

# Analisis dan Penanganan Kerusakan Bantalan Gelinding pada Transmisi *Cycloidal Disc* Mesin *Co-Extruder*

Entus Abi Darda<sup>1</sup>, Indra Tedjakumala<sup>2, a</sup>

<sup>1,2</sup>Jurusan Teknik Mesin, Universitas Trisakti, Jakarta, Indonesia

<sup>a</sup>elprima@cbn.net

**Abstract.** This research is describe about the analysis and damage handling of rolling bearings in the *Cycloidal Disc* transmission of *Co-Extruder* machine. Analysis of damage process is include all factors that cause damage to the bearings and identified by using a causal diagram. The identification results showed that the most dominant factor for damage to the bearings and eccentric bearings supporting the transmission of *Cycloidal Disc* of *Co-Extruder* machine is the lifespan of the bearings that are short. In the calculation of dynamic loading, the bearing support has a weight 21312.5 N and eccentric bearings have a load of 42.625 N with the age of 4.9 months and 15.9 months. Therefore, the investigation was done by load calculation that was to replace the pads with age calculation 20.000 work hours. From the calculation results obtained the supporting bearings and eccentric loading has age of 31.9 months and 62.4 months.

**Keywords.** Analysis, Damage, Rolling bearing, *Cycloidal Disc*, *Co-Extruder*.

**Abstrak.** Penelitian ini membahas analisis dan penanganan kerusakan bantalan gelinding pada transmisi *Cycloidal Disc* mesin *Co-Extruder*. Proses analisis kerusakan meliputi faktor-faktor yang menyebabkan kerusakan pada bantalan dan diidentifikasi dengan menggunakan diagram sebab akibat. Hasil identifikasi menunjukkan bahwa faktor yang paling dominan untuk kerusakan pada bantalan pendukung dan bantalan eksentrik transmisi *Cycloidal Disc* mesin *Co-Extruder* adalah umur dari bantalan yang sangat singkat. Pada perhitungan pembebanan dinamis, bantalan pendukung mempunyai beban sebesar 21312,5 N dan bantalan eksentrik mempunyai beban sebesar 42.625 N dengan umur 4,9 bulan dan 15,9 bulan. Oleh karena itu dilakukan penanganan dengan melakukan perhitungan beban yang ada untuk mengganti bantalan dengan perhitungan umur 20.000 jam kerja. Dari hasil perhitungan yang didapatkan untuk pembebanan bantalan pendukung dan eksentrik mempunyai umur 31,9 bulan dan 62,4 bulan.

**Kata kunci.** Analisis, Kerusakan, Bantalan Gelinding, *Cycloidal Disc*, *Co-Extruder*.

## Latar Belakang

Pada proses pembuatan pipa-pipa HDPE menggunakan mesin *Extruder*, berawal dari bahan baku yang berbentuk *pellet* dimasukan kedalam *Hopper*. Didalam *Hopper* bahan tersebut dipanaskan pada temperatur 60°C sebagai pemanasan awal. Setelah proses pemanasan awal, bahan tersebut dimasukan kedalam *screw* yang terdapat didalam *barrel* untuk dipanaskan lebih lanjut mencapai suhu dengan temperatur  $\pm 200^\circ\text{C}$ . Selama proses pemanasan lanjut, bahan perlahan-lahan dipadatkan dan keluar melalui lubang pada *braker plate* yang berada di ujung *barrel* menuju cetakan (*die*). Didalam cetakan terdapat dua lubang alur yang berbeda, yaitu alur *Extruder* dan alur *Co-Extruder*.

Alur *Extruder* adalah tempat keluarnya bahan yang di dorong oleh *screw* ke cetakan sehingga menjadi pipa, sedangkan alur dari *Co-Extruder* adalah tempat keluarnya bahan yang didorong oleh *screw* ke cetakan untuk membuat garis pada pipa. Pada proses kerjanya, *Co-Extruder* sama dengan *Extruder*. Proses ini dilakukan secara bersamaan hingga menjadi satu di dalam cetakan.

Setelah melewati cetakan keluarlah pipa yang bergaris, kemudian diteruskan melalui proses pendinginan dengan *Chilled Water*. Selanjutnya setelah melalui proses pendinginan, pipa diberi label informasi ukuran dan perusahaan. Pada tahap akhir dilakukan proses pemotongan.

Beberapa bulan ini mesin *Co-Extruder* dengan menggunakan transmisi *Cycloidal Disc* sering mengalami kerusakan. Kerusakan yang terjadi pada tipe bantalan gelinding yaitu bantalan eksentrik dan bantalan pendukung dikedua ujung poros. Akibat dari kerusakan tersebut proses produksi menjadi terhambat. Maka tujuan dari penelitian ini adalah melakukan analisis penanganan pada kerusakan yang terjadi pada bantalan gelinding transmisi *Cycloidal Disc* mesin *Co-Extruder* serta dilakukan penanganannya.

### Metode Penelitian

Kendala yang terjadi pada kasus ini adalah Bantalan Gelinding yang terdapat pada transmisi *Cycloidal Disc* seringkali mengalami kerusakan. Berikut Tabel 1 riwayat kerusakan mesin yang terjadi dilapangan.

Tabel 1. Riwayat Kerusakan Mesin (Sumber : Laporan *Maintenance* PT. Pralon)

Tanggal	Kendala	Penanganan	Jam Perbaikan
23 April 2013	<i>Co. Extruder</i> tiba-tiba mati	Mengganti Bantalan dan <i>Grease</i>	-
02 Mei 2013	<i>Co. Extruder Overload</i>	Perbaikan <i>Gear box</i> diluar	08.00
19 Juni 2013	<i>Co. Extruder Overtemp</i>	Mengganti Bantalan dan <i>Grease</i>	07.00
04 Juli 2013	<i>Co. Extruder Overload</i>	Mengganti Bantalan dan <i>Grease</i>	-

\*Data maintenance terhitung hingga awal september

Berikut adalah kondisi kerusakan yang terjadi pada bantalan, kerusakan tersebut terletak pada bagian *roller* dari bantalan yang ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Kerusakan *Roller* pada Bantalan Gelinding

Penanganan kendala, bahwa faktor yang dominan untuk bantalan gelinding transmisi rusak adalah

- Temperatur tinggi.
- Umur dari bantalan tersebut sangat singkat (pendek).

Penanganan yang paling tepat untuk masalah kerusakan bantalan gelinding tersebut mengacu pada penanganan kendala yaitu :

- Pelumasan ditingkatkan sesuai rekomendasi.
- Penggantian bantalan yang sesuai dengan menentukan umur bantalan yang tepat dan efisien sesuai kondisi, perhitungan dan data.

Adapun penggantian bantalan dan pelumasan mengacu pada parameter penggantian bantalan yang terdapat pada Tabel 2 dengan kondisi data yang didapat sebagai berikut :

Tabel 2. Parameter Penggantian bantalan sesuai kondisi dan data

No.	Parameter	Keterangan
1.	Beban bantalan	Perhitungan beban yang mampu diterima bantalan untuk spesifikasi yang diinginkan.
2.	Putaran Mesin	Sesuai dengan spesifikasi Mesin
3.	Tipe Bantalan	Pemilihan tipe bantalan sesuai kondisi dan perhitungan
4.	Jenis Pelumasan	Pelumasan pada transmisi <i>Cycloidal Disc</i> sesuai rekomendasi yaitu <i>Grease NLGI #2</i>
5.	Dimensi	Dimensi bantalan sesuai dengan bantalan terdahulu
6.	Jenis Aplikasi	Aplikasi bantalan diperuntukan mesin produksi dengan waktu kerja 24 jam

## Hasil dan Diskusi

### Perhitungan Bantalan pendukung

Diketahui dari data spesifikasi mesin :

Torsi : 7 Nm : 700 Ncm : 7000 Nmm

Daya : 1,1 kW

Menghitung putaran mesin untuk menentukan faktor putaran dengan menggunakan rumus momen puntir, yaitu :

$$M_p = 955500 \cdot \frac{N}{n}$$

$$700 \text{ Ncm} = 955500 \cdot \frac{1,1}{n}$$

$$n = \frac{955500 \cdot 1,1}{700} = 1500 \text{ rpm}$$

Dimana :

$M_p$  : Moment Puntir (Torsi) (N cm).

$N$  : Daya (kW).

$n$  : Putaran Mesin (rpm).

Menghitung reaksi pembebanan bantalan pada transmisi *Cycloidal Disc* dengan menggunakan rumus reaksi pembebanan bantalan.

Diketahui data dari perhitungan, gambar [Lampiran V] dan jurnal acuan :

Momen Puntir/Torsi ( $T_1$ ) : 700 Ncm : 7000 Nmm

Eksentrisitas ( $e$ ) : 4 mm

Posisi sudut output roller ( $\beta$ ) : 120°

Sudut gaya  $F_e$  arah eksentrisitas ( $\epsilon$ ) : 0° – 30°

$$T_1 = F_e \cdot e \cdot \cos(\beta + \epsilon)$$

$$F_e = \frac{T_1}{e \cdot \cos(\beta + \epsilon)}$$

$$F_e = \frac{7000 \text{ Nmm}}{4 \text{ mm} \cdot \cos(120+0)} = 3500 \text{ N}$$

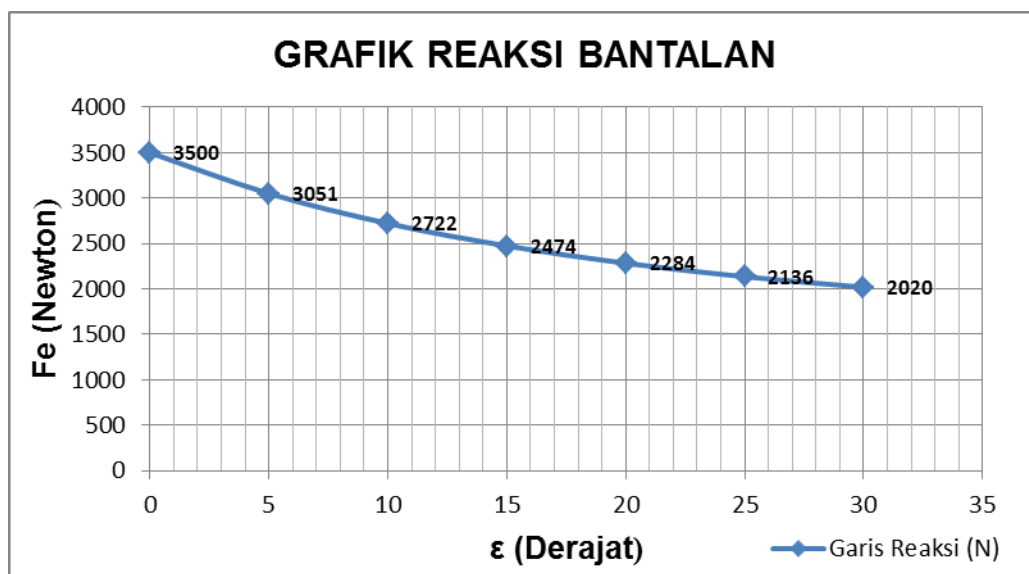
Dari hasil perhitungan reaksi pembebanan bantalan pada transmisi *Cycloidal Disc*, didapat hasil pada Tabel 3 dengan jarak sudut  $\epsilon : 0^{\circ}$ - $30^{\circ}$  dan dinyatakan dalam grafik yang terdapat pada Gambar 2.

Tabel 3. Hasil Reaksi Pembebanan Bantalan Transmisi *Cycloidal Disc*

$\epsilon$ (Derajat)	$F_e$ (N)	$\epsilon$ (Derajat)	$F_e$ (N)
0	3500	20	2284
5	3051	25	2136
10	2722	30	2020
15	2474		

Catatan :

- $T_1 : M_p$  (Torsi).
- Pembebanan yang paling tertinggi terjadi pada sudut  $\epsilon : 0^{\circ}$ .



Gambar 2. Grafik Reaksi Bantalan

### Menghitung persamaan reaksi bantalan terhadap poros

Diketahui data dari perhitungan reaksi pembebanan bantalan dan pengukuran poros mesin seperti pada sketsa Gambar 3 yaitu :

$$L_{\text{poros}} : 40 \text{ mm}$$

$$F_e : 3500 \text{ N}$$

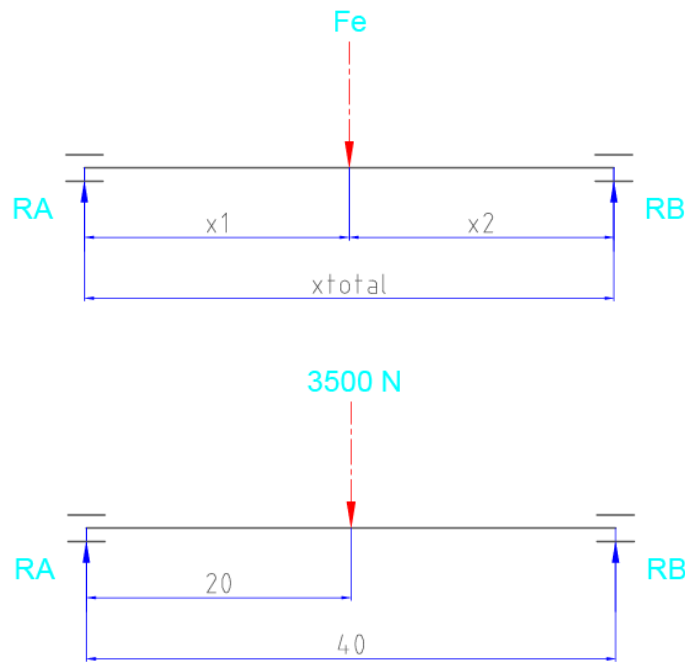
Dari data yang diperoleh, kita dapat menghitung persamaan reaksi bantalan terhadap poros dengan rumus persamaan reaksi bantalan terhadap poros, yaitu :

$$R = \frac{x_1}{x_1 + x_2} \cdot F_e$$

$$R = \frac{20}{40} \cdot 3500 \text{ N}$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot 3500 \text{ N}$$

$$R = 1750 \text{ N}$$



Gambar 3. Sketsa reaksi bantalan terhadap poros

### Menghitung Beban Equivalen

Diketahui data untuk bantalan pendukung yang digunakan pada transmisi *Cycloidal Disc* yaitu :

- Tipe FAG 6302-2RSR-C3 *Deep groove ball bearing* [Lampiran VI] dengan perbandingan gaya aksial dan radial untuk bantalan *Deep groove ball bearing* ,  $\frac{A}{r} \leq e$ .
- Diketahui nilai Faktor X dan Y dari diktat Indratedja (2008), Dasar Perancangan Elemen Mesin, yaitu : Faktor X : 1, Faktor Y : 0 dengan Nilai R : 1750 N.
- Pada transmisi *Cycloidal Disc*, hanya terdapat gaya radial untuk bantalan pendukung dan eksentrik. Sedangkan gaya aksial sudah diredam oleh bantalan aksial (*thrust bearing*).

Maka, kita dapat menghitung beban equivalen dengan rumus beban equivalen, sebagai berikut :

$$P = X.V.R + Y.A$$

$$P = 1.1.1750 \text{ N} + 0.A = 1750 \text{ N}$$

### Menghitung beban dinamis

Diketahui data dari perhitungan putaran mesin dan beban equivalen yaitu :

P : 1750 N

$n$  : 1500 rpm

$L_h$  : 20.000 jam (ditentukan)

Dengan menggunakan rumus beban dinamis, kita dapat menghitung beban dinamis dari data yang sudah didapat, sebagai berikut :

$$C = P \cdot \frac{f_l}{f_n}$$

$$C = P \cdot \frac{\sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}}{\sqrt[3]{\frac{33,3}{n}}}$$

$$C = 1750 \text{ N} \cdot \frac{\sqrt[3]{\frac{20000}{500}}}{\sqrt[3]{\frac{33,3}{1500}}}$$

$$C = 1750 \text{ N} \cdot \frac{3,41}{0,28} = 21312,5 \text{ N}$$

Dari perhitungan beban dinamis, maka didapatkan nilai pada Tabel 4 Faktor Umur dari Umur Bantalan dan Tabel 5 Beban Dinamis dari Umur Bantalan, yaitu :

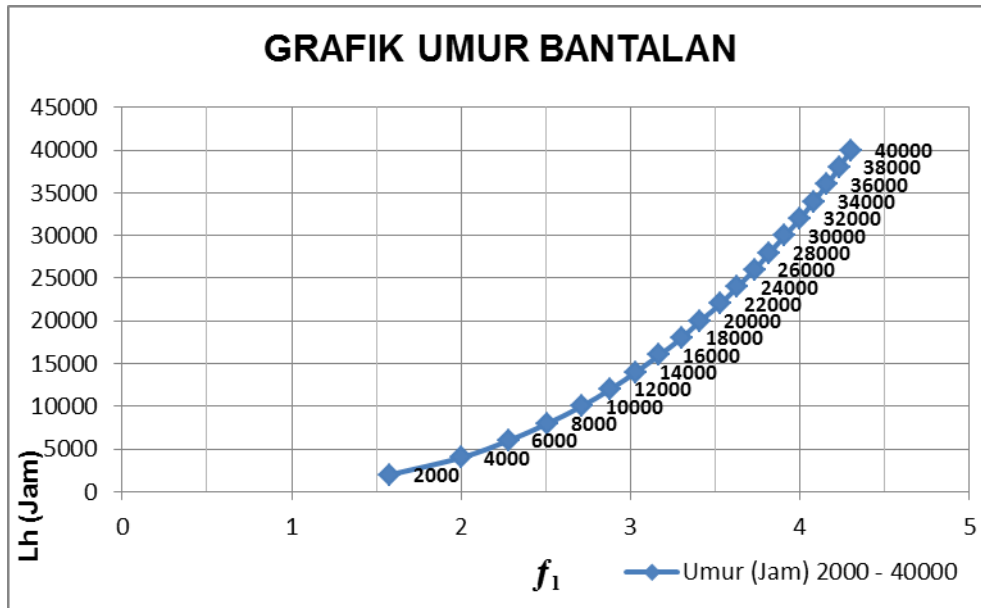
Tabel 4. Faktor umur dari umur bantalan

Lh	f <sub>1</sub>	Lh	f <sub>1</sub>	Lh	f <sub>1</sub>	Lh	f <sub>1</sub>
2000	1,58	12000	2,88	22000	3,53	32000	4
4000	2	14000	3,03	24000	3,63	34000	4,08
6000	2,28	16000	3,17	26000	3,73	36000	4,16
8000	2,51	18000	3,3	28000	3,82	38000	4,23
10000	2,71	20000	3,41	30000	3,91	40000	4,3

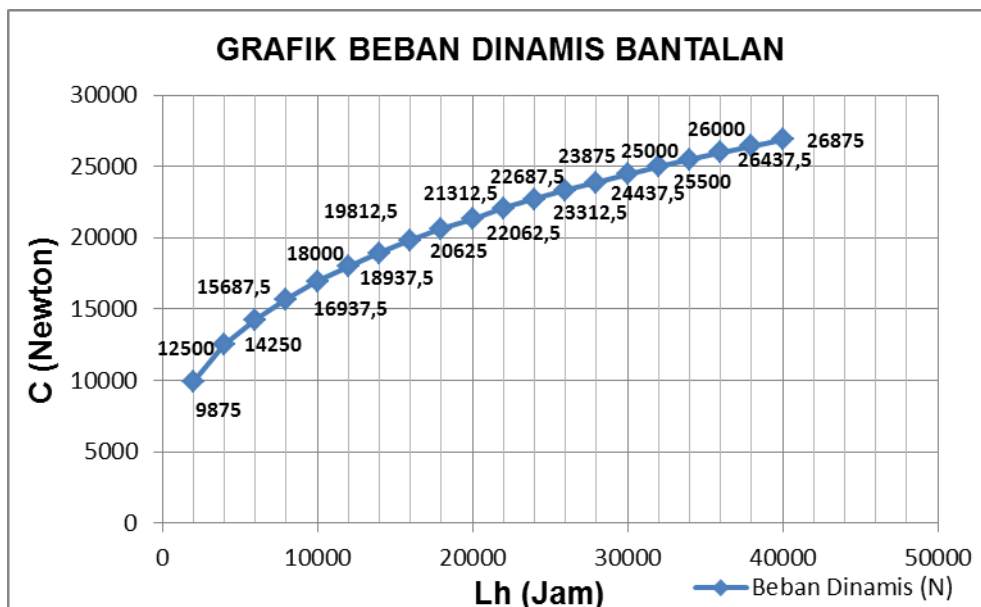
Tabel 5. Beban Dinamis dari Umur Bantalan

Lh	C	Lh	C	Lh	C	Lh	C
2000	9875	12000	18000	22000	22062,5	32000	25000
4000	12500	14000	18937,5	24000	22687,5	34000	25500
6000	14250	16000	19812,5	26000	23312,5	36000	26000
8000	15687,5	18000	20625	28000	23875	38000	26437,5
10000	16937,5	20000	21312,5	30000	24437,5	40000	26875

Nilai dari Tabel 4 Faktor Umur dari Umur Bantalan dan Tabel 5 Beban Dinamis dari Umur Bantalan dinyatakan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 4 Grafik Umur Bantalan dan Gambar 5 Grafik Beban Dinamis Bantalan, sebagai berikut :



Gambar 4. Grafik Umur Bantalan



Gambar 5. Grafik Beban Dinamis Bantalan

Catatan :

- Bantalan pendukung terdahulu adalah tipe bantalan FAG 6302-2RSR-C3 *Deep groove ball bearing* mempunyai nilai beban dinamis bantalan (C) : 12.000.
- Faktor putaran ( $f_n$ ) : 0.28 (konstan).

Dari hasil perhitungan diketahui, nilai C bantalan (12000 N) < nilai C perhitungan (21312 N), Maka bantalan tidak memenuhi persyaratan untuk  $L_h$  : 20000 jam. Didapatkan dari katalog bantalan SKF 30302 J2 *Tapered roller bearing* [Lampiran VII] dengan Nilai C : 22400 N. Berikut Gambar 6 adalah tampilan sebelum dan sesudah perubahan.



**Sebelum**



**Sesudah**

Gambar 6. Sebelum dan Sesudah perubahan

### Perhitungan Bantalan Eksentrik

Pada perhitungan bantalan eksentrik ini tidak ada persamaan reaksi bantalan terhadap poros, karena beban pada bantalan eksentrik terpusat ditengah.

Diketahui dari data yang sudah diperhitungkan pada perhitungan sebelumnya, yaitu :

- Reaksi pembebanan bantalan *Cycloidal Disc* ( $F_e$ ) : 3500 N
- Faktor umur untuk 20000 jam ( $f_l$ ) : 3,41
- Faktor Putaran untuk 1500 rpm ( $f_n$ ) : 0,28
- Pada transmisi *Cycloidal Disc*, hanya terdapat gaya radial untuk bantalan pendukung dan eksentrik. Sedangkan gaya aksial sudah diredam oleh bantalan aksial (*thrust bearing*)

Maka, kita dapat mengetahui nilai beban dinamis pada bantalan eksentrik, dengan memasukan data kedalam rumus beban dinamis bantalan sebagai berikut :

$$C = P \cdot \frac{f_l}{f_n}$$

$$C = 3500 \text{ N} \cdot \frac{\sqrt[3]{\frac{20000}{500}}}{\sqrt[3]{\frac{33,3}{1500}}}$$

$$C = 3500 \text{ N} \cdot \frac{3,41}{0,28} = 42625 \text{ N}$$

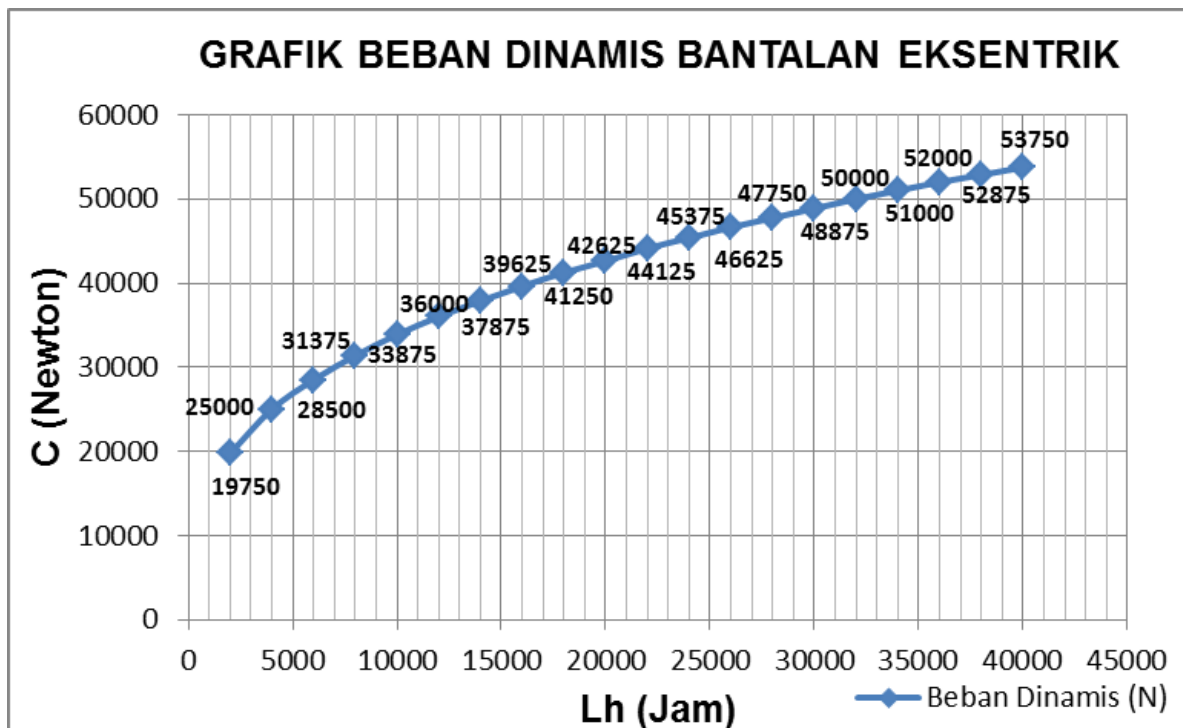


Dari perhitungan nilai beban dinamis bantalan eksentrik, maka didapatkan nilai pada Tabel 6. Beban Dinamis Bantalan Eksentrik dari Umur Bantalan, yaitu :

Tabel 6. Beban Dinamis Bantalan Eksentrik dari Umur Bantalan

Lh	C	Lh	C	Lh	C	Lh	C
2000	19750	12000	36000	22000	44125	32000	50000
4000	25000	14000	37875	24000	45375	34000	51000
6000	28500	16000	39625	26000	46625	36000	52000
8000	31375	18000	41250	28000	47750	38000	52875
10000	33875	20000	42625	30000	48875	40000	53750

Nilai dari Tabel 6 Beban Dinamis Bantalan Eksentrik dari Umur Bantalan, dinyatakan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 7 Grafik Beban Dinamis Bantalan Eksentrik, yaitu :



Gambar 7. Grafik Beban Dinamis Bantalan Eksentrik

Catatan :

- Bantalan Eksentrik terdahulu adalah tipe bantalan NSK N 207 *Cylindrical roller bearing* [Lampiran VIII] mempunyai nilai beban dinamis bantalan (C) : 35500 N.
- Faktor putaran ( $f_n$ ) : 0.28 (konstan).

Hasil perhitungan diketahui, nilai C bantalan (35500 N) < nilai C perhitungan (42625 N). Maka bantalan tidak memenuhi persyaratan untuk  $L_h$  : 20000 jam. Didapatkan dari katalog bantalan SKF N 207 ECP *Cylindrical roller bearing* [Lampiran VII] dengan nilai C : 56000 N.

Bedasarkan hasil perhitungan analisis keseluruhan didapat data sebagai berikut :

Tabel 7. Hasil Analisis data perhitungan

DATA BANTALAN						
No	Spesifikasi		Nama Bantalan			
			FAG 6302-2RSR-C3 <i>Deep Groove ball bearing</i>	SKF 30302 J2 <i>Tapered roller bearing</i>	NSK N 207 <i>Cylindrical roller bearing</i>	SKF N 207 ECP <i>Cylindrical roller bearing</i>
1.	Dimensi Bantalan (mm)	Ø d	15	15	35	35
		Ø D	42	42	72	72
		B	13	13	17	17
		C	-	-	-	-
		T	-	14,25	-	-
		Beban Dinamis (N)	12000	22400	35500	56000
2.	Beban Dinamis (N) Perhitungan		21312,5	21312,5	42625	42625
3.	Pembebanan Bantalan (N)		1750	1750	3500	3500
4.	Putaran Mesin (rpm)		1500	1500	1500	1500
5.	Umur Bantalan (bulan) 1 Hari = 24 jam 1 Bulan = 30 Hari 20.000 Jam = 27,7 Bulan		4,9	31,9	15,9	62,4
6.	Keterangan		Sangat singkat	Baik	Sangat singkat	Baik

### Kesimpulan

1. Kerusakan yang terjadi telah diklasifikasikan dan dianalisa melalui Diagram sebab akibat (*Cause and Effect Diagram*).
2. Kerusakan yang terjadi disebabkan karena temperatur tinggi dan umur bantalan yang pendek (tidak sesuai).
3. Untuk penanganan kerusakan pada bantalan gelinding yaitu: pelumasan ditingkatkan dan mengganti bantalan yang sesuai dengan perhitungan pembebanan bantalan, untuk bantalan pendukung mempunyai pembebanan dinamis bantalan sebesar 21312,5 N dan bantalan eksentrik sebesar 42625 N.
4. Penggantian bantalan ditentukan untuk umur 20.000 jam kerja.
5. Berdasarkan hasil analisa dan perhitungan, didapat penggunaan bantalan sebagai berikut: bantalan yang digunakan untuk bantalan pendukung adalah SKF 30302 J2 *Tapered roller bearing*, bantalan yang digunakan untuk bantalan eksentrik adalah SKF N 207 ECP *Cylindrical roller bearing*.

## Daftar Pustaka

- [1] Blagojević, Mirko et al. 2011. “Stress and State of Single Stage Cycloidal Speed Reducer”. dalam Jurnal: The 7th International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems. Serbia.
- [2] Darali. 2012. “What a Cycloidal Speed Reducer?”. dalam Darali Drives ISO 9002. Taiwan: Darali Group.
- [3] FAG. 2014. “Online Catalogue”. Germany: Schaeffler.
- [4] Ferdinand. 2008. “Perancangan Transmisi Cycloidal Disc dengan VDI 2221”. dalam Skripsi. Januari. Jakarta.
- [5] Kabra Extrusiontechnik Ltd. 2012. Pipe Extrusion Lines. India.
- [6] Kumala, Indratedja. 2008. Dasar Perencanaan Elemen Mesin. Jakarta: Universitas Trisakti.
- [7] NSK. 2013. Rolling Bearings Catalogue. Japan: NSK Ltd.
- [8] PT. Pralon. 2013. “Laporan Maintenance”. Karawang.
- [9] SKF. 2013. Rolling Bearings Catalogue. Sweden: SKF Group.
- [10] Sumitomo Drive Technologies. SM-CYCLO Gearmotors 4000 Series Technical Information. USA.