran yang terjadi seperti ditunjukkan pada Gambar 14.



**Gambar 14:** VA dalam domain frekuensi pada *Crusher 13*

## 4. KESIMPULAN

### 4.1 Kasus Bantalan

Berdasarkan hasil analisa, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Analisa getaran pada bantalan dilakukan dengan menggunakan domain frekuensi.
2. Pada kasus bantalan, jika terjadi penurunan amplitudo getaran secara signifikan pada *outer race*, maka telah terjadi gesekan antara *roller* dan *outer race* sehingga menyebabkan getaran tersebut teredam, dan terlihat pada spektrum yang ditunjukkan pada Gambar 5 dimana spektrum getaran harmonik menghilang atau berkurang pada tanggal 16 Maret 2012.
3. Patahan pada *outer race* dan bentuk *roller* yang terdeformasi adalah akibat dari efek sekunder.
4. Kasus kegagalan yang identik telah terjadi pada *conveyor 64*, sehingga jika ditemukan kasus serupa yaitu menurunnya amplitudo spektrum getaran secara signifikan, harus segera dilakukan penggantian bantalan pada overhaul terdekat.

### 4.2 Kasus Roda Gigi

1. Analisa getaran pada roda gigi dilakukan dengan menggunakan domain waktu.
2. Setiap penggantian *eccentric gear* harus disertai pemeriksaan backlash pada posisi setiap 30 derajat.
3. Pemeriksaan *oil analysis* perlu dilakukan setiap bulan untuk mengetahui tingkat keausan yang terjadi pada komponen *crusher*.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ABELE E., ALTINTAS Y. and BRECHER C. (2010), "*Machine Tool Spindle Units*," CIRP Annals-Manufacturing Technology, vol. 59, no. 2, pp. 781-802.
- [2] CUNHA, E. CAETANO, P. RIBEIRO, G. MÜLLER (eds.), Proceedings of the 9th International Conference on Structural Dynamics, EURO DYN 2014, Porto, Portugal, 30 June - 2 July 2014,
- [3] DIMARAGONAS. ANDREW D., SAM HADAD, "*Vibration for Engineers*" Prentice Hall, New York, 1992.
- [4] GIRDHARD. PARESH, SCHEFFER, C. "*Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive maintenance*". Elsevier 1998.
- [5] INMAN J. DANIEL." *Engineering Vibrations* ".Pearson Education International, 3<sup>rd</sup> edition, New Jersey 2008.
- [6] ISO 10816-1: Mechanical vibration—*Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts—Part 1: General guidelines*. ISO Switzerland, 1995.
- [7] ISO 10816-3: *Mechanical vibration—Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts—Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15,000 r/min when measured in situ*. ISO Switzerland, 2009.
- [8] ISO 7919-1: *Mechanical Vibration of non-reciprocating machines - Measurements on rotating shafts and evaluation criteria—Part 1: General guidelines*. ISO Switzerland, 1996.
- [9] ISO/TR 230-8:2009 (2009), "*Test code for machine tools -- Part 8: Vibrations*".
- [10] MARTIN K. F. (1994), "*A Review by Discussion of Condition Monitoring and Fault Diagnosis in Machine Tools*," International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 34, no. 4, pp. 527-551.
- [11] MOBIUS INSTITUTE (2016), "*Vibration Analysis Training Course Book*".
- [12] MOBIUS INSTITUTE (2017), "*Vibration Analysis Definitions*", Available at: <http://mobiusinstitute.com/>.
- [13] MORANDO, L. (1996), "*Technology overview: Shock Pulse Method*," Proceedings of a Joint Conference, Mobile, Alabama.
- [14] RANDALL, R. B. (2011), "*Vibration-based condition monitoring: industrial, aero-space and automotive applications*", John Wiley & Sons.
- [15] RASTEGARI A. and BENGTTSSON M. (2014), "*Implementation of Condition Based Maintenance in Manufacturing Industry*", IEEE International Conference on Prognostics and Health Management, Washington, USA.
- [16] RASTEGARI, A., and BENGTTSSON, M. (2015), "*Cost Effectiveness of Condition Based Maintenance in Manufacturing Industry*", IEEE 61st Annual Reliability and Maintainability Symposium, Florida, USA.
- [17] RASTEGARI, A., ARCHENTI, A., and MOBIN, M. (2017), "*Condition Based Maintenance of Machine Tools: Vibration Monitoring of Spindle Units*", IEEE 63rd Annual Reliability and Maintainability Symposium, Florida, USA.

- [18] SINGIRESU RAO.S.” *Mechanical Vibrations*”. 5<sup>th</sup> Edition, Prentice Hall, 2011.
- [19] SUNDSTRÖM, T. (2013), "*The Shock Pulse Method and the Four Failure Stages of Rolling Element Bearings*", Technical report, SPM Instrument AB.
- [20] WOWK, VICTOR.” *Machinery Vibration, Measurement and Analysis* “McGraw-Hill 1991.