



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISA KEGAGALAN *RIDING GEAR* PADA
ROTARY DRYER DENGAN VARIASI POSISI
PEMBEBANAN
(Studi Kasus: Pabrik II PT. Petrokimia Gresik)**

Raditya Ashwidin Nuur
NRP. 2112100016

Dosen Pembimbing:
Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.
Ari Kurniawan, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016



FINAL PROJECT - TM 141585

**FAILURE ANALYSIS OF ROTARY DRYER'S
RIDING GEAR WITH VARIATION OF LOADING
POSITION
(Case Study: Plant II PT. Petrokimia Gresik)**

Raditya Ashwidin Nuur
NRP. 2112100016

Student Advisor:
Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.
Ari Kurniawan, ST., MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016

**ANALISA KEGAGALAN *RIDING GEAR* PADA
ROTARY DRYER DENGAN VARIASI POSISI
PEMBEBANAN (STUDI KASUS: PABRIK II PT
PETROKIMIA GRESIK)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Manufaktur
Program Studi S – 1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RADITYA ASHWIDIN NUUR

Nrp. 2112 100 016

Disetujui Oleh Pembimbing dan Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc. (Pembimbing I)
(NIP: 196303141988031002)
2. Ari Kurniawan S., ST., MT. (Pembimbing II)
(NIP: 198604012015041001)
3. Dr.Eng. Sutikno, ST., MT. (Penguji I)
(NIP: 197407032000031001)
4. Indra Sidharta, ST., MSe. (Penguji II)
(NIP: 198006192006041004)

SURABAYA

Juli, 2016

ANALISA KEGAGALAN *RIDING GEAR* PADA *ROTARY DRYER* DENGAN VARIASI POSISI PEMBEBANAN (STUDI KASUS: PABRIK II PT PETROKIMIA GRESIK)

Nama Mahasiswa : Raditya Ashwidin Nuur
NRP : 2112100016
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.
Ari Kurniawan, ST., MT.

Abstrak

Pabrik II (Pabrik pupuk Fosfat) PT. Petrokimia Gresik menghasilkan pupuk SP-36.1, SP-36.2 dan Phonska. Rotary Dryer adalah mesin yang memiliki peranan penting dalam alur proses produksi pupuk Phonska. Mesin ini berfungsi untuk mengurangi kandungan air dalam produk dan membentuk produk menjadi butiran sempurna. Kerusakan Rotary Dryer sering kali terjadi pada roda gigi penggeraknya (Riding Gear) yaitu terjadinya crack pada rim riding gear. Berdasarkan sejarah kerusakan yang terjadi selama ini, peningkatan beban produksi diduga memiliki pengaruh pada laju kegagalan komponen itu sendiri.

Tugas akhir ini dimaksudkan untuk menganalisa penyebab kerusakan pada rim riding gear. Penelitian didahului dengan studi lapangan untuk identifikasi masalah dan pengumpulan data. Studi literatur kemudian dilakukan untuk mendapatkan referensi yang sesuai untuk mendukung analisa permasalahan dan investigasi kerusakan yang ada. Tahap berikutnya adalah melakukan pemodelan dengan menggunakan software FEA untuk mensimulasikan stress yang terjadi akibat pengaruh pembebanan rotary dryer terhadap laju deformasi riding gear.

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, kerusakan yang terjadi pada rim riding gear diakibatkan oleh adanya konsentrasi tegangan yang tinggi pada punggung rim riding gear

dengan tegangan maksimum yang diperoleh sebesar 40,718 Mpa. Modifikasi dilakukan berupa desain ulang pada bagian body, rib, dan punggung rim riding gear untuk mengurangi konsentrasi tegangan yang diterima riding gear rotary dryer. Tegangan maksimum yang diterima oleh riding gear hasil modifikasi adalah sebesar 15,668 Mpa.

Kata kunci : Rotary Dryer, Rim Riding Gear, Crack, Pemodelan.

FAILURE ANALYSIS OF ROTARY DRYER'S RIDING GEAR WITH VARIATION OF LOADING POSITION (CASE STUDY: PLANT II PT PETROKIMIA GRESIK)

Student Name : Raditya Ashwidin Nuur
NRP : 2112100016
Deaprtment : Teknik Mesin FTI-ITS
Student Advisor : Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.
Ari Kurniawan, ST., MT.

Abstract

Factory II (Phosphate Fertilizer Factory) PT. Petrokimia Gresik produce fertilizer SP-36.1, 36.2 and SP-Phonska. Rotary Dryer is a machine that has an important role in the flow of Phonska fertilizer production process. This machine is used to reduce the moisture content of the product and shaping the product into perfect granules. Rotary Dryer Damage often occurs in the driving gear (Riding Gear) wherein there is a crack on the riding gear's rim. Based on the historical damage that occurs in the past, the increase in production costs alleged to have influence on the failure rate of the component itself.

The final project is intended to analyze the causes of damage to the riding gear's rim. The study was preceded by a field study for problem identification and data collection. The study of literature is then performed to obtain appropriate references to support problem analysis and investigation of the damage. The next stage is modeling using FEA software to simulate the stress caused by the loading effect on the rate of deformation of rotary dryer riding gear.

Based on the analysis that has been done, the damage that occurs on riding gear's rim due to the presence of high stress concentration at the back of riding gear's rim with a maximum stress obtained at 40,718 Mpa. Modifications made in the form of

re-design of the body, rib, and back of riding gear's rim to reduce stress concentrations on riding gear of rotary dryer. The maximum stress received by the modified riding gear amounted to 15,668 Mpa.

Keywords: Rotary Dryer, Riding Gear's Rim, Crack, Modelling.

KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah kita panjatkan atas kehadiran Allah SWT, karena dengan karunia-Nya penulisan Tugas Akhir yang berjudul **“ANALISA KEGAGALAN RIDING GEAR PADA ROTARY DRYER DENGAN VARIASI POSISI PEMBEBANAN (STUDI KASUS: PABRIK II PT PETROKIMIA GRESIK)”** dapat diselesaikan dengan baik. Sholawat serta salam senantiasa kita panjatkan kepada Nabi besar Muhammad SAW. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, banyak pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuannya sehingga dapat terselesaikan sesuai dengan waktu yang diharapkan. Oleh karena itu, izinkan penulis untuk mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak tersebut antara lain:

1. Ayahanda serta ibunda tercinta, Bapak Suharto dan Ibu Sri Hartatik yang selalu memberikan dukungan dan juga doanya agar penulis dimudahkan oleh Allah SWT dalam segala urusan. Terimakasih atas segala kepercayaan yang telah diberikan kepada penulis hingga penulis bisa mendapatkan begitu banyak pelajaran hidup selama ini.
2. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc. dan Ari Kurniawan S., ST., MT. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis, terima kasih atas segala bimbingan, ilmu, serta masukan yang telah bapak berikan.
3. Dr. Eng. Sutikno, ST., MT. Dan Indra Sidharta, ST., MSc. selaku dosen penguji dalam Sidang Tugas akhir penulis, terima kasih atas saran dan masukan yang telah bapak berikan.
4. Prof.Dr.Ir.Abdullah Shahab, MSc. selaku dosen wali yang telah memberikan bimbingan selama penulis menempuh studi di jenjang perkuliahan.

5. Seluruh pihak PT Petrokimia Gresik, Pak Rijal, Pak Dimas, dan Pak Asfar, terimakasih atas saran, masukan, dan bantuan selama pengambilan data.
6. Teman seperjuangan selama mengerjakan Tugas Akhir bersama Miladia Malinda, Vristanto Bimo Kusumo, Fajar Sri Lestari P., Clarissa Suroso, Nico Yudha Wardana, Mas Eka, Mas Chalid, Mbak Indah, Mbak Zieda, terimakasih karena selalu bersama dan saling membantu dengan penuh kasih sayang.
7. Seluruh keluarga besar Industrial System Engineering Laboratory Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, terima kasih atas bantuan yang telah diberikan serta terimakasih telah menjadi rumah dan keluarga saya selama berjuang hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
8. Keluarga besar M55, terima kasih karena telah menjadi rumah yang paling nyaman, dan menyenangkan selama berada di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS ini.
9. Keluarga besar *Mechanical City* 2015, khususnya Bella, Tasa, Rian, Bagus, Radit, Ilham, Arfi, Ihsan, Romario, Yunnida, Ides, Havi, Tari, dan Dewi terimakasih atas kesempatan yang telah diberikan sehingga penulis bisa merasakan perjuangan, kekeluargaan, dan pengorbanan yang telah dilakukan bersama.
10. Sarekat Merah Rakyat Mesin (SMRM), dosen serta tenaga pendidik di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, dan seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu, terima kasih telah memberikan bantuan dan doa selama berada di kampus perjuangan ini.

Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Mohon kritik dan saran dari pembaca yang dapat menyempurnakan penyusunan Tugas Akhir ini. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua.

Surabaya, 30 Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I. PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	9
1.3. Batasan Masalah.....	9
1.4. Tujuan Penelitian.....	10
1.5. Manfaat Penelitian.....	10
1.6. Sistematika Penulisan.....	10
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Tinjauan Pustaka.....	13
2.2. Dasar Teori.....	19
2.2.1. <i>Rotary Dryer</i>	19
2.2.1.1. Prinsip Kerja <i>Rotary Dryer</i>	20
2.2.1.2. Konstruksi <i>Rotary Dryer</i>	21
2.2.2. Roda Gigi Penggerak.....	24
2.2.2.1. Klasifikasi Roda Gigi.....	25
2.2.2.2. Bagian-bagian Roda Gigi.....	26
2.2.2.3. Roda Gigi Lurus.....	27
2.2.2.4. Cacat Pada Roda Gigi.....	30
2.2.3. Kegagalan Pada Komponen.....	30
2.2.3.1. Keausan.....	30

2.2.3.2. <i>Fatigue</i>	32
2.2.4. Investigasi Kerusakan (<i>Failure Investigation</i>)....	34
BAB III. METODOLOGI PENELITIAN	
3.1. Diagram Alir Penelitian.....	37
3.2. Langkah-langkah Penelitian.....	39
3.2.1. Studi Lapangan dan Identifikasi Masalah.....	39
3.2.2. Pengumpulan Data.....	39
3.2.3. Studi Literatur.....	39
3.2.4. Investigasi Kerusakan.....	39
3.2.5. Analisa Data dan Pembahasan.....	40
3.2.6. Kesimpulan dan Saran.....	40
BAB IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1. Riwayat dan Data Kerusakan <i>Rotary Dryer</i>	41
4.1.1. Riwayat Kerusakan <i>Rotary Dryer</i>	41
4.1.2. Foto Kerusakan <i>Riding Gear</i>	42
4.2. Perhitungan Gaya pada <i>Riding Gear</i>	45
4.3. Probabilitas Penyebab Kegagalan <i>Riding Gear</i> pada <i>Rotary Dryer</i>	48
4.3.1. Konsentrasi Tegangan.....	49
4.3.1.1. Proses Pencarian Tegangan Maksimal dengan Simulai.....	51
4.3.1.2. Kondisi Batas.....	51
4.3.1.3. <i>Meshing</i>	52
4.3.1.4. Hasil Simulasi.....	53
4.3.2. <i>Fatigue</i>	57
4.3.2.1. Umur Tegangan Lelah.....	57
4.3.2.2. Angka Keamanan.....	57
4.4. Analisa Hasil.....	58
4.5. Modifikasi <i>Riding Gear</i>	68
4.5.1. Modifikasi 1.....	68

4.5.1.1. Simulasi <i>Riding Gear</i> Modifikasi 1.....	70
4.5.2. Modifikasi 2.....	75
4.5.2.1. Simulasi <i>Riding Gear</i> Modifikasi 2.....	77
4.5.3. Analisa Hasil Modifikasi.....	81
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1. Kesimpulan.....	91
5.2. Saran.....	93
DAFTAR PUSTAKA.....	95
LAMPIRAN.....	97
BIODATA PENULIS.....	xvii

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Produksi Pabrik II PT Petrokimia Gresik....	3
Gambar 1.2	Diagram Alur Produksi Phonska Pabrik II PT Petrokimia Gresik.....	5
Gambar 1.3	Rotary Dryer di Pabrik II PT Petrokimia Gresik.....	7
Gambar 1. 4	Gambar Teknik Rotary Dryer.....	7
Gambar 1.5	Crack yang terjadi pada riding gear rotary dryer.....	8
Gambar 1.6	Proses Repair pada Riding Gear Rotary Dryer Phonska 4 22M362.....	9
Gambar 2.1	Tegangan Geser pada Poros Input.....	14
Gambar 2.2	Tegangan Geser pada Poros Input.....	14
Gambar 2.3	Kerusakan pada <i>Strip</i> dan Simulasi Model..	15
Gambar 2.4	Grafik Hasil Pengujian <i>Strip</i>	16
Gambar 2.5	Pengujian dengan <i>Software</i> FEA	17
Gambar 2.6	Hasil Pengujian SEM.....	18
Gambar 2.7	Pemodelan Rantai dengan <i>Software</i> FEA....	19
Gambar 2.8	<i>Rotary Dryer</i>	20
Gambar 2.9	<i>Counter Current Rotary Dryer</i>	20
Gambar 2.10	<i>Co-Current Rotary Dryer</i>	21
Gambar 2.11	Konstruksi Dasar Rotary Dryer.....	21
Gambar 2.12	Bagian Bagian Utama Roda Gigi.....	27
Gambar 2.13	Roda Gigi Lurus.....	28
Gambar 2.14	Roda Gigi Lurus Luar.....	29
Gambar 2.15	Roda Gigi Rack dan Pinion.....	29

Gambar 2.16 Roda Gigi Permukaan.....	29
Gambar 2.17 Kurva Keausan.....	31
Gambar 2.18 Model Pengintian Retak oleh Wood.....	32
Gambar 2.19 Mekanisme Perambatan retak.....	33
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	38
Gambar 4.1 Retakan yang Terjadi pada <i>Rim Riding Gear</i>	43
Gambar 4.2 Stop Hole pada Retakan <i>Rim Riding Gear</i> ..	43
Gambar 4.3 Pemasangan Plat pada <i>Rim Riding Gear</i>	44
Gambar 4.4 Proses Pengelasan PWHT pada <i>Rim Riding Gear</i>	45
Gambar 4.5 Gaya yang Bekerja pada <i>Riding Gear</i>	46
Gambar 4.6 Model Geometri <i>Riding Gear</i>	50
Gambar 4.7 Pembebanan dan Kondisi Batas pada Simulasi.....	51
Gambar 4.8 <i>Meshing Riding Gear</i> pada <i>Software FEA</i> ..	52
Gambar 4.9 <i>Face Meshing Riding Gear</i> pada <i>Software FEA</i>	53
Gambar 4.10 <i>Equivalent Stress</i>	54
Gambar 4.11 <i>Equivalent Stress Detail</i> pada Bagian yang Mengalami Kerusakan.....	55
Gambar 4.12 <i>Equivalent Elastic Strain</i>	56
Gambar 4.13 <i>Total Deformation</i>	56
Gambar 4.14 Fatigue Life.....	57
Gambar 4.15 Angka Keamanan pada <i>Fatigue Tool</i>	58
Gambar 4.16 Variasi Peletakan Pembebanan.....	58
Gambar 4.17 Hasil Analisa Tegangan Variasi Gigi 1.....	59
Gambar 4.18 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Pertama	60

Gambar 4.19 Hasil Analisa Tegangan Variasi Gigi 2.....	60
Gambar 4.20 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Kedua.....	61
Gambar 4.21 Hasil Analisa Tegangan Variasi Gigi 3.....	61
Gambar 4.22 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Ketiga.....	62
Gambar 4.23 Hasil Analisa Tegangan Variasi Gigi 4.....	62
Gambar 4.24 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Keempat.....	63
Gambar 4.25 Posisi Kerusakan <i>Riding Gear</i>	67
Gambar 4.26 (a) Desain <i>Riding Gear</i> Lama; (b) Modifikasi 1 pada <i>Rim Riding Gear</i>	68
Gambar 4.27 (a) Dimensi <i>Riding Gear</i> Lama; (b) Dimensi <i>Riding Gear</i> Modifikasi 1.....	69
Gambar 4.28 (a) Dimensi <i>Spring Board</i> Lama; (b) Dimensi <i>Spring Board</i> Modifikasi.....	70
Gambar 4.29 <i>Equivalent Stress Gear</i> Modifikasi 1.....	71
Gambar 4.30 <i>Equivalent Stress Detail Gear</i> Modifikasi pada Bagian yang Rusak.....	72
Gambar 4.31 (a) <i>Equivalent Elastic Strain Gear</i> Lama; (b) <i>Equivalent Elastic Strain Gear</i> Modifikasi 1.....	72
Gambar 4.32 <i>Total Deformation Gear</i> Modifikasi 1.....	73
Gambar 4.33 <i>Fatigue Life Gear</i> Modifikasi 1.....	73
Gambar 4.34 Angka Keamanan pada <i>Fatigue Tool</i> <i>Gear</i> Modifikasi 1.....	74
Gambar 4.35 (a) Desain <i>Riding Gear</i> Lama; (b) Modifikasi 2 pada <i>Rim Riding Gear</i>	75
Gambar 4.36 (a) Dimensi <i>Riding Gear</i> Lama; (b) Dimensi <i>Riding Gear</i> Modifikasi 2.....	76
Gambar 4.37 Modifikasi <i>Spring Board</i>	77
Gambar 4.38 <i>Equivalent Stress Gear</i> Modifikasi 2.....	78

Gambar 4.39	<i>Equivalent Stress Detail Gear Modifikasi 2 pada Bagian yang Rusak</i>	78
Gambar 4.40	<i>Equivalent Elastic Strain Gear Modifikasi 2</i>	79
Gambar 4.41	<i>Total Deformation pada Gear Modifikasi 2</i>	80
Gambar 4.42	<i>Fatigue Life gear Modifikasi 2</i>	80
Gambar 4.43	Angka Keamanan pada <i>Fatigue Tool Gear Modifikasi 2</i>	81
Gambar 4.44	Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 1.....	82
Gambar 4.45	Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 2.....	83
Gambar 4.46	Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 3.....	85
Gambar 4.47	Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 4.....	86

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Kapasitas Produk Utama di PT. Petrokimia Gresik.....	1
Tabel 2.1 Klasifikasi Roda Gigi.....	25
Tabel 4.1 Perhitungan gaya yang bekerja pada <i>riding</i> <i>gear</i>	48
Tabel 4.2 Tabel umur siklus tegangan.....	51
Tabel 4.3 Hasil Analisa menggunakan <i>software FEA</i>	65

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Petrokimia Gresik (PG) merupakan industri pupuk terlengkap dan terbesar di Indonesia. Menempati area seluas lebih dari 450 hektar, PG mengelola kawasan industry secara terpadu, serta menghasilkan produk pupuk dan non pupuk yang berdaya saing tinggi. PG mengoperasikan kuantum produksi diatas 6 juta ton/tahun. Jenis pupuk yang diproduksi oleh PG antara lain: Zswavelzuur Ammonium (ZA I, ZA II, ZA III), Super Phospat (SP-36 I/TSP 1, SP-36 II/TSP2), NPK/Phonska dan Urea.

Tabel 1.1 Kapasitas Produk Utama di PT. Petrokimia Gresik

Pabri k	Produk utama	Produksi Komersial	Kapasitas	Bahan Baku
UNIT I	Pupuk ZA I	7 Mei 1972	200.000 ton/tahun	Ammonia (NH ₃) dan Asam Sulfat (H ₂ SO ₄)
	Pupuk ZA III	1 Oktober 1986	200.000 ton/tahun	Ammonia (NH ₃) dan Asam Sulfat (H ₂ SO ₄)
	Pupuk Urea	1 Desember 1994	460.000 ton/tahun	Ammonia (NH ₃) dan Karbondioksida (CO ₂)
	Amoniak	1 Desember 1994	445.000 ton/tahun	LSFO (Low Sulfur Fuel Oil) dan Udara (N ₂)
UNIT II	Pupuk TSP I/SP-36 I	1 Januari 1980	500.000 ton/tahun	Batuan Fosfat, Asam Sulfat & Asam Fosfat

	Pupuk TSP II/SP-36 II	1 Agustus 1983	500.000 ton/tahun	Batuan Fosfat, Asam Sulfat & Asam
	Pupuk Phonska	1 Nopember 2000	450.000 ton/tahun	H ₃ PO ₄ , NH ₃ , H ₂ SO ₄ , Ammonium Sulfat dan Kalium Klorida
UNIT III	Asam Fosfat	1 Januari 1985	200.000 ton/tahun	Batuan Fosfat, Asam Sulfat
	Asam Sulfat	1 Januari 1985	570.000 ton/tahun	Belerang dan Udara
	Pupuk ZA II	1 Januari 1985	250.000 ton/tahun	CO ₂ , NH ₃ , H ₂ SO ₄ & Fosfo Gypsum
	Cement Retarder	1 Januari 1985	550.000 ton/tahun	Fosfo Gypsum
	Aluminium Flourida	1 Januari 1985	12.600 ton/tahun	Asam Fluosilikat (H ₂ SiF ₆) & Aluminium, Hidroksida(Al(OH) ₃)

PT Petrokimia Gresik (PG) mempunyai tiga lokasi pabrik, yaitu Pabrik I, Pabrik II, dan Pabrik III. Pabrik-pabrik tersebut memiliki proses produksi dan menghasilkan bahan yang berbeda-beda. Pabrik I (pabrik pupuk nitrogen) menghasilkan Amoniak, ZA I dan III, Urea, CO₂ dan Dry Ice, dan Utility. Pabrik II (Pabrik pupuk Fosfat) menghasilkan SP-36 1&2, Phonska, Tank yard amoniak dan fospat. Pabrik III (Pabrik Asam Fosfat) menghasilkan Asam Sulfat, Asam Phospat (H₃PO₄), Aluminium Flouride (AlF₃), dan Cement Retarder, ZA II. Tabel 1.1 menunjukkan kapasitas ketiga unit pabrik Petrokimia beserta produk-produk yang dihasilkan oleh masing-masing unit.

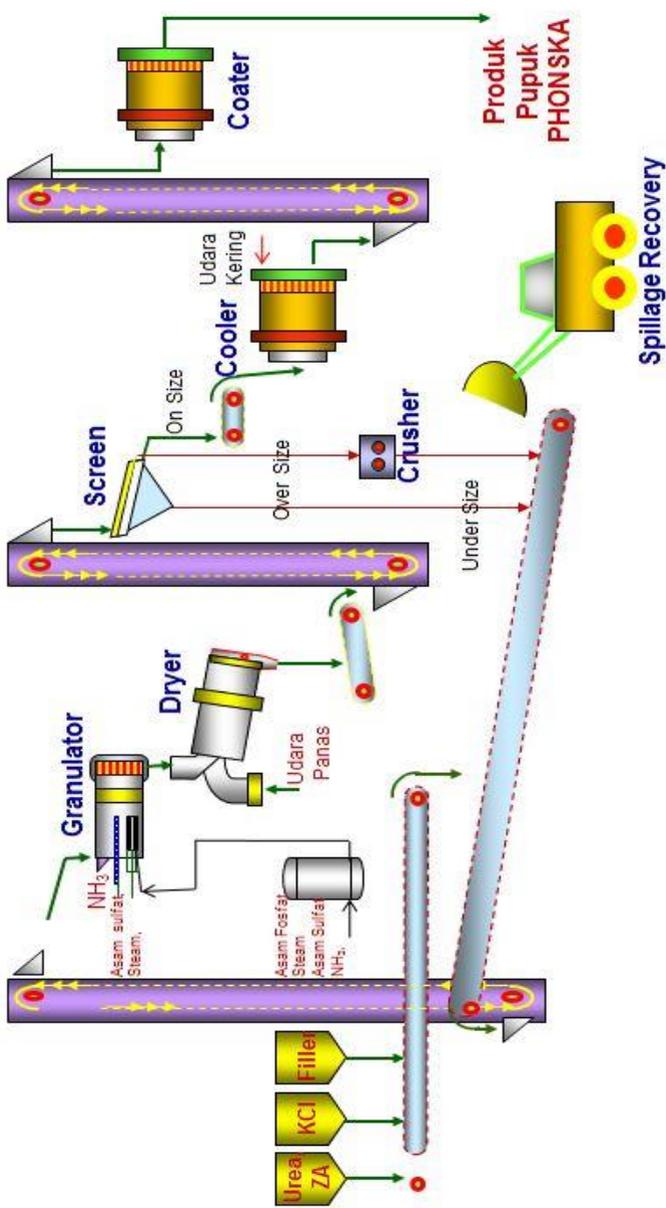
Phonska merupakan salah satu hasil produksi di Pabrik II PT Petrokimia Gresik (PG). Gambar 1.1 menunjukkan komposisi pupuk yang diproduksi PG pada Pabrik II. Pupuk NPK Phonska memiliki komposisi 15% Nitrogen, 15% Fosfat, 15%, 15% Kalium, dan 10% Sulfur. Pupuk SP-36 memiliki komposisi 36% P_2O_5 , 34% P_2O_5 , dan kandungan P_2O_5 larut dalam 30% air. Kadar air yang terkandung pada NPK Phonska maksimal sebesar 2% dan 5% pada SP-36.

	<p style="text-align: center;"><u>NPK PHONSKA</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Nitrogen (N) : 15% - Fosfat (P_2O_5) : 15% - Kalium (K_2O) : 15% - Sulfur (S) : 10% - Kadar air maksimal 2% - Bentuk butiran, Warna merah muda, kemasan netto 50 dan 20 kg
	<p style="text-align: center;"><u>SP-36</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Kadar P_2O_5 total minimal 36% - Kadar P_2O_5 larut Asam Sitrat minimal 34% - Kadar P_2O_5 larut dalam air minimal 30% - Kadar air maksimal 5% - Kadar Asam Bebas sebagai H_3PO_4 maksimal 6% - Bentuk butiran, Warna abu-abu, kemasan netto 50 kg
<p style="text-align: center;"><u>PRODUKLAIN (berdasarkan pesanan)</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - NPK MIXTURE - NPS → 20-20+13S, 14-34+8S - DAP → P_2O_5 46% - NPK 15-10-22, 15-15-15 Natural (Eksport) - <u>DII</u> 	

Gambar 1.1 Produksi Pabrik II PT Petrokimia Gresik

Gambar 1.2 menunjukkan diagram alur proses produksi dimana dapat diketahui Proses produksi di pabrik II PT Petrokimia Gresik (PG) pada dasarnya melalui beberapa proses diantaranya proses pencampuran bahan baku Urea, ZA, KCL, dan *filler* yang kemudian dilanjutkan ke proses granulasi. Mesin granulator memutar produk dengan tambahan penyemprotan NH_3 , Asam Sulfat, dan *steam* hingga produk yang dikeluarkan berupa butiran kasar, kemudian dialirkan menuju *Dryer*. Udara panas yang dilewatkan kedalam *dryer* berfungsi menurunkan kadar air yang berada didalam granul hingga bentuk butiran

menjadi lebih sempurna, setelah itu butiran kasar dan butiran halus akan dipisahkan pada sebuah *Screen*. Butiran produk yang memiliki ukuran sesuai dengan spesifikasi produk dipisahkan dan dialirkan kedalam *cooler*. Udara kering digunakan untuk mendinginkan produk sehingga butiran akan menjadi lebih padat. Produk pupuk tersebut masuk ke dalam proses terakhir yaitu *coater*, hal ini bertujuan agar butiran-butiran yang telah terbentuk tidak menyatu satu dengan lainnya. Beberapa equipment pendukung proses produksi pupuk Phonska antara lain: Granulator, *Dryer*, *Screen*, *Cooler*, dan *Coater*.



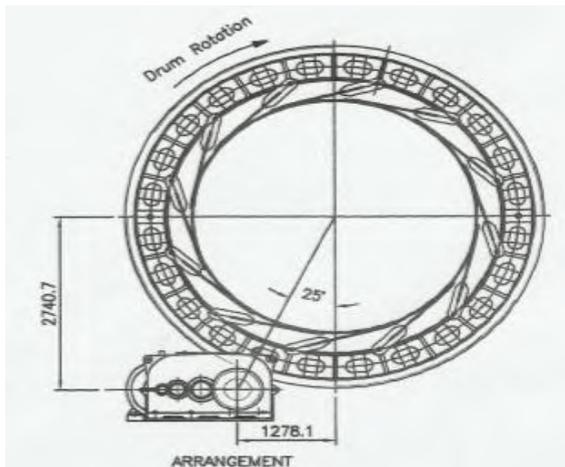
Gambar 1.2 Diagram Alur Produksi Phonska Pabrik II PT Petrokimia Gresik

Salah satu peralatan utama di pabrik ponska adalah *Rotary Dryer*. Alat ini memiliki peranan yang penting dalam alur proses produksi pupuk Phonska karena mesin ini berfungsi untuk mengurangi kandungan air dalam produk dan membentuk produk menjadi butiran sempurna. Kualitas produk sangat dipengaruhi oleh kinerja *Rotary Dryer* dimana pada proses *dryer* akan didapatkan bentuk butiran dan kadar air yang sesuai dengan spesifikasi produk yang diharapkan. Beberapa part krusial yang menunjang kinerja *Rotary Dryer* yaitu *Riding Gear*, *Riding Ring*, dan *Spring Plate*. Gambar 1.3 menunjukkan foto lapangan dari *rotary dryer* pada pabrik II dan gambar 1.4 menunjukkan beberapa bagian dari *Rotary Dryer* yang secara spesifik ditunjukkan pada bagian lampiran. *Riding gear* berfungsi untuk memutar *shell*, *Riding Ring* berfungsi untuk menahan beban kebawah dari *shell* itu sendiri, dan *Spring Plate* berfungsi untuk menghubungkan antara *shell* dengan *riding gear* dan juga berfungsi untuk meredam getaran saat berputar. *Rotary Dryer* yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- Kecepatan putar : 3,8 Rpm
- Kapasitas : 350 Ton/Jam
- Temperatur Operasi : 70°-100° C
- Tipe *Rotary Dryer* : 22M362
- Panjang : 33 meter
- Diameter : 4,2 meter



Gambar 1.3 Rotary Dryer di Pabrik II PT Petrokimia Gresik



Gambar 1. 4 Gambar Teknik *Rotary Dryer*

Berdasarkan hasil wawancara dengan pihak pemeliharaan Pabrik II PT Petrokimia Gresik, terdapat beberapa permasalahan yang menyebabkan kegagalan fungsi dari *Rotary Dryer* antara lain: retaknya *Riding Gear*, retaknya *Spring Plate*, dan patahnya pen. Kerusakan yang paling sering terjadi yaitu pada roda gigi

penggeraknya (*Riding Gear*) yang ditunjukkan pada gambar 1.5 berupa terjadinya *crack* pada *rim riding gear*. Berdasarkan kasus di lapangan selama ini kerusakan pada *riding gear* telah beberapa kali terjadi dan telah dilakukan *repair*. Repair yang diberikan yaitu berupa pengelasan dengan PWHT pada bagian *crack*, akan tetapi hanya bertahan selama 3 bulan saja hingga timbul retakan baru yang berasal dari rambatan *crack* sebelumnya. Pengelasan kembali dilakukan untuk menambal *crack* tersebut dan mampu bertahan hingga 10 bulan sebelum kemudian diganti dengan gear yang baru. Gambar 1.6 menunjukkan proses *repair* sebelum dilakukannya pengelasan yang pernah dilakukan oleh pihak perawatan Pabrik II PG.

Berdasarkan kasus kerusakan yang selama ini telah terjadi, maka diperlukan suatu permodelan untuk menganalisa keretakan yang terjadi pada *riding gear Rotary Dryer* di Pabrik II PT Petrokimia Gresik (PG) untuk mengetahui pengaruh peningkatan beban produksi terhadap laju kegagalan komponen itu sendiri.



Gambar 1.5 *Crack* yang Terjadi pada *Riding Gear Rotary Dryer*



Gambar 1.6 Proses *Repair* pada *Riding Gear Rotary Dryer* Phonska 4 22M362

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dijadikan objek penelitian ini adalah masih seringnya terjadi keretakan pada bagian rim *riding gear* baik sebelum maupun sesudah dilakukannya *repair*. Maka dari itu diperlukan suatu analisa keretakan yang terjadi dengan menggunakan simulasi pengaruh variasi peletakan posisi pembebanan terhadap laju deformasi *riding gear* ada *Rotary Dryer*.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Simulasi menggunakan *Software FEM*
2. Tipe *riding gear* adalah *Spur Gear* dengan material AISI 4340.
3. Data yang digunakan adalah data power motor pada penggunaan operasi *Rotary Dryer* Phonska 4 22M362 pada Pabrik II PT Petrokimia Gresik.
4. Variasi pembebanan diberikan pada 4 titik gigi pada *riding gear*.
5. Variasi beban produksi diabaikan.

6. Ovalitas *shell* diabaikan.
7. Kelurusan sumbu putar *shell* diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan – tujuan sebagai berikut :

1. Menganalisa penyebab keretakan yang terjadi pada bagian *rim riding gear rotary dryer*.
2. Menganalisa pengaruh variasi posisi pembebanan terhadap laju deformasi *riding gear* pada *rotary dryer*.
3. Memperoleh desain *riding gear* terbaik guna menurunkan variabel penyebab kerusakan pada *rim riding gear rotary dryer*.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Mengetahui penyebab keretakan yang terjadi pada bagian *rim riding gear Rotary Dryer*
2. Mengetahui pengaruh variasi posisi pembebanan terhadap laju deformasi *riding gear* pada *Rotary Dryer*
3. Hasil penelitian ini nantinya akan dijadikan rekomendasi desain *riding gear rotary dryer* yang dapat digunakan pada Pabrik II PT Petrokimia Gresik.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penulisan laporan ini akan dibagi menjadi beberapa bab, yaitu :

Bab I Pendahuluan

Pada bab ini dijelaskan mengenai latar belakang permasalahan yang menjadi obyek dari bahasan penelitian tugas akhir ini. Selain itu, juga dijelaskan mengenai latar belakang permasalahan, tujuan dan manfaat penelitian, batasan masalah, serta asumsi – asumsi yang digunakan dan juga sistematika penulisan.

Bab II Tinjauan Pustaka dan Dasar Teori

Berisi tentang tinjauan pustaka dan dasar teori yang digunakan sebagai acuan dalam menentukan tahapan – tahapan penyelesaian permasalahan. Diharapkan konsep - konsep dasar yang ada pada bab ini dapat menjadi pegangan dalam melakukan pengolahan data dan membantu menginterpretasikan hasil yang diperoleh dari pengolahan data.

Bab III Metodologi Penelitian

Berisi tentang langkah – langkah penelitian dalam menyelesaikan masalah yang dimulai dari identifikasi awal berupa perumusan masalah dan tujuan penelitian, studi pustaka dan lapangan, pengumpulan data, pengolahan data, dan berakhir pada tahap penarikan kesimpulan dan pengusulan saran – saran.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

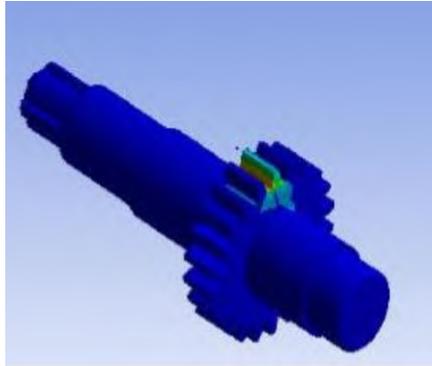
TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan dibahas mengenai dasar teori dan tinjauan pustaka yang akan digunakan sebagai acuan, prosedur dan langkah-langkah dalam melakukan penelitian sehingga permasalahan yang diangkat dapat terselesaikan dengan baik. Adapun dasar teori dan tinjauan pustaka yang digunakan adalah berdasarkan analisa permasalahan pada *Rotary Dryer* PT Petrokimia Gresik , yaitu masih terbatasnya analisa tingkat keausan dan laju deformasi berdasarkan variasi tingkat pembebanan pada *Rotary Dryer* itu sendiri.

2.1 Tinjauan Pustaka

Finite Element Method (FEM) merupakan suatu pendekatan telah banyak digunakan untuk memecahkan permasalahan struktur-struktur yang kompleks dalam analisis struktural mekanika benda padat (*Solid Mechanics*) maupun perpindahan panas (*Heat Transfer*). Penelitian yang telah dilakukan mengenai analisa kegagalan dengan menggunakan *software* FEM antara lain:

Analisa Roda Gigi sebagai Pengatur Gerak Maju Mundur Untuk Mobil Harapan dengan Menggunakan Ansys 14.0. Simamora Alberd, M. Akhir. 2013. ^[6] Penelitian tersebut berisi tentang bagaimana pengaruh momen (torsi) terhadap roda gigi yang disimulasikan dengan menggunakan perangkat lunak Ansys 14.0. Permodelan material dilakukan berdasarkan ukuran ukuran roda gigi yang diambil dari perancangan awal. Roda gigi yang telah dimodelkan dianalisa menggunakan *Static Structural* pada Ansys 14.0 dan diberi beban torsi yang telah didapat dari hasil perancangan. Analisa yang didapat seperti pada gambar 2.1 dan gambar 2.2 yaitu mengenai pengaruh torsi terhadap tegangan geser (*Shear Stress*) dan tegangan lentur (*Equivalent Stress*). ^[6]



Gambar 2.1 Tegangan Geser pada Poros *Input*



Gambar 2.2 Tegangan Geser pada Poros *Input*

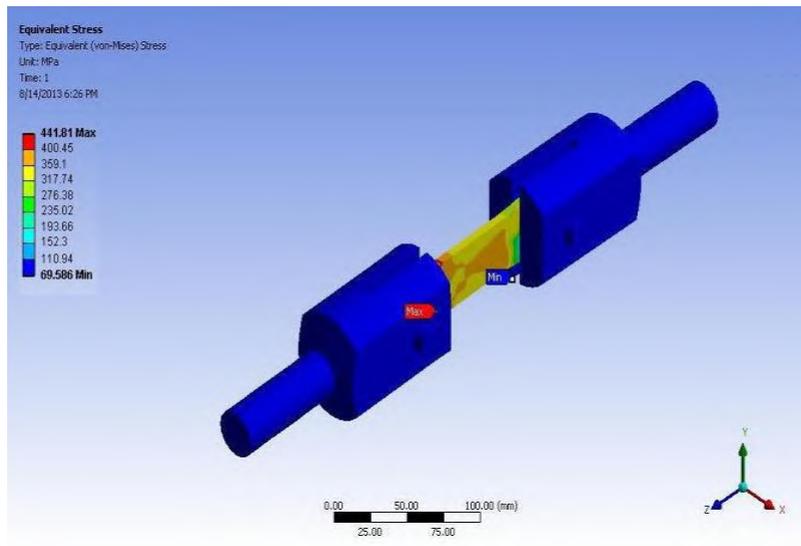
Study of roller conveyor chain strip under tensile loading - Srdan M Bosnjaka, Miodrag A Arsic, Nenad. Zernic, Zoran D Odanovic, Milos. Dordevic, 2011^[7]. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui mekanisme yang terjadi di rantai konveyor sebagai tujuan pengujian, EN353 sebagai bahan model yang digunakan dengan ukuran 55 x 150 x 10 mm. Review dari makalah ini menunjukkan bahwa sample model diuji kekuatan tarik pada mesin uji universal. Kelelahan awalnya berinti di celah eksternal link jaringan dan kemudian diterapkan ke dalam link hingga patah secara tiba-tiba terjadi. Membandingkan hasil analisis, eksperimental dan numerik yang ada, dan disimpulkan bahwa dari

tiap hasil ketiga metode tersebut + /-10% atas perbedaan hasilnya. Hal ini menunjukkan bahwa, strip aman di bawah kondisi beban kerja maksimum. Roller chain drive dapat dilakukan untuk semua beban tarik, dengan demikian roller rantai harus memiliki beberapa properti tarik beban untuk menahan berbagai macam tarik beban pula. Secara analisis perhitungan yang digunakan : [7].

$$\text{Working stress} = \frac{\text{aksimum stress}}{\text{factor of safety}} \dots\dots\dots 2. 1$$

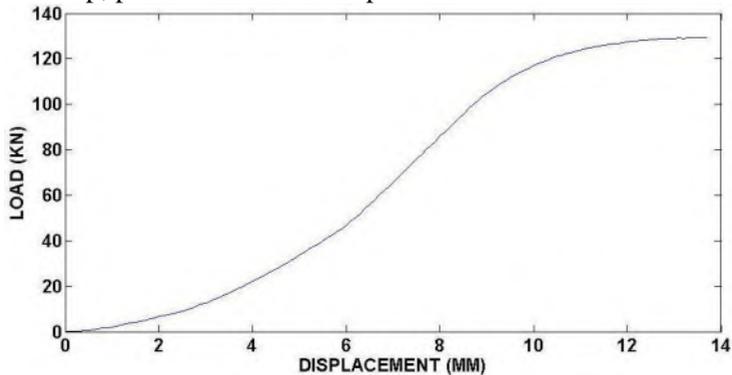
$$\text{Working stress} = \frac{\text{working load}}{\text{Re sitting area}} \dots\dots\dots 2. 2$$

Secara numerik dilakukan pembuatan model simulasi pada strip dengan menggunakan software contoh model pada gambar 2.3.



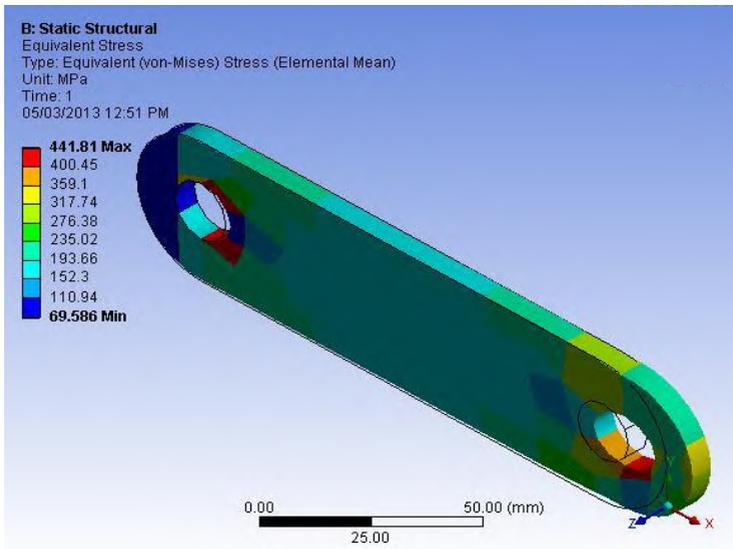
Gambar 2.3 Kerusakan pada *Strip* dan Simulasi Model

Gambar 2.4 di bawah ini merupakan hasil representasi grafis dari beban (kg) perpindahan (mm) jaringan strip untuk kekuatan tarik strip, percobaan dilakukan pada mesin tarik universal.



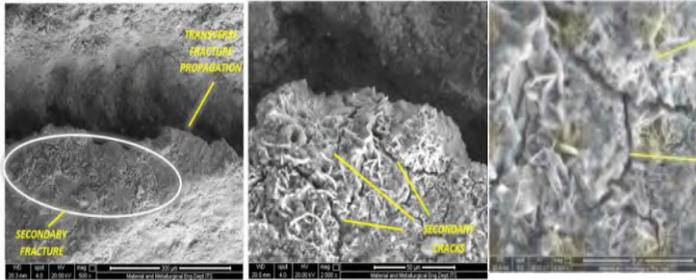
Gambar 2.4 Grafik Hasil Pengujian *Strip*

Area yang berwarna merah menunjukkan reaksi dari beban yang diberikan kepada *strip*. Tegangan maksimum yang diterima oleh dari *strip* dapat diketahui, daerah kegagalan juga dapat diamati. Untuk tegangan yang diterima disekitar lubang *pen* pada *strip* dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Pengujian dengan *Software FEA*

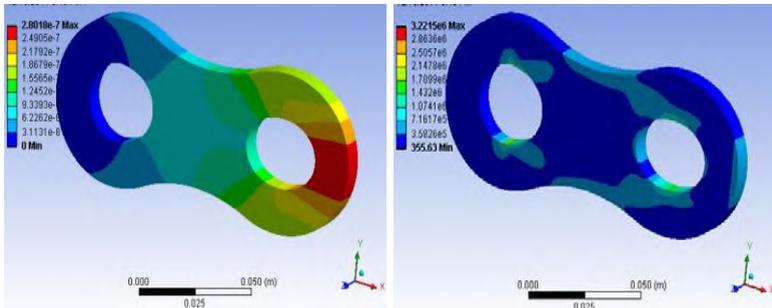
Investigasi Penyebab Kerusakan *Chain Bucket elevator* Pada 7th *Finish Mill Transport System Area* Di Tuban IV PT. Semen Gresik - Sebastianus Dwi Danuputro.2015^[8]. Dalam penelitian tersebut dilakukan analisa mengenai penyebab kerusakan pada *chain bucket elevator*. Penelitian dilakukan secara analitis dan eksperimen. Perhitungan secara teoritis dilakukan untuk mendapatkan beban maksimal yang diterima oleh rantai. Pada pengujian secara teoritis digunakan untuk menentukan *chain bucket elevator* mengalami *overload* atau tidak. Kemudian peneliti menggunakan pengujian *scanning electron microscopy* (SEM) untuk mengetahui apakah *chain* mengalami kegagalan yang disebabkan oleh *fatigue*. Hasil pengujian ditunjukkan oleh gambar 2.6^[8].



Gambar 2.6 Hasil Pengujian SEM

Kemudian peneliti melakukan pengujian impact pada sampel *chain* untuk menentukan *heat treatment* yang dilakukan pada *chain bucket elevator*. Tetapi pada penelitian ini tidak dilakukan pengujian secara numerik untuk mengetahui akar permasalahan dari kegagalan yang terjadi pada *chain bucket elevator* di *finish mill transport system area* di PT. Semen Gresik.

Fea Based Study of Effect of Radial Variation of Outer Link in A Typical Roller Chain Link Assembly - Tushar D. Bhoite, Prashant M. Pawar & Bhaskar D. Gaikwad.2012^[9]. Chain Link Assembly secara luas digunakan dalam industri. Lingkup makalah ini adalah review aplikasi dalam industri dan menjelajahi pertimbangan desain yang masuk ke dalam desain perakitan. Pada jurnal ini telah menggali berbagai aplikasi aspek manufaktur untuk merumuskan ide atau desain dari sistem. FEA digunakan untuk melakukan optimasi bentuk desain. Model FEA terdiri dari model rantai, preprocessing, processing, post processing. Pemodelan yang dibuat dapat dilihat pada gambar 2.7^[9].



Gambar 2.7 Pemodelan Rantai dengan *Software FEA*

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Rotary Dryer

Rotary Dryer adalah sebuah perangkat *pyroprocessing* yang digunakan untuk menaikkan material sampai pada suhu tinggi (kalsinasi) dalam suatu proses berkelanjutan. Material yang biasanya diproduksi menggunakan *rotary Dryer* meliputi: Semen, Kapur, Refraktori, Metakaolin, Titanium dioksida, Alumina, Vermiculite, Bijih besi. ^[1]

Rotary Dryer merupakan tungku yang berbentuk silinder yang posisinya mempunyai kemiringan terhadap garis horisontal dan berputar pelan pada saat beroperasi. Menurut perbedaan suhu yang dialami oleh umpan didalam *rotary Dryer* menurut arah panjang, maka *rotary Dryer* dapat dibagi menjadi tiga zone yaitu :

1. *Calsining zone*
2. *Transition zone*
3. *Burning zone*

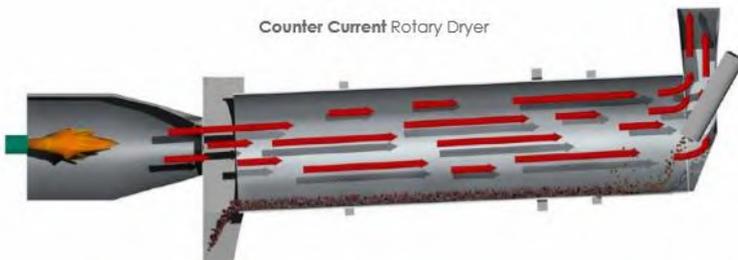
Didalam *rotary Dryer* terjadi proses pembakaran, kalor yang diberikan harus cukup untuk mengeringkan kandungan air dalam slurry dan memanasi umpan yang telah kering sehingga mencapai temperatur clinkerisasi. ^[2]



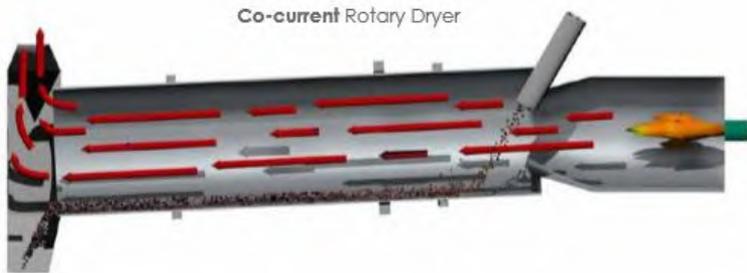
Gambar 2.8 Rotary Dryer ^[3]

2.2.1.1 Prinsip Kerja Rotary Dryer

Dryer adalah bejana silinder, diletakkan pada posisi horizontal dan sedikit miring, yang diputar perlahan pada porosnya. Material yang akan diolah dimasukkan ke bagian atas silinder. Karena *Dryer* berputar, maka material secara bertahap bergerak menuju ujung bawah, dan tentunya akan mengalami sejumlah pengadukan dan pencampuran. Gas panas melewati sepanjang *Dryer*, kadang-kadang dalam arah yang searah dengan material yang diproses (*co-current*), tetapi biasanya dalam arah yang berlawanan (*counter-current*). Gas panas dapat dihasilkan dalam tungku eksternal, atau dapat dihasilkan oleh api di dalam tungku. Api yang dihasilkan dari *burner-pipe* (atau *firing pipe*) berperan seperti *Bunsen-burner* yang besar. Bahan bakar untuk pembakaran ini bisa berasal dari gas, minyak atau batu bara bubuk, yang paling banyak dipakai adalah batu bara bubuk. ^[1]



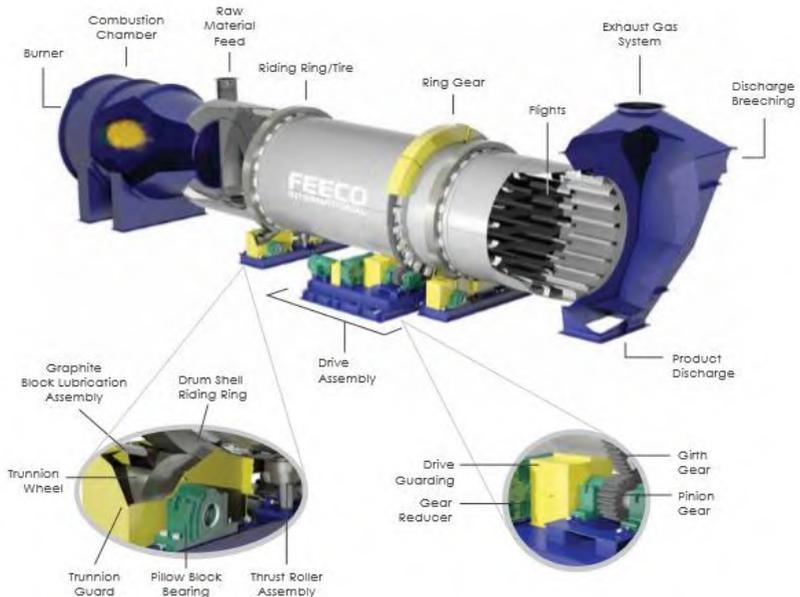
Gambar 2.9 Counter Current Rotary Dryer ^[3]



Gambar 2.10 *Co-Current Rotary Dryer* ^[3]

2.2.1.2 Konstruksi Rotary Dryer

Komponen dasar dari *rotary Dryer* adalah *shell*, lapisan tahan api (*refractory lining*), *support tyres* dan *rollers*, gigi drive (*drive gear*) dan penukar panas internal (*internal heat exchanger*).



Gambar 2.11 Konstruksi Dasar *Rotary Dryer* ^[3]

1. Dryer Shell

Dryer shell ini terbuat dari plat baja ringan yang di-rol, ketebalannya biasanya antara 15 dan 30 mm, dilas untuk membentuk sebuah silinder yang panjangnya bisa mencapai 230 m dengan diameter 6 m. Penempatannya biasanya terletak pada posisi poros arah timur / barat karena untuk mencegah *Eddy current*. Ukuran diameter dibatasi sampai pada diameter tertentu karena untuk mencegah kecenderungan *shell* yang akan berubah bentuk penampangnya menjadi oval yang disebabkan oleh berat *Dryer* tersebut, hal ini merupakan konsekuensi *Dryer* selama berputar. Untuk ukuran panjangnya tidak ditentukan berapa batasnya, tetapi akan menjadi sulit untuk mengatasi perubahan panjang/pemuaian akibat dari pemanasan dan pendinginan jika *Dryer* terlalu panjang (biasanya sekitar 0,1 sampai 0,5% dari panjang), karena *Dryer* berbentuk silinder.

2. Refractory Lining

Tujuan dari lapisan refraktori adalah untuk melindungi *shell* baja dari suhu tinggi di dalam *Dryer*, dan untuk melindunginya dari sifat korosif dari material proses. *Refractory Lining* dapat terdiri dari batu bata tahan api atau beton cor tahan api. Refraktori dipilih berdasarkan suhu di dalam *Dryer* dan sifat kimia dari bahan yang diproses. Dalam beberapa proses, misalnya semen, umur refraktori dapat bertahan lama dengan menjaga lapisan dari bahan yang diproses pada permukaan refraktori. Ketebalan lapisan umumnya dalam kisaran 80-300 mm. Tipikal refraktori akan mampu mempertahankan penurunan suhu 1000 °C atau lebih antara permukaan panas dengan permukaan dingin. Suhu *shell* perlu dipertahankan sekitar di bawah 350 °C untuk melindungi baja dari kerusakan, dan *scanner* inframerah digunakan untuk memberikan peringatan dini "*hot-spot*" apabila terjadi indikasi kegagalan pada refraktori.

3. *Support Tyres dan Rollers*

Ban, kadang-kadang disebut *riding rings*, biasanya terdiri dari baja cor tunggal *annular (single annular steel casting)*, yang kemudian permukaannya dihaluskan. Perlu beberapa kecerdikan desain agar ban sesuai dan pas dengan shell, tetapi masih memungkinkan gerakan termal. Rol harus menopang *Dryer*, dan memungkinkan untuk berotasi dengan meminimalisir gesekan sekecil mungkin. Sebuah *Dryer* yang dirancang bagus, ketika listrik terputus maka akan berayun seperti pendulum berkali-kali sebelum datang untuk berhenti. Pada umumnya *Dryer* dengan dimensi 6 x 60 m, memiliki massa sekitar 1100 ton termasuk refraktori dan segala isinya, dan akan ditopang tiga ban dan set rol sepanjang *Dryer*. *Dryer* yang panjang mungkin memiliki 8 set rol, sementara *Dryer* yang pendek mungkin hanya memiliki dua. *Dryer* biasanya berotasi pada 0,5-2 rpm, tapi kadang-kadang juga sampai 5 rpm. *Dryer* pada pabrik semen modern biasanya berotasi pada 4 sampai 5 rpm. Bantalan (bearing) dari rol harus mampu menahan beban statis dan beban hidup yang terlibat, dan juga harus terlindungi dari panas *Dryer* dan masuknya debu. Selain menahan rol, bearing juga harus mencegah *Dryer* agar tidak tergelincir dari rol. Gesekan antara ban dan rol, menyebabkan kecekungan, cembung atau kerucut pada kedua permukaan ban dan rol.

4. *Gear Drive*

Dryer biasanya diputar dengan *Single Girth Gear*. Gigi tersebut dihubungkan melalui *gear train* menggunakan *variable-speed electric motor*. Gigi harus memiliki torsi awal yang tinggi untuk menggerakkan *Dryer* dengan beban eksentrik yang besar. Sebuah *Dryer* 6 x 60 m membutuhkan sekitar 800 kW untuk memutar pada 3 rpm. Kecepatan aliran material melalui *Dryer* sebanding dengan kecepatan rotasi, sehingga diperlukan *variable speed drive* untuk mengontrol masalah ini.

5. Penukar Panas internal

Pada *Dryer* terjadi pertukaran panas yang mungkin oleh konduksi, konveksi dan radiasi. Dalam proses suhu rendah, pada bagian *Dryer* yang lebih dingin karena dimensi *Dryer* yang panjang sehingga pemanasan awal belum merata, maka *Dryer* sering dilengkapi dengan penukar panas internal untuk mendorong pertukaran panas antara gas dan *feed*. Alat ini terdiri dari *scoop* atau *lifter* yang memancarkan *feed* melalui aliran gas, atau mungkin menyisipkan logam yang panas di bagian atas *Dryer*, dan memberikan panas ke *feed* saat *feed* dimasukkan ketika *Dryer* berputar. Penukar panas yang paling umum digunakan terdiri dari rantai menggantung menyerupai tirai dengan aliran gas. Efisiensi termal dari rotary *Dryer* biasanya sekitar 50-65%.^[1]

2.2.2 Roda Gigi Penggerak

Roda gigi merupakan batang bulat yang mempunyai gigi-gigi hasil dari pemotongan. Roda gigi dipasangkan pada sebuah poros yang akan mentransmisikan gerak tersebut kepada poros kedua dan selanjutnya. Roda gigi dapat pula digunakan untuk merubah arah putaran/gerakan, meningkatkan kecepatan atau menurunkan kecepatan.^[4]

Roda gigi digunakan untuk mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat. Roda gigi memiliki gigi di sekelilingnya, sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkait. Roda gigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya, selain itu roda gigi juga memiliki beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan alat transmisi lainnya, yaitu :

1. Sistem transmisinya lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan daya yang besar.
2. Sistem yang kompak sehingga konstruksinya sederhana.
3. Kemampuan menerima beban lebih tinggi.

4. Efisiensi pemindahan dayanya tinggi karena faktor terjadinya slip sangat kecil.
5. Kecepatan transmisi roda gigi dapat ditentukan sehingga dapat digunakan dengan pengukuran yang kecil dan daya yang besar.

Roda gigi harus mempunyai perbandingan kecepatan sudut tetap antara dua poros. Di samping itu terdapat pula roda gigi yang perbandingan kecepatan sudutnya dapat bervariasi. Ada pula roda gigi dengan putaran yang terputus-putus. Dalam teori, roda gigi pada umumnya dianggap sebagai benda kaku yang hampir tidak mengalami perubahan bentuk dalam jangka waktu lama.

2.2.2.1 Klasifikasi Roda Gigi

Roda gigi diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Menurut letak poros.
2. Menurut arah putaran.
3. Menurut bentuk jalur gigi

➤ Letak Poros

Menurut letak poros maka roda gigi diklasifikasikan seperti tabel berikut :

Tabel 2.1 Klasifikasi Roda gigi

Letak Poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus Roda gigi miring Roda gigi miring ganda	Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi Arah putaran berlawanan
	Roda gigi luar Roda gigi dalam dan pinion Batang gigi dan pinion	Arah putaran sama Gerakan lurus dan berputar

Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus Roda gigi kerucut spiral Roda gigi kerucut zerol Roda gigi kerucut miring Roda gigi kerucut miring ganda	Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi
	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan	Roda gigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang Batang gigi miring silang	Kontak gigi Gerak lurus dan berputar
	Roda gigi cacing silindris Roda gigi cacing selubung ganda Roda gigi cacing samping Roda gigi hiperboloid Roda gigi hipoid Roda gigi permukaan silang	

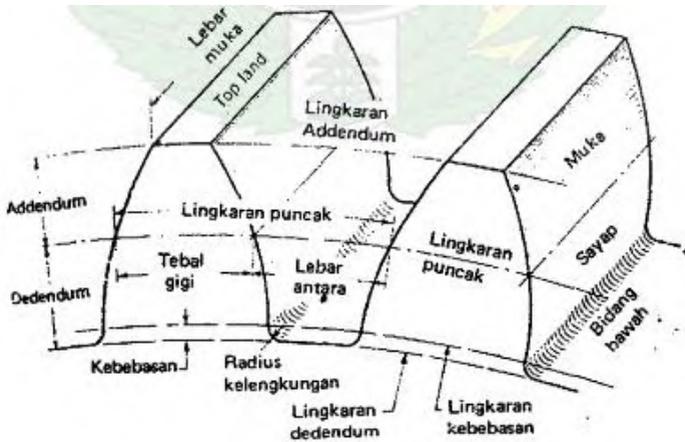
➤ **Arah putaran**

Menurut arah putarannya, roda gigi dapat dibedakan atas :

1. Roda gigi luar : arah putarannya berlawanan.
2. Roda gigi dalam dan *pinion* : arah putarannya sama ^[5]

2.2.2.2 Bagian Bagian Roda Gigi

Berikut beberapa buah istilah yang perlu diketahui dalam perancangan roda gigi yang perlu diketahui yaitu :



Gambar 2.12 Bagian Bagian Utama Roda Gigi^[10]

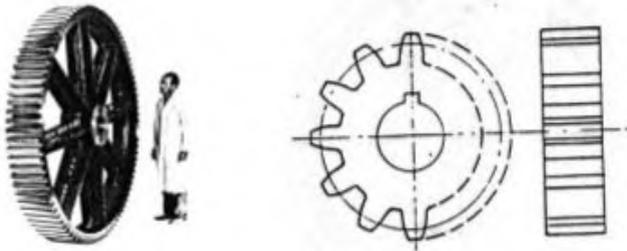
Keterangan:

- D : diameter jarak bagi
- D_k : diameter kepala gigi
- D_f : diameter kaki gigi
- a : jarak antara poros
- t : jarak busur antara gigi
- b : lebar gigi
- h_k : tinggi kepala gigi
- h_f : tinggi kaki gigi
- h : tinggi gigi
- k : tebal gigi
- z : jumlah gigi
- n : putaran roda gigi
- m : modul gigi

2.2.2.3 Roda Gigi Lurus

Roda gigi lurus digunakan untuk poros yang sejajar atau paralel. Dibandingkan dengan jenis roda gigi yang lain roda gigi lurus ini paling mudah dalam proses pengerjaannya (*machining*) sehingga harganya lebih murah. Roda gigi lurus ini cocok

digunakan pada sistim transmisi yang gaya kelilingnya besar, karena tidak menimbulkan gaya aksial.



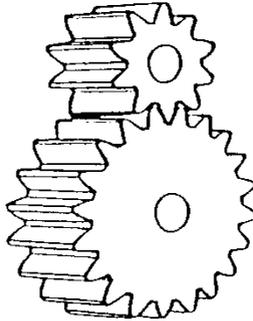
Gambar 2.13 Roda Gigi Lurus

- Ciri-ciri roda gigi lurus adalah :
 1. Daya yang ditransmisikan < 25.000 Hp
 2. Putaran yang ditransmisikan < 100.000 rpm
 3. Kecepatan keliling < 200 m/s
 4. Rasio kecepatan yang digunakan
 - Untuk 1 tingkat $(i) < 8$
 - Untuk 2 tingkat $(i) < 45$
 - Untuk 3 tingkat $(i) < 200$
 dengan (i) adalah perbandingan kecepatan antara penggerak dengan yang digerakkan
 5. Efisiensi keseluruhan untuk masing-masing tingkat 96% - 99% tergantung disain dan ukuran.

- Jenis-jenis roda gigi lurus antara lain :

1. Roda Gigi Lurus (*external gearing*)

Roda gigi lurus (*external gearing*) ditunjukkan seperti gambar 2.14. Pasangan roda gigi lurus ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan putaran dalam arah yang berlawanan.



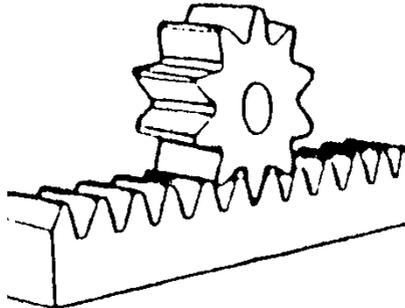
Gambar 2.14 Roda Gigi Lurus Luar

2. Roda Gigi Dalam (*internal gearing*)

Roda gigi dalam dipakai jika diinginkan alat transmisi yang berukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar.

3. Roda Gigi Rack dan Pinion

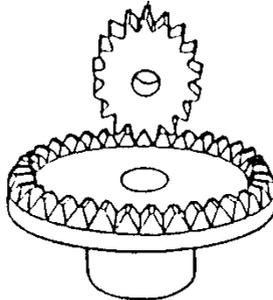
Roda gigi Rack dan Pinion (gambar 2.15) berupa pasangan antara batang gigi dan pinion roda gigi jenis ini digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus atau sebaliknya.



Gambar 2.15 Roda Gigi Rack dan Pinion

4. Roda Gigi Permukaan

Roda gigi lurus permukaan (gambar 2.16) memiliki dua sumbu saling berpotongan dengan sudut sebesar 90° .



Gambar 2.16 Roda Gigi Permukaan

2.2.2.4 Cacat Pada Roda Gigi

Cacat pada roda gigi dapat dibedakan atas :

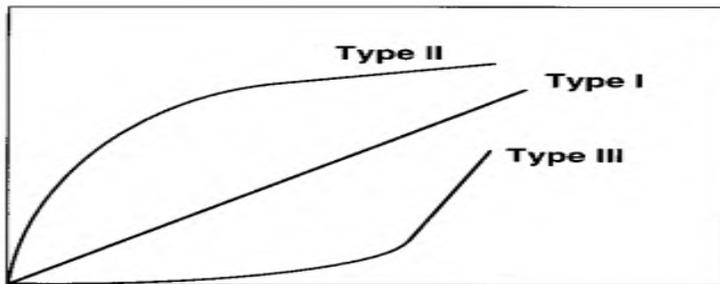
- a. Cacat pada proses pembuatan, misalnya :
 1. Kesalahan profil involute gigi
 2. Massa tak seimbang pada roda gigi
 3. Kesalahan jarak pitch antar gigi
 4. Ketakbulatan roda gigi
 5. Roda gigi yang eksentrik
- b. Cacat pada proses pemasangan, misalnya :
 1. Ketaksesumbuan antar poros roda gigi
 2. Backlas yang terlalu kecil atau besar
 3. Eksentrisitas antara roda gigi dan porosnya
- c. Cacat pada proses pemakaian, misalnya :
 1. Keausan
 2. Pecah (*spalling*)
 3. Patah gigi

2.2.3 Kegagalan pada Komponen

2.2.3.1 Keausan

Keausan merupakan salah satu jenis kerusakan yang diakibatkan oleh adanya gesekan permukaan antar komponen saat terjadi berbagai macam kondisi kerja. Keausan merupakan biasa terjadi pada setiap *material* yang mengalami gesekan dengan material lain. Keausan bukan merupakan sifat dasar *material*,

melainkan respon *material* terhadap sistem luar (kontak permukaan). *Material* apapun dapat mengalami keausan yang disebabkan oleh mekanisme yang beragam. Keausan berpengaruh pada ketahanan (*durability*) dan kehandalan (*reliability*) dari mesin saat bekerja. Dengan mengetahui volume keausan, kekasaran permukaan, dan bentuk partikel memberikan informasi penting tentang keausan. Tiga macam tipe keausan bisa dilihat pada gambar berikut ini.



Sliding distance or Number of contact cycles

Gambar 2.17 Kurva Keausan

Kurva volume keausan sebagai fungsi jarak *sliding* atau banyak kontak permukaan dalam suatu siklus seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17 Tipe I menunjukkan nilai keausan yang konstan dari keseluruhan proses, tipe II menunjukkan suatu peralihan yang mulanya *rate* keausannya tinggi lalu keausannya konstan pada *rate* rendah, tipe keausan ini sering diamati pada jenis *material* logam, tipe III menunjukkan bencana besar peralihan dari *rate* keausan rendah menuju *rate* keausan yang begitu tinggi, seperti kelelahan patah (*fatigue fracture*), ini terjadi pada *material* jenis keramik.

Pada umumnya, keausan dievaluasi dengan jumlah kehilangan dan keadaan permukaan yang aus. Derajat keausan dinyatakan dengan *wear rate*, *specific wear rate*, atau *wear coefficient*. *Wear rate* didefinisikan sebagai volume keausan persatuan jarak. *Specific wear rate* didefinisikan sebagai volume keausan persatuan jarak dan persatuan beban. *Wear coefficient*

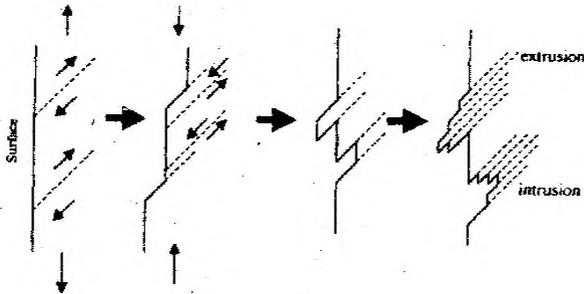
adalah hasil dari *specific wear rate* dengan kekerasan (*hardness*) dari *material* yang aus.^[12]

2.2.3.2 Fatigue

Kelelahan (*fatigue*) merupakan suatu kerusakan yang terjadi akibat adanya pemberian tegangan secara berulang-ulang dimana tingkat tegangan yang diberikan jauh lebih rendah daripada tegangan yang diperlukan untuk mematahkannya. Kerusakan karena kelelahan dapat terjadi akibat merambatnya retak/cacat secara perlahan dan bertahap.

1. Tahap Retak Awal

Awal retak biasanya dimulai dari permukaan. Hal ini terjadi karena permukaan menerima beban terbesar dan paling memungkinkan terjadinya konsentrasi tegangan. Fenomena awal retak, secara sederhana diberikan oleh Wood. Model pengintian retak oleh Wood ini dapat dilihat pada gambar 2.18.^[12]



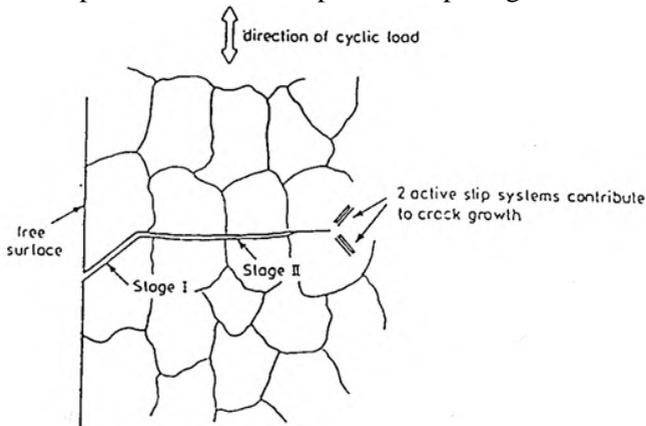
Gambar 2.18 Model Pengintian Retak oleh Wood

Pada beban tarik pertama, slip terjadi dengan membentuk permukaan bertingkat yang membentuk sudut 45° dengan sumbu tegangan. Hal ini akibat tegangan geser maksimal yang terjadi pada sudut tersebut. Pembebanan selanjutnya menyebabkan slip pada arah yang berlawanan. Slip ini terjadi pada bidang yang berdekatan dengan yang pertama. Dan selanjutnya merupakan proses pengulangan dalam pembebanan siklus yang sama

2. Tahap Perambatan Retak

Perambatan retak pada suatu komponen terjadi jika tegangan maksimum pada ujung retakan berada di atas kekuatan material. Perambatan retak terjadi pada bidang slip dengan kecepatan lambat. Namun perambatan ini belum bisa dilihat secara makro. Peristiwa ini disebut perambatan retak tahap I.

Pertumbuhan retak tahap II sering ditandai dengan adanya striasi. Pada tahap ini pertumbuhan retak tegak lurus dengan tegangan tarik maksimum. Retakan mulai dapat dilihat dengan mata telanjang, oleh karena itu disebut dengan retak makro. Mekanisme perambatan retak dapat dilihat pada gambar 2.19. ^[12]



Gambar 2.19 Mekanisme Perambatan retak

3. Patah Akhir

Retak makro merambat sedikit demi sedikit dan bertambah panjang pada setiap siklus pembebanan yang selanjutnya menghasilkan keretakan yang semakin lama semakin panjang. Akhirnya penampang logam semakin kecil dan tidak lagi mampu mendukung beban yang diterima hingga akhirnya logam akan patah.

2.2.4 Investigasi Kerusakan (*Failure Investigation*)

Analisis kegagalan atau investigasi kerusakan adalah langkah-langkah pemeriksaan kegagalan atau kerusakan pada suatu komponen yang mencakup kondisi komponen tersebut, situasi dan kondisi lingkungan operasional dari komponen tersebut, sehingga dapat diketahui atau ditentukan penyebab dari kegagalan atau kerusakan yang terjadi pada komponen tersebut. Analisis kegagalan mempunyai tujuan sebagai berikut :

1. Menentukan penyebab utama kegagalan komponen tersebut
2. Meminimalisasi terjadinya kegagalan yang sama pada masa mendatang
3. Sebagai rujukan teknis mengenai permasalahan dengan kondisi yang sama atau hampir sama

Investigasi kerusakan atau kegagalan memakai metode *Root Cause Failure Analysis* (RCFA) guna memudahkan penyelesaian terhadap permasalahan yang dihadapi. Prosedural RCFA secara umum adalah sebagai berikut :

1. *General problem identification*
2. *Gather samples*
3. *Causal identification*
4. *Hypothesis development*
5. *Hypothesis testing*
6. *Root cause identification/map*
7. *Conclusion and solution*

Langkah yang dilakukan antara lain *General Problem Identification* mencari permasalahan secara global pada peralatan yang mengalami kerusakan. *Gather Sample* dilakukan dengan cara mengambil *sample* kerusakan yang terjadi untuk dianalisa lebih dalam. Identifikasi penyebab didapat dari analisa yang telah dilakukan. Hipotesis dikembangkan dari analisa yang ada untuk menentukan penyebab awal yang mempengaruhi kerusakan. Pengetesan pada hipotesis yang ada dilakukan untuk mendapatkan penyebab kerusakan yang sebenarnya terjadi. Hasil

identifikasi berupa akar permasalahan terhadap kerusakan didapatkan dan kemudian ditarik kesimpulan dan rekomendasi solusi yang dapat mencegah kerusakan tersebut agar tidak terjadi kembali.

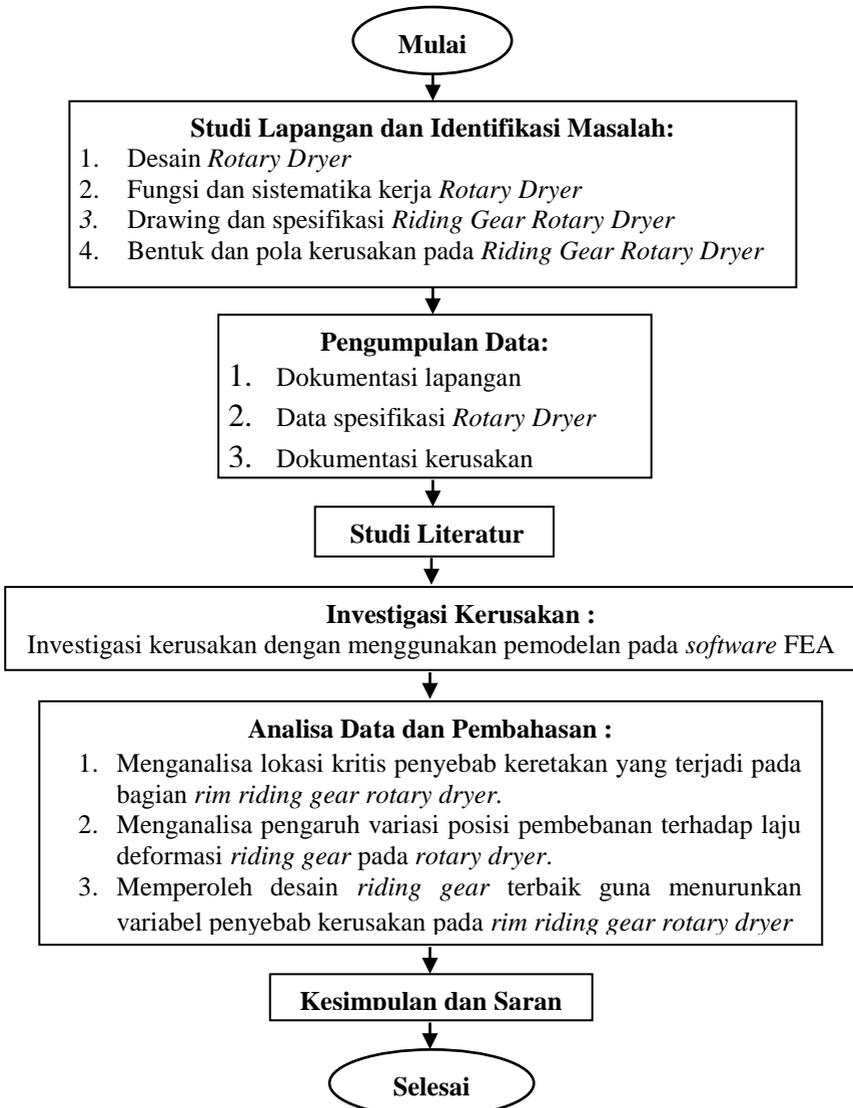
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Langkah penelitian akan dilakukan melalui beberapa tahapan yang ditunjukkan oleh gambar 3.1. Diagram alir penelitian diperlukan sebagai acuan pengerjaan dalam penelitian tugas akhir ini. Penelitian dimulai dengan studi lapangan dan identifikasi masalah, kemudian dilakukan pengumpulan data guna menunjang penelitian tugas akhir ini, studi literatur dilakukan guna memperoleh referensi pendukung, melakukan investigasi terhadap penyebab kerusakan, dan diakhir hasil analisa dan pembahasan nantinya akan memberikan kesimpulan dan saran rekomensai terhadap pihak pemeliharaan pabrik II PT Petrokimia Gresik.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Langkah-langkah Penelitian

3.2.1 Studi Lapangan dan Identifikasi Masalah

Tahap pertama yang dilakukan penulis pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui data awal dari kondisi aktual saat ini maupun histori yang telah tercatat sebelumnya. Penulis mempelajari permasalahan yang ada dengan cara wawancara dengan pihak pemeliharaan Pabrik II PT Petrokimia Gresik di lapangan hingga didapatkan topik Tugas Akhir ini. Hal yang menjadi dasar dari identifikasi masalah adalah permasalahan yang telah dikemukakan sebelumnya pada latar belakang, yaitu terjadinya keretakan pada bagian *Rim Riding Gear Rotary Dryer*.

3.2.2 Pengumpulan Data

Tahap kedua adalah mengumpulkan data-data penunjang mengenai kinerja *Rotary Dryer* terutama pada bagian *Riding Gear* yang ada di lapangan. Beberapa data yang didapat antara lain:

1. Dokumentasi kerusakan pada *Riding Gear*
2. Spesifikasi *Rotary Dryer*
3. Spesifikasi *Riding Gear*

3.2.3 Studi Literatur

Tahap selanjutnya adalah Studi Literatur. Studi literatur merupakan suatu proses ulasan terhadap buku maupun jurnal yang mendukung dalam pemberian informasi terkait dengan penelitian ini. Tahap ini akan didapatkan referensi literatur untuk mendukung analisa permasalahan yang ada.

3.2.4 Investigasi Kerusakan

Studi literatur yang didapat akan dijadikan pedoman untuk menginvestigasi permasalahan yang ada. Penelitian ini menggunakan metode investigasi berupa pemodelan menggunakan *software* FEA. Pemodelan dilakukan guna mengetahui pengaruh pembebanan terhadap laju deformasi dari

Riding Gear itu sendiri sehingga dapat dianalisa penyebab kerusakan yang terjadi.

3.2.5 Analisa Data dan Pembahasan

Pembahasan yang dilakukan berdasarkan analisa yang telah dilakukan nantinya akan menjawab permasalahan yang telah dikemukakan pada perumusan masalah diawal antara lain:

1. Menganalisa lokasi kritis penyebab keretakan yang terjadi pada bagian *rim riding gear rotary dryer*.
2. Menganalisa pengaruh variasi posisi pembebanan terhadap laju deformasi *riding gear* pada *rotary dryer*.
3. Memperoleh desain *riding gear* terbaik guna menurunkan variabel penyebab kerusakan pada *rim riding gear rotary dryer*

3.2.6 Kesimpulan dan Saran

Tahap ini merupakan tahap akhir dari penelitian Tugas Akhir ini. Analisa yang telah dilakukan akan dapat menjelaskan lokasi kritis terjadinya kerusakan yang diakibatkan oleh variasi pemberian beban berdasarkan data yang diperoleh. Berdasarkan data tersebut pula akan diperoleh solusi yang bisa dijadikan sebagai kesimpulan agar dapat dijadikan pertimbangan untuk pihak pemeliharaan Pabrik II PT Petrokimia Gresik dalam menanggulangi atau menghindari kasus kerusakan yang serupa.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan hasil simulasi yang telah didapatkan, pada bab ini akan dibahas mengenai probabilitas penyebab kerusakan yang difokuskan pada simulasi *rim riding gear rotary dryer* Phonska 4 22M362 di Pabrik II PT Petrokimia Gresik menggunakan software FEM. Analisa kerusakan dilakukan dengan menggunakan data kebutuhan daya pada *rotary dryer* yang dikonversi menjadi beban yang bekerja pada *riding gear* dan disimulasikan dengan *static structural* untuk mengetahui pengaruh pembebanan yang terjadi terhadap kondisi *riding gear* itu sendiri. Modifikasi dilakukan sebagai salah satu rekomendasi guna mengurangi kerusakan agar tidak terjadi kembali.

4.1 Riwayat dan Data Kerusakan Rotary Dryer

Riwayat kerusakan dan dokumentasi kerusakan yang terjadi pada *rim riding gear* tersebut didapat dengan cara melakukan wawancara dengan pihak perawatan Pabrik II PT Petrokimia Gresik. Beberapa foto menunjukkan perbaikan sementara yang telah dilakukan. Letak kerusakan yang dapat dilihat pada dokumentasi kerusakan *riding gear* digunakan untuk mengambil beberapa dugaan awal mengenai penyebab terjadinya kerusakan pada bagian tersebut.

4.1.1 Riwayat Kerusakan Rotary Dryer

Rotary dryer pertama kali dijalankan pada tahun 2011 dengan kondisi pemasangan baru. Tahun 2012 ditemukan cacat defleksi yang terjadi pada *riding ring* sehingga membuat *shell* tidak dapat berotasi dengan sempurna pada sumbunya. Penggantian *riding ring* mengalami keterlambatan yang diakibatkan oleh tidak adanya persediaan *spare part* pengganti. Penggantian *riding ring* darurat dilakukan pada bulan Mei 2013 dengan material yang lebih tipis dan lebar. Dugaan awal setelah dilakukannya penggantian darurat tersebut adalah terjadinya *Over*

Ovality pada *riding ring* pengganti. Hal ini terjadi karena *riding ring* pengganti tidak cukup *rigid* untuk menahan beban dari *shell* dan produk di dalamnya. Beban *axial* tidak dapat ditahan penuh oleh *riding ring* pengganti, sehingga mempengaruhi kinerja dari *riding gear*. *Riding gear* tersebut mengalami hantaman dengan *pinion gear*nya karena *shell* tidak berputar dengan sempurna pada sumbu putarnya.

Keretakan pertama terjadi pada bulan Juni 2013 yang kemudian dilakukan perbaikan sementara dengan melakukan pengelasan PWHT dan diperkuat dengan pemasangan plat penguat pada bagian yang mengalami keretakan tersebut. Bulan Oktober 2013 terjadi retak kembali yang merambat dari keretakan pertama melalui lubang plat penguat. Perbaikan sementara kembali dilakukan dengan melakukan pengelasan PWHT kembali.

Penggantian total dilakukan pada bulan agustus 2014, akan tetapi terdapat keovalan pada *gear* sebesar 15 mm. Hal tersebut diduga sebagai penyebab terjadinya keretakan kembali pada *riding gear* baru pada akhir tahun 2015. Keretakan baru yang terjadi tersebut berlokasi hampir berdekatan dengan retak pada *riding gear* sebelumnya, maka dari itu diperlukannya suatu simulasi guna melihat pengaruh pembebanan pada desain *riding gear* itu sendiri.

4.1.2 Foto Kerusakan *Riding Gear*

Beberapa gambar dibawah ini merupakan kerusakan dan perbaikan yang pernah dilakukan sebelumnya. Beberapa kerusakan menunjukkan letak kerusakan yang hampir berdekatan yaitu pada bagian yang menghubungkan antara *rim riding gear* dan pin yang menahan *spring plate*. *Riding gear* itu sendiri memiliki fungsi untuk memutar *shell*. *Spring plate* berfungsi untuk menarik *shell* agar ikut berputar bersama *riding gear*. Berdasarkan letak kerusakan yang berdekatan tersebut diindikasikan bahwa terjadi konsentrasi tegangan yang tinggi pada daerah tersebut.



Gambar 4.1 Retakan yang Terjadi pada *Rim Riding Gear*

Gambar 4.1 dan gambar 4.2 menunjukkan letak retak yang terjadi pada *rim riding gear*. Berdasarkan gambar tersebut dapat kita lihat bahwa letak kerusakan hampir berdekatan atau terletak pada bagian antara *rim riding gear* dengan pin yang menghubungkan *riding gear* dengan *shell*.



Gambar 4.2 *Stop Hole* pada Retakan *Rim Riding Gear*

Gambar 4.3 menunjukkan perbaikan sementara yaitu dengan memberikan plat penguat pada punggung *rim riding gear* yang mengalami retak. Hal tersebut dilakukan guna memberi penguat tambahan agar retak tidak terjadi kembali. Berdasarkan gambar tersebut dapat kita lihat bahwa pengelasan pada plat penguat dilakukan pada bagian kanan dan kiri plat dan lebar plat penguat tidak sama dengan lebar punggung *rim riding gear* sehingga diindikasikan bahwa plat tersebut tidak cukup kuat untuk menahan.



Gambar 4.3 Pemasangan Plat pada *Rim Riding Gear*

Gambar 4.4 menunjukkan perbaikan sementara dengan melakukan pengelasan PWHT dimana setelah dilakukannya pengelasan tersebut diberikan *heat treatment* guna mengurangi tegan sisa akibat pengelasan. Beberapa lubang kecil tersebut merupakan tempat plat penguat dipasang. Plat penguat dipasang pada dinding *rim riding gear* yang mengalami kerusakan. Retak kembali terjadi pada bagian lubang pemasangan plat penguat. Retak menjalar kembali dari ujung retakan lama yang menjalar melalui lubang plat penahan. Perbaikan kembali dilakukan dengan pengelasan PWHT kembali pada bagian yang retak tersebut.



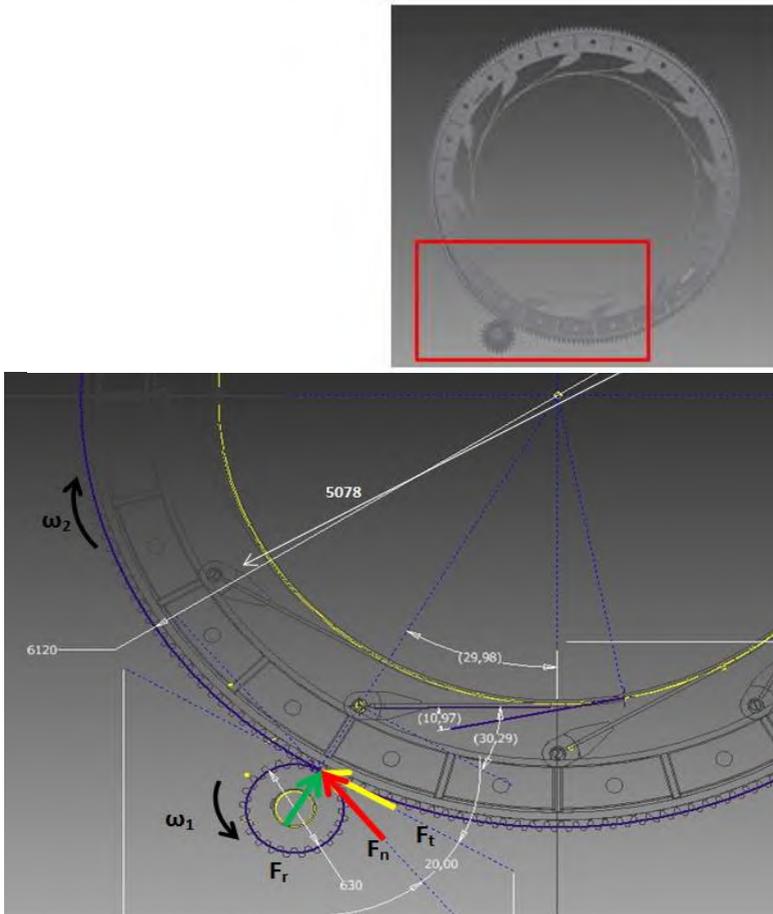
Gambar 4.4 Proses Pengelasan PWHT pada *Rim Riding Gear*

4.2 Perhitungan Gaya pada *Riding Gear*

Berdasarkan data kebutuhan arus listrik motor penggerak yang bekerja untuk menggerakkan *rotary dryer*, dapat dilakukan pendekatan secara teoritis terhadap gaya yang bekerja pada *riding gear rotary dryer* itu sendiri. Beberapa spesifikasi yang terdapat pada *rotary dryer* antara lain :

- Arus minimum : 17 A
- Arus maksimum : 54 A
- Kecepatan putar *shell (riding gear)* : 3,8 rpm
- Daya motor maksimum : 6000 V
- Kecepatan putar *pininion gear* : 36,91 rpm
- Jari jari *pitch diameter* : 0,315 m
- Jari jari *pin spring* : 2,182 m
- Θ rod : 10,97°

Gambar 4.5 merupakan arah gaya-gaya yang bekerja pada *riding ring*. Beberapa gaya tersebut yang nantinya akan digunakan dalam perhitungan gaya serta digunakan sebagai *input* pada *software FEA* untuk mengetahui besar tegangan dan pengaruhnya terhadap *riding gear*. Pembuatan *drawing* objek yang diamati menggunakan *software Inventor*.



Gambar 4.5 Gaya yang Bekerja pada *Riding Gear*

Analisa perhitungan gaya yang digunakan yaitu melalui pendekatan perhitungan daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan *rotary dryer* tersebut. Perhitungan Torsi yang didapatkan yaitu merupakan Torsi Total yang dibutuhkan untuk memutar seluruh komponen mesin beserta produk yang berada di dalam *shell* itu sendiri.

$$P = T_{\text{total}} \cdot \omega$$

Keterangan : P = Daya motor (Watt)
 ω = Kecepatan putar (rad/s)
 T_t = Torsi total (Nm)

Perhitungan daya sendiri menggunakan perhitungan daya untuk 3 fase. Perhitungan 3 fase selalu diikuti dengan $\sqrt{3}$ (akar 3) dan Cos Q (*power factor*) yang digunakan yaitu sebesar 0,85.

$$P = I \cdot V \cdot 1,73 \cdot 0,85 \text{ (Tiga Phasa)}$$

Keterangan : P = Daya motor (Watt)
 I = Arus listrik (A)
 V = Tegangan listrik (V)

Kecepatan putar (ω) didapat dengan menggunakan perhitungan putaran *pinion gear*.

$$\omega_t = 2\pi \cdot n / 60$$

Keterangan : ω = Kecepatan putar (rad/s)
 n = Kecepatan *pinion gear* (rpm)

Torsi yang bekerja pada *riding gear* diasumsikan tidak terjadi *losses* sehingga Torsi yang bekerja pada *shell* memiliki besar yang sama dengan Torsi yang bekerja pada *gear*

$$T_{\text{gear}} = F_t \cdot R$$

Keterangan : T = Torsi (Nm)
 R = Jari jari *pinion gear* (m)
 F_t = Gaya tangensial (N)

Tabel 4.1 Menunjukkan hasil perhitungan menggunakan *software Excel*, dimana gaya hasil perhitungan tersebut digunakan sebagai *input* pada *software FEA* dan diproyeksikan terhadap sumbu x dan sumbu y ordinat pada *software FEA*. Semakin tinggi kenaikan arus motor menunjukkan bahwa beban yang diterima *rotary dryer* semakin tinggi pula. Simulasi yang dijalankan yaitu pada arus motor sebesar 52 Ampere karena pada kondisi 54 Ampere, kondisi motor mengalami *trip* dan mesin tidak dapat dijalankan.

Tabel 4.1 Perhitungan Gaya yang Bekerja pada *Riding Gear*

ARUS	WATT	watt	Torsi pinion (Nm)	Ft Gear pinion (N)
		output		
17	149991	134991,9	38820,60845	123240,0268
22	194106	174695,4	50238,43446	159487,0935
27	238221	214398,9	61656,26048	195734,1602
32	282336	254102,4	73074,08649	231981,227
37	326451	293805,9	84491,9125	268228,2937
42	370566	333509,4	95909,73852	304475,3604
47	414681	373212,9	107327,5645	340722,4271
50	441150	397035	114178,2601	362470,6671
52	458796	412916,4	118745,3905	376969,4938
54	476442	428797,8	123312,521	391468,3205

4.3 Probabilitas Penyebab Kegagalan *Riding Gear* pada *Rotarty Dryer*

Berdasarkan hipotesa awal mengenai kerusakan yang terjadi pada *rim riding gear*, dapat ditarik beberapa kemungkinan penyebab kerusakan tersebut antara lain tingginya konsentrasi tegangan pada bagian tersebut, terjadinya kelelahan pada *riding gear*, terjadinya kerusakan akibat pengaruh kerusakan *riding ring*, dan tidak beradanya *shell* pada titik sumbu putarnya sehingga menyebabkan putaran *riding gear* terganggu. Pada tugas akhir ini,

pengaruh kerusakan *riding ring* dan pengaruh *miss* pada *shell* diabaikan sebagai batasan masalah, serta pembahasan hanya akan membahas mengenai pengaruh konsentrasi tegangan dan pengaruh kelelahan pada *riding gear* saja.

4.3.1 Konsentrasi Tegangan

Berikut merupakan data material yang digunakan pada bagian bagian *rotary dryer*. AISI 4340 merupakan material yang digunakan pada *pin pin* pada sambungan *rotary dryer*. Berdasarkan data sheet AISI 4340 yang diambil dari ASM MatWeb^[13] mengenai karakteristik material didapatkan beberapa sifat material sebagai berikut:

- *Density material* : 7,85 g/cc
- *Tensile Strength, Ultimate* : 1110 Mpa
- *Tensile Strength, Yield* : 710 Mpa
- *Modulus Elasticity* : 205 Gpa
- *Bulk Modulus* : 140 Gpa
- *Poisson's Ratio* : 0,29
- *Shear Modulus* : 80 Gpa
- *Specific Heat Capacity* : 0,475 J/g-°C
- *Thermal Conductivity* : 44,5 W/m-K

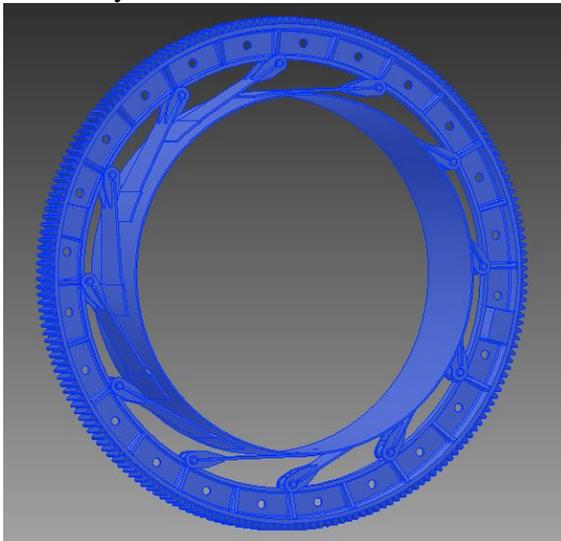
Material *riding gear* itu sendiri menggunakan material AFNOR 35CD4. Data sheet AFNOR 35CD4 atau *equivalent* dengan AISI 4135 yang diambil dari MatWeb mengenai karakteristik material didapatkan beberapa sifat material antara lain:

- *Density material* : 7,85 g/cc
- *Tensile Strength, Ultimate* : 880 Mpa
- *Tensile Strength, Yield* : 550 Mpa
- *Modulus Elasticity* : 205 Gpa
- *Bulk Modulus* : 160000 Mpa
- *Poisson's Ratio* : 0,28571
- *Shear Modulus* : 80 Gpa

Shell dan *Spring board* menggunakan material ASTM A283 Grade C. Berdasarkan data sheet ASTM A283 Gr.C yang diambil dari MatWeb^[14] mengenai karakteristik material didapatkan beberapa sifat material sebagai berikut:

- *Density material* : 7,85 g/cc
- *Tensile Strength, Ultimate* : 485 Mpa
- *Tensile Strength, Yield* : 205 Mpa
- *Bulk Modulus* : 160000 Mpa
- *Poisson's Ratio* : 0,28571
- *Shear Modulus* : 80 Gpa

Gambar 4.6 merupakan model dari *riding gear* yang akan disimulasi dengan menggunakan *software FEA*. Gambar tersebut dimasukkan sebagai *geometry* yang akan disimulasikan dengan beberapa karakteristik sifat yang telah disebutkan diatas. Geometri tersebut disimulasi dengan diberi gaya gaya yang telah dihitung sebelumnya.



Gambar 4.6 Model Geometri *Riding Gear*

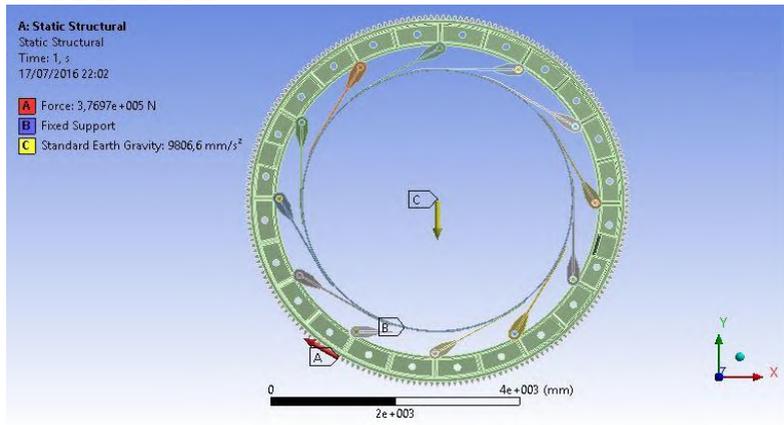
4.3.1.1 Proses Pencarian Tegangan Maksimal dengan Simulasi

Tabel 4.2 menunjukkan umur siklus tegangan yang didapat dari *software FEA*. Baja karbon memiliki beberapa sifat yang diperlukan untuk analisa yaitu *density*, *compressive yield strength*, *tensile yield strength*, *tensile ultimate strength*, *isotropic elasticity* dan umur siklus tegangan.

Tabel 4.2 Tabel Umur Siklus Tegangan

	B	C
1	Cycles	Alternating Stress (MPa)
2	10	3999
3	20	2827
4	50	1896
5	100	1413
6	200	1069
7	2000	441
8	10000	262
9	20000	214
10	1E+05	138
11	2E+05	114
12	1E+06	86,2

4.3.1.2 Kondisi Batas

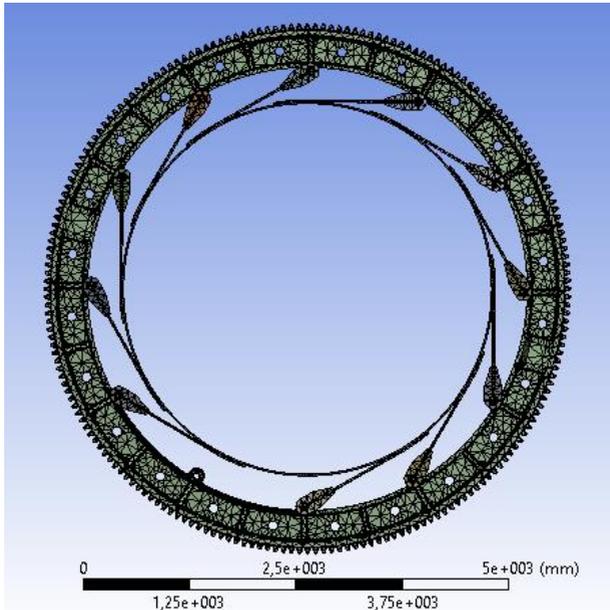


Gambar 4.7 Pembebanan dan Kondisi Batas pada Simulasi

Gambar 4.7 menunjukkan pembebanan dan kondisi batas yang diberikan pada geometri untuk disimulasi. Gaya pada kontak antara *riding gear* dengan *pinion gear* diberikan sebesar 376969,4938 N. *Standard Earth Gravity* diberikan sebesar 9806,6 mm/s² agar *geometry* tersebut memiliki beban kebawah akibat massa yang dimilikinya. Kondisi batas yang diberikan pada geometri yaitu berupa *fixed Support* yang diberikan pada permukaan dalam *shell*. *Fixed support* pada *shell* diberikan guna mengetahui besar kecilnya pengaruh gaya dari kontak *gear* pada *riding gear rotary dryer*.

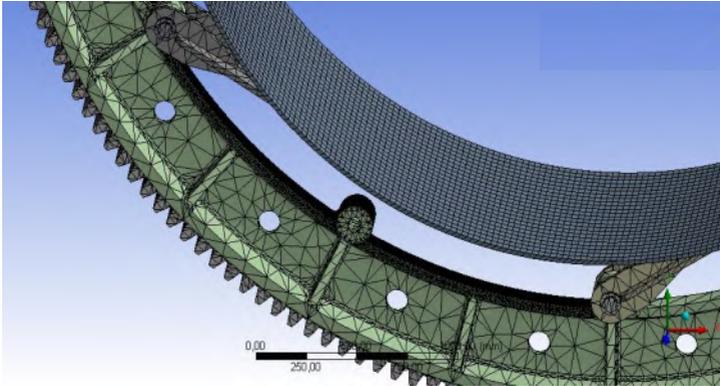
4.3.1.3 Meshing

Meshing yang diberikan pada geometri ditunjukkan oleh gambar 4.8 dengan *minimum edge length* sebesar 2,82840 mm menghasilkan *mesh* berjumlah 345956 *nodes* dan jumlah *elements* sebesar 154467.



Gambar 4.8 Meshing Riding Gear pada Software FEA

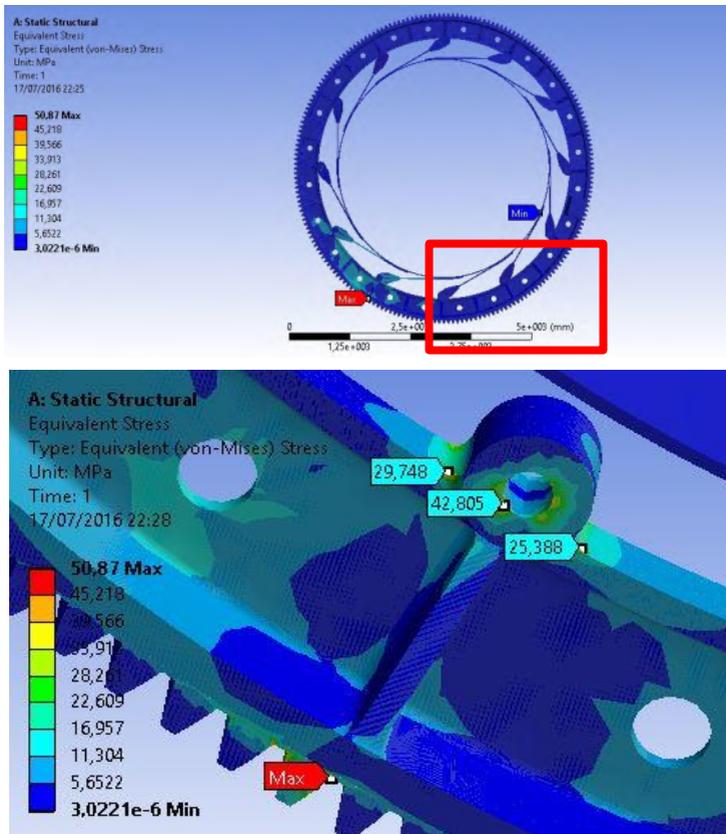
Face meshing diberikan pada bagian yang diduga merupakan daerah yang menerima pengaruh paling tinggi akibat pemberian beban gaya pada kontak *gear*. Hal tersebut diberikan guna melihat lebih *detail* pengaruh yang terjadi akibat pembebanan itu sendiri. gambar 4.9 menunjukkan bagian yang diberi *face meshing*.



Gambar 4.9 *Face Meshing Riding Gear* pada *Software FEA*

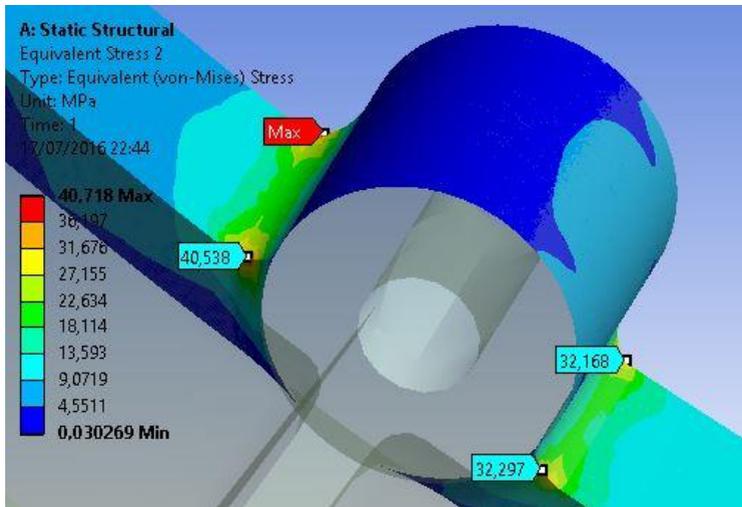
4.3.1.4 Hasil Simulasi

Analisa tegangan dilakukan untuk mengetahui letak daerah kritis yang mengalami kerusakan akibat adanya konsentrasi tegangan berlebih pada suatu titik. Hal tersebut perlu diketahui guna mengetahui dan memastikan bahwa tegangan yang terjadi tidak melebihi tegangan *yield* nya. Hasil simulasi tegangan yang dilakukan pada *software FEA* meliputi beberapa analisa yaitu *Equivalent Stress*, *Equivalent Elastic Strain*, *Total Deformation*, *Safety Factor Stress*.



Gambar 4.10 *Equivalent Stress*

Gambar 4.10 menunjukkan daerah paling kritis yaitu terletak pada bagian kontak *gear* sebesar 50,87 Mpa dan pada daerah sekitar lengkungan penghubung antara *rim riding gear* dengan *pin spring* yang memiliki tegangan terbesar yaitu sebesar 40,718 Mpa. Secara detail pada daerah punggung *riding gear* ditunjukkan pada gambar 4.11 dimana konsentrasi tegangan dapat dilihat.

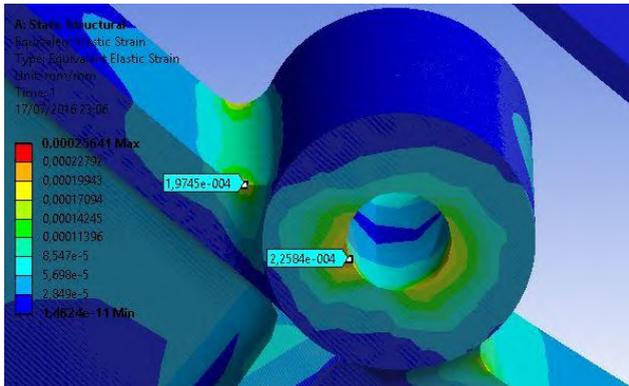


Gambar 4.11 *Equivalent Stress Detail* pada Bagian yang Mengalami Kerusakan

Berdasarkan gambar 4.11 dapat dilihat bahwa daerah yang mengalami kerusakan yaitu pada bagian lengkungan *rim riding gear* yang menghubungkan *spring* dengan *rim* memiliki konsentrasi tegangan tertinggi sebesar 40,718 Mpa. Berdasarkan histori kerusakan yang telah terjadi, kerusakan terjadi berupa retakan yang berlokasi hampir berdekatan dengan lengkungan dan berdasarkan hasil simulasi yang didapat, maka dapat diindikasikan bahwa konsentrasi tegangan dalam hal ini memiliki pengaruh yang besar pada kasus terjadinya retak pada *rim riding gear* sesuai dengan histori kerusakan yang pernah terjadi.

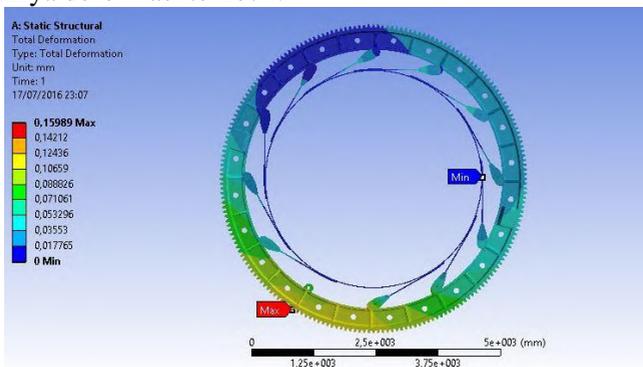
Equivalent Elastic Strain yang ditunjukkan pada gambar 4.12 menunjukkan daerah kritis pada daerah lengkungan yang mengalami regangan terbesar pada daerah yang sama dengan daerah yang memiliki konsentrasi tegangan terbesar yaitu sebesar $1,9745e-004$ mm/mm dan pada bagian lubang pin sebesar $2,2584e-004$ mm/mm. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi telah menunjukkan hasil yang sesuai dengan histori kerusakan

yang terjadi pada *rim riding gear*. Daerah yang mengalami kerusakan tersebut memiliki titik konsentrasi tegangan dan titik regangan terbesar, sehingga memicu timbulnya *crack* pada daerah tersebut.



Gambar 4.12 *Equivalent Elastic Strain*

Total deformation yang ditunjukkan pada gambar 4.13 menunjukkan daerah yang memiliki kecenderungan terbesar untuk menyebabkan terjadinya deformasi pada *riding gear* itu sendiri. Bagian kontak *gear* memiliki kecenderungan terbesar untuk terjadi deformasi dan pada daerah yang berlawanan dengan kontak *gear* atau pada bagian atas memiliki kecenderungan terjadinya deformasi terkecil.

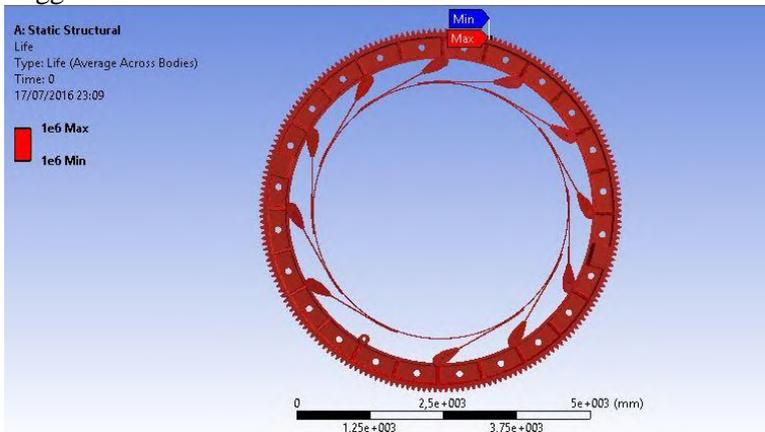


Gambar 4.13 *Total Deformation*

4.3.2 Fatigue

4.3.2.1 Umur Tegangan Lelah

Konfigurasi pembebanan pada simulasi tegangan lelah ini menggunakan *fully reverse*. Gambar 4.14 menunjukkan bahwa komponen tersebut memiliki ketahanan yang tinggi terhadap kelelahan. Hal ini menunjukkan bahwa kerusakan yang terjadi tidak disebabkan oleh tegangan lelah yang terjadi pada komponen tersebut, dengan kata lain komponen tersebut memiliki umur siklus yang sangat besar. Beban produksi yang ada masih jauh dibawah angka keamanan material tersebut, sehingga dapat dikatakan bahwa material *riding gear* tergolong material yang tangguh.

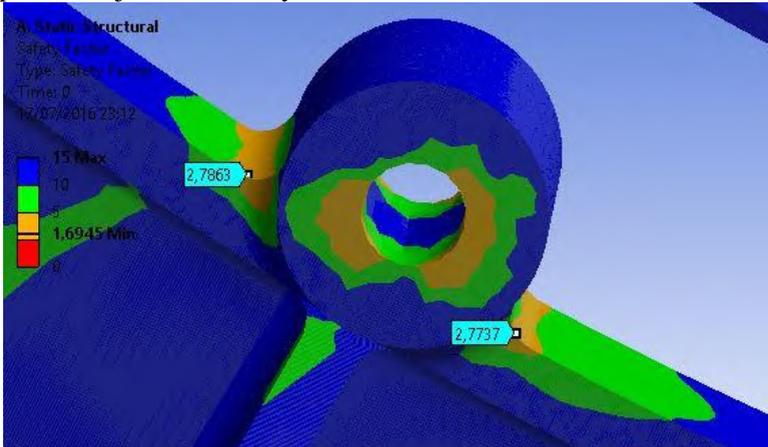


Gambar 4.14 *Fatigue Life*

4.3.2.2 Angka keamanan

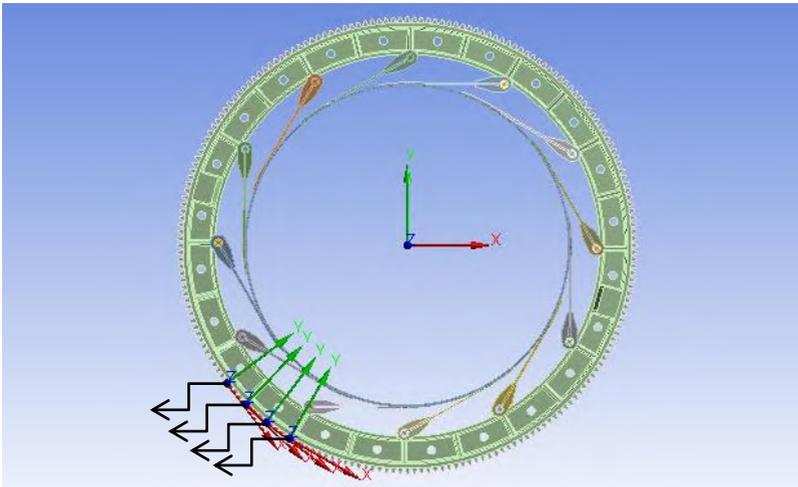
Angka keamanan menunjukkan nilai angka keamanan suatu komponen terhadap pembebanan yang diberikan. Gambar 4.15 menunjukkan daerah yang memiliki angka keamanan terkecil hingga terbesar. Angka keamanan terkecil terletak pada bagian yang sama dengan letak konsentrasi tegangannya yaitu sebesar 2,7863, hal ini menunjukkan bahwa pada daerah tersebut merupakan daerah yang memiliki nilai keamanan terkecil terhadap kerusakan dan berdasarkan hasil simulasi menunjukkan

letak kerusakan yang sesuai dengan histori kerusakan yang pernah terjadi sebelumnya.



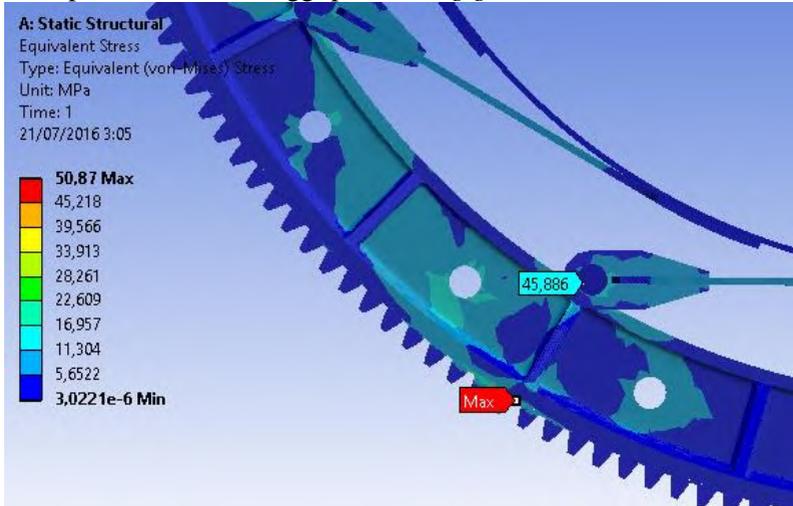
Gambar 4.15 Angka Keamanan pada *Fatigue Tool*

4.4 Analisa Hasil



Gambar 4.16 Variasi Peletakan Pembebanan

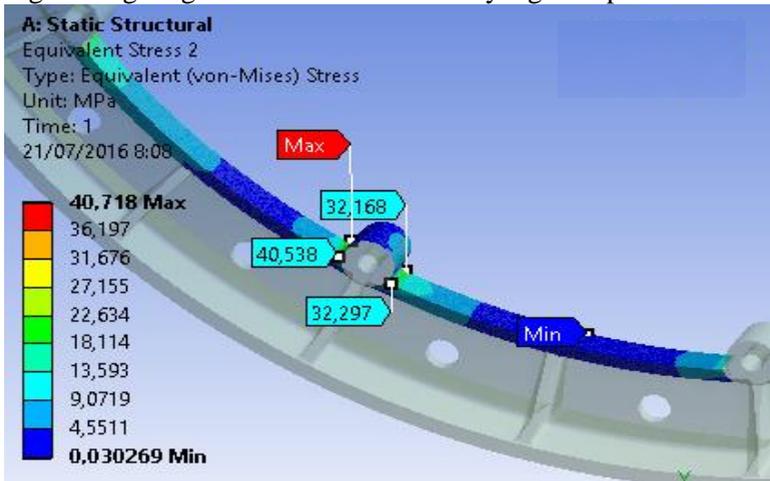
Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi posisi pembebanan. Gambar 4.16 menunjukkan beberapa koordinat posisi pembebanan yang diberikan. Pembebanan yang diberikan yaitu berupa gaya kontak *gear* sebesar 376969,4938 N. Gaya kontak *gear* yang dipilih merupakan gaya kontak *gear* yang dihasilkan oleh arus sebesar 52 Ampere. Pemilihan arus sebesar 52 Ampere dikarenakan arus tersebut merupakan arus maksimum yang dapat dioperasikan oleh *rotarty dryer* itu sendiri, dimana *rotary dryer* akan *trip* pada arus sebesar 54 Ampere. Variasi dilakukan dengan dengan merubah letak gaya kontak *gear* sebanyak 4 titik variasi dan variasi dilakukan untuk mengetahui letak pembebanan tertinggi pada *riding gear*.



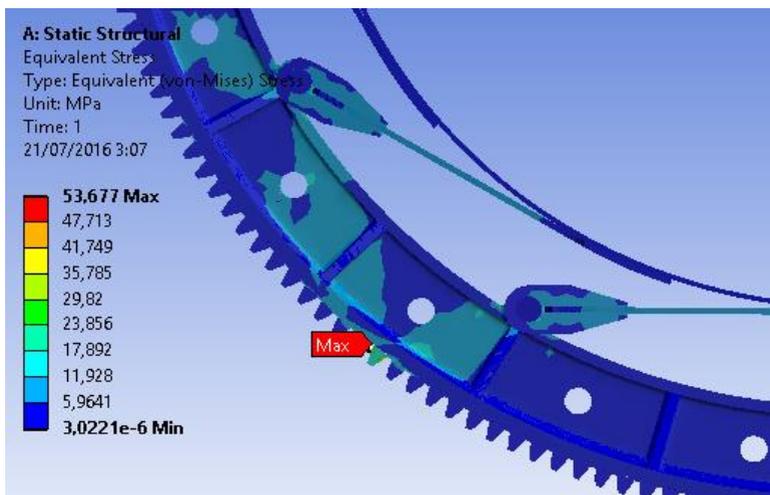
Gambar 4.17 Hasil Analisa Tegangan pada Variasi Gigi 1

Berdasarkan gambar 4.17, hasil tegangan tertinggi terletak pada kontak *gear* dimana tegangan maksimum yang dihasilkan akibat pembebanan variasi pertama yaitu sebesar 50,87 Mpa. Bagian punggung *Rim* yang merupakan daerah kritis terjadinya kerusakan memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 40,718

Mpa. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.18 dimana pada bagian lengkungan memiliki konsentrasi yang cukup besar.

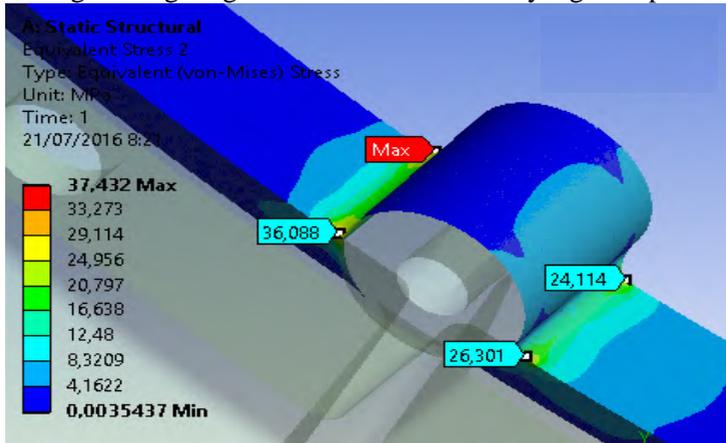


Gambar 4.18 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Pertama

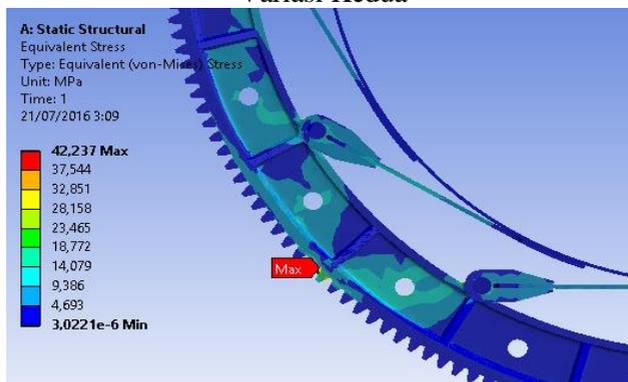


Gambar 4.19 Hasil Analisa Tegangan Pada Variasi Gigi 2

Berdasarkan gambar 4.19, hasil tegangan tertinggi juga terletak pada kontak *gear* dimana tegangan maksimum yang dihasilkan akibat pembebanan variasi kedua yaitu sebesar 53,677 Mpa. Bagian punggung *Rim* yang merupakan daerah kritis terjadinya kerusakan memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 37,432 Mpa. Variasi di titik kedua merupakan titik pembebanan tertinggi. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.20 dimana pada bagian lengkungan memiliki konsentrasi yang cukup besar.

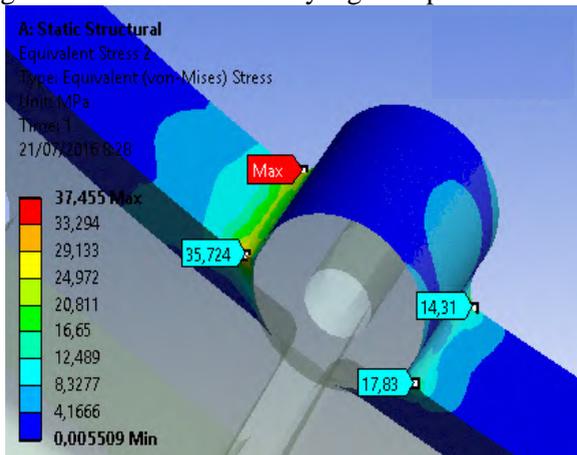


Gambar 4.20 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Kedua

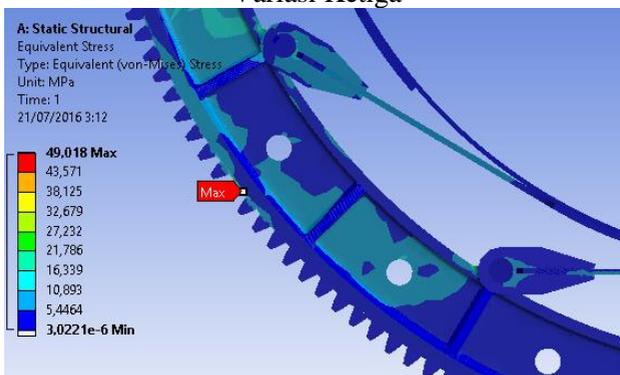


Gambar 4.21 Hasil Analisa Tegangan pada Variasi Gigi 3

Titik pembebanan terendah berada pada variasi ketiga. Berdasarkan gambar 4.21, hasil tegangan tertinggi terletak pada kontak *gear* dimana tegangan maksimum yang dihasilkan akibat pembebanan variasi ketiga yaitu sebesar 42,237 Mpa. Bagian punggung *Rim* yang merupakan daerah kritis terjadinya kerusakan memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 37,455 Mpa. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.22 dimana pada bagian lengkungan memiliki konsentrasi yang cukup besar.

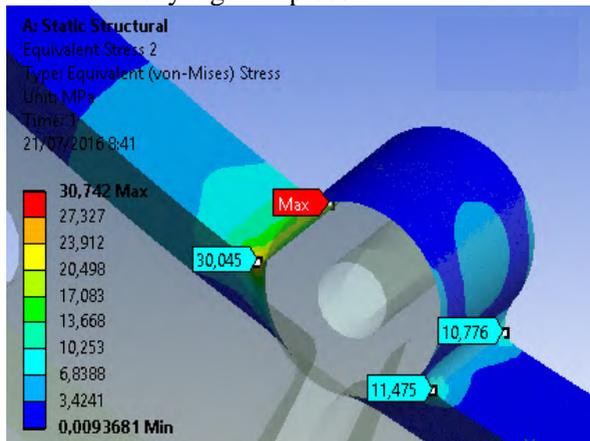


Gambar 4.22 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Ketiga



Gambar 4.23 Hasil Analisa Tegangan pada Variasi Gigi 4

Berdasarkan gambar 4.23, hasil tegangan tertinggi juga terletak pada kontak *gear* dimana tegangan maksimum yang dihasilkan akibat pembebanan variasi keempat yaitu sebesar 49,018 Mpa. Bagian punggung *Rim* yang merupakan daerah kritis terjadinya kerusakan memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 30,742 Mpa, dimana merupakan tegangan terendah yang diperoleh pada punggung *rim riding gear*. Hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.24 dimana pada bagian lengkungan memiliki konsentrasi yang cukup besar.



Gambar 4.24 Konsentrasi Tegangan pada Daerah Lengkungan Variasi Keempat

Tabel 4.3 menunjukkan hasil simulasi berupa data hasil keseluruhan analisa menggunakan *software FEA*. Hasil analisa tegangan menunjukkan pengaruh dari posisi peletakan gaya itu sendiri. Berdasarkan tabel tersebut dapat kita lihat bahwa *Equivalent Stress* pada seluruh bagian *riding gear* terbesar terjadi pada variasi di titik ke 2 yaitu sebesar 53, 677 Mpa dan terendah yaitu pada variasi di titik ke 4 yaitu sebesar 49,018 Mpa. Nilai *Equivalent Stress* pada bagian punggung *rim riding gear* yang diindikasikan merupakan daerah kritis penyebab terjadinya kerusakan yang terbesar yaitu sebesar 40,718 pada variasi titik pertama dan

yang paling rendah yaitu pada variasi di titik ke 4 yaitu sebesar 30,742 Mpa. *Total deformation* yang terjadi atau pengaruh kerusakan yang paling besar yaitu terjadi pada variasi titik ke 1 sebesar 0,15989 mm dan terendah yaitu sebesar 0,15277 pada variasi titik ke 2. *Safety Factor Stress* yaitu sebuah angka keamanan suatu material saat menerima tegangan, angka keamanan terendah dimiliki oleh bagian yang memiliki kecenderungan mengalami kerusakan lebih tinggi akibat tegangan yang ada yaitu sebesar 4,6642 pada variasi titik 1 dan angka keamanan minimum yang memiliki pengaruh terkecil akibat tegangan yaitu dimiliki oleh variasi pada titik ke 3 sebesar 5,2508. Hasil simulasi keempat varian titik memiliki pengaruh terhadap umur yang sama. Umur material terbaca sangat besar sehingga dapat kita simpulkan bahwa besar tegangan yang ditimbulkan masih jauh dari tegangan *yield* yang dimiliki oleh material itu sendiri, dengan kata lain beban produksi yang diterima oleh *rotary dryer* tersebut masih jauh dibawah batas keamanannya. *Safety Factor Fatigue* merupakan angka keamanan material terhadap tegangan lelah yang diterima. Bagian yang memiliki angka keamanan terendah dimiliki oleh bagian yang memiliki kecenderungan yang tinggi untuk mengalami kerusakan akibat tegangan lelah. Berdasarkan simulasi yang didapat, angka *safety factor* terendah dimiliki oleh variasi titik ke 2 yaitu sebesar 1,6059 dan variasi titik 3 memiliki angka *safety factor* terbesar.

Tabel 4.3 Hasil Analisa Riding Gear Asli Menggunakan Software FEA

	Equivalent Stress Full		Equivalent Stress Face		Equivalent Strain		Total Deformation		
	Max (Mpa)	Min (Mpa)	Max (Mpa)	Min (Mpa)	Max (mm/mm)	Min (mm/mm)	Max (mm)	Min (mm)	
Gear 1	50,87	3,0221E-06	40,718	0,030269	0,00025641	1,4824E-11	0,15989	0	
Gear 2	53,677	3,02E-06	37,432	3,54E-03	2,71E-04	1,48E-11	0,15277	0	
Gear 3	42,237	3,02E-06	37,455	5,51E-03	2,49E-04	1,48E-11	0,15636	0	
Gear 4	49,018	3,02E-06	30,742	9,37E-03	2,64E-04	1,48E-11	0,15552	0	
		Safety Factor Stress		Life		Safety Factor Fatigue		Damage	
		Max	Min	Max (Cycle)	Min (Cycle)	Max	Min	Max	Min
Gear 1	15	4,6642	1000000	1000000	15	1,6945	1000	1000	1000
Gear 2	15	5,0106	1000000	1000000	15	1,6059	1000	1000	1000
Gear 3	15	5,2508	1000000	1000000	15	2,0409	1000	1000	1000
Gear 4	15	5,5075	1000000	1000000	15	1,7585	1000	1000	1000

Hasil simulasi menggunakan *software FEA* menunjukkan bahwa tegangan yang ditimbulkan masih jauh dari tegangan *Yield* dari material itu sendiri, sehingga dapat dikatakan bahwa desain material yang digunakan sudah cukup kuat untuk beroperasi. Hal ini ditunjukkan dengan tegangan maksimum yang bekerja pada komponen hanya sebesar 40,718 Mpa dimana angka tersebut masih jauh dari angka kekuatan *Yield* nya yaitu sebesar 550 MPa. Daerah yang mengalami tegangan terbesar merupakan bagian yang mengalami kerusakan pada *rim riding gear* yang digunakan oleh Pabrik 2 PT Petrokimia Gresik sesuai dengan histori kerusakannya. Posisi tegangan terbesar pada hasil simulasi berada pada lengkungan dinding *rim riding gear* yang menghubungkan antara *rim* dengan *pin spring*, hal ini sesuai dengan data kerusakan yang terjadi berulang kali terjadi pada daerah tersebut. Hal tersebut dapat menunjukkan indikasi bahwa konsentrasi tegangan tersebutlah yang memiliki pengaruh tinggi terhadap kerusakan yang telah terjadi karena beberapa kerusakan yang ada menunjukkan letak yang sama dengan hasil simulasi konsentrasi tegangan itu sendiri.

Kerusakan yang terjadi menurut riwayat kerusakannya, riwayat kerusakan yang pertama terjadi akibat *riding ring* yang mengalami cacat defleksi. *Riding Ring* yang mengalami defleksi mengakibatkan *shell* juga ikut terdefleksi, sehingga *Riding gear* menerima beban putar secara fluktuatif. Beban identik dengan konsentrasi tegangan yang diterima oleh *riding gear*. Naik turunnya beban tersebut dapat menimbulkan tegangan lelah bagi *riding gear* selama beroperasi. Adanya konsentrasi tegangan lokal pada daerah lengkungan tersebut menginisiasi terjadi tegangan lelah pada daerah tersebut.



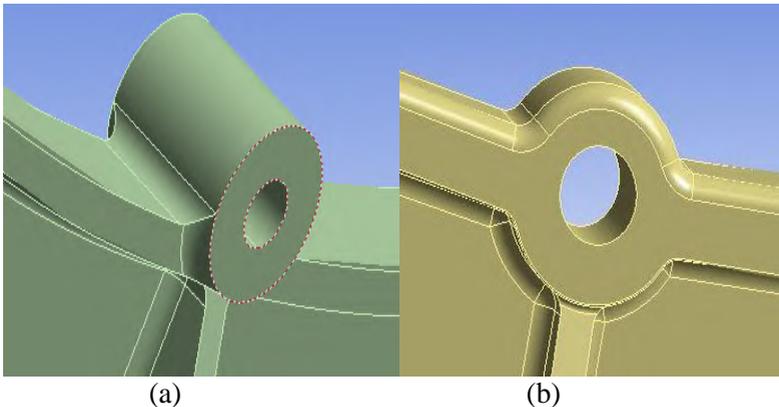
Gambar 4.25 Posisi Kerusakan *Riding Gear*

Histori kerusakan yang ditunjukkan oleh gambar 4.25 menunjukkan bahwa kerusakan terjadi pada lubang *pin* ke 5 dan *pin* ke 8. Hal ini menunjukkan bahwa lubang *pin* ke 5 dan lubang *pin* ke 8 menerima beban lebih tinggi daripada lubang *pin* lainnya. Faktor eksternal diluar desain dari *riding gear* diduga juga mempengaruhi kerusakan yang terjadi seperti cacat dimensi maupun ketidakhomogenan bahan pada saat manufaktur, dan dapat juga terjadi akibat kesalahan *assembly* seperti bergesernya pemasangan *spring board* pada *shell*. Menurut riwayat kerusakan yang kedua, penggantian total menggunakan *riding gear* pengganti juga diduga mempengaruhi kinerja dari *riding gear* itu sendiri karena terdapat kesalahan manufaktur dan *assembly* sehinggalan *riding gear* berbentuk oval. Bentuk oval pada *riding gear* dapat mempengaruhi distribusi beban yang tidak merata pada *riding gear* dan menyebabkan beban tarik yang diterima oleh masing masing *pin* penghubung menjadi tidak sama. Ketidakeragaman beban yang diterima tersebut dapat menghasilkan nilai konsentrasi tegangan yang tinggi pada beberapa titik tertentu.

4.5 Modifikasi Riding Gear

Kemungkinan terjadinya kesalahan pada *manufacturing* dan *assembly* adalah cukup tinggi karena ukuran *riding gear* yang besar. Untuk mengantisipasi hal tersebut, maka desain modifikasi diperlukan untuk menurunkan tegangan yang terjadi untuk memperbaiki toleransi desain terhadap kesalahan pada *manufacturing* maupun *assembly*. Berdasarkan data kerusakan yang ada, menunjukkan bahwa letak *crack* pada *rim riding gear* berada pada posisi yang berdekatan. Hal tersebut sesuai dengan hasil simulasi yang menunjukkan bahwa pada daerah tersebut terjadi konsentrasi tegangan yang cukup tinggi. Modifikasi dilakukan guna menurunkan angka konsentrasi tegangan pada daerah tersebut agar penyebab kerusakan dapat ditekan dan tidak dapat terjadi kembali.

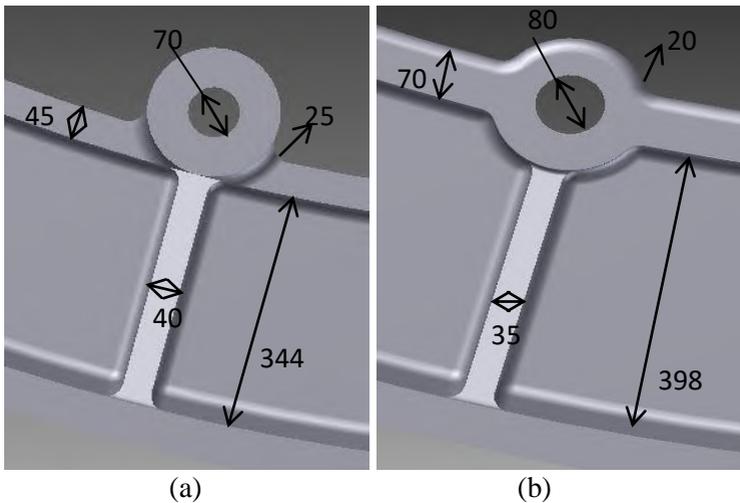
4.5.1 Modifikasi 1



Gambar 4.26 (a) Desain *Riding Gear* Lama; (b) Modifikasi 1 pada *Rim Riding Gear*

Modifikasi dilakukan pada daerah yang mengalami konsentrasi tegangan yang tinggi yaitu dengan menambah lebar *body rim* untuk menambah kekuatan komponen dan mengurangi tebal *body rim* menjadi 30 mm untuk mengurangi massa dari *riding gear* hasil modifikasi. Gambar 4.26 menunjukkan gambar

hasil modifikasi yang dilakukan pada bagian *rim riding gear*. Punggung *riding gear* dinaikkan hingga segaris dengan pusat lingkaran *pin* guna mengurangi konsentrasi tegangan yang berada pada daerah tersebut. Ketebalan punggung *rim riding gear* dilebarkan hingga sama dengan tebal dari lubang *pin* lama yaitu sebesar 70 mm dan diameter *pin* ditambah menjadi 80 mm untuk mengurangi defleksi yang terjadi pada *pin*. *Fillet* dengan *radius* sebesar 20 mm diberikan pada sisi ujung punggung *rim riding gear* guna menurunkan efek konsentrasi tegangan.

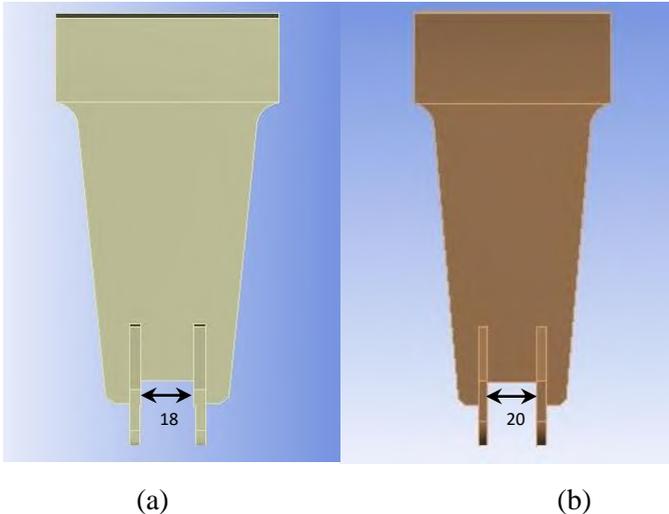


Gambar 4.27 (a) Dimensi *Riding Gear* Lama; (b) Dimensi *Riding Gear* Modifikasi 1

Gambar 4.27 menunjukkan modifikasi terhadap lebar *rim riding gear*. Pelebaran *rim* tersebut dilakukan guna menurunkan konsentrasi tegangan pada bagian lengkungan serta menambah kekuatan dari *rim riding gear* itu sendiri. Bagian *Rib* ditipiskan dari 40 mm menjadi 35 mm, hal tersebut dilakukan untuk mengurangi massa *gear* yang telah dimodifikasi.

Modifikasi juga dilakukan pada *spring board* yang menghubungkan *rim riding gear* dengan *shell* agar *shell* dapat

berputar secara bersamaan. Gambar 4.28 menunjukkan modifikasi terhadap *spring board*, dimana lebar pegangan *spring board* pada *rim riding gear* diubah menjadi sama dengan lebar punggung *rim riding gear* itu sendiri.

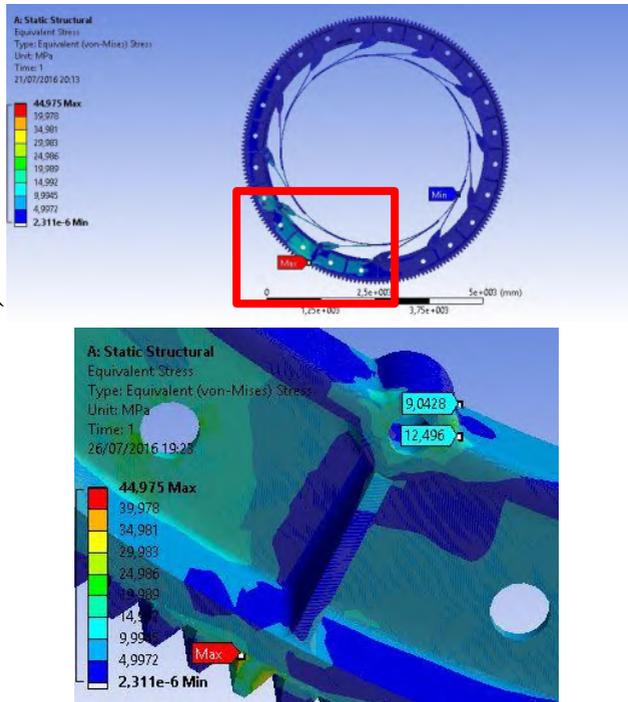


Gambar 4.28 (a) Dimensi *Spring Board* Lama; (b) Dimensi *Spring Board* Modifikasi

4.5.1.1 Simulasi *Riding Gear* Modifikasi 1

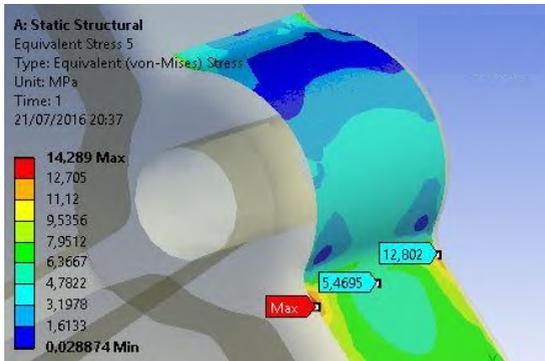
a. Konsentrasi Tegangan

Analisa tegangan pada *riding gear* diperlukan guna membandingkan hasil modifikasi dengan desain awal yang telah ada. Hasil simulasi tegangan yang dilakukan pada *software FEA* juga meliputi beberapa analisa yaitu *Equivalent Stress*, *Equivalent Elastic Strain*, *Total Deformation*, *Safety Factor Stress*.



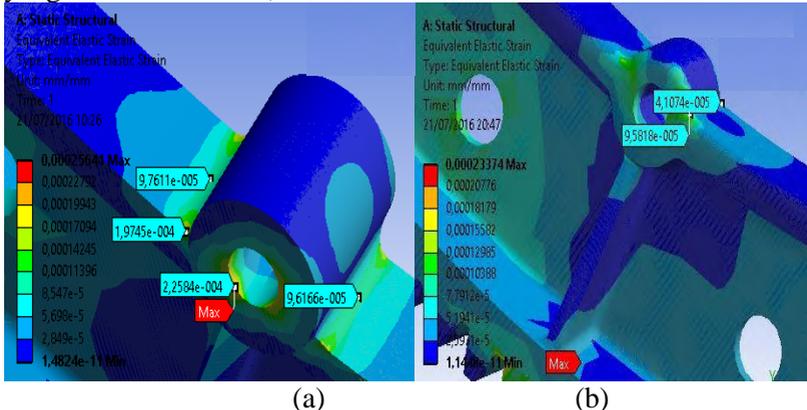
Gambar 4.29 *Equivalent Stress Gear Modifikasi 1*

Gambar 4.29 menunjukkan daerah paling kritis yaitu terletak pada bagian kontak *gear* sebesar 44,975 Mpa dan pada daerah sekitar lengkungan penghubung antara *rim riding gear* dengan *pin spring* yaitu sebesar 12,496 MPa dan 9,0428 MPa. Secara detail pada daerah punggung *riding gear* ditunjukkan pada gambar 4.30 dimana konsentrasi tegangan pada daerah yang terjadi histori kerusakan dapat dilihat.



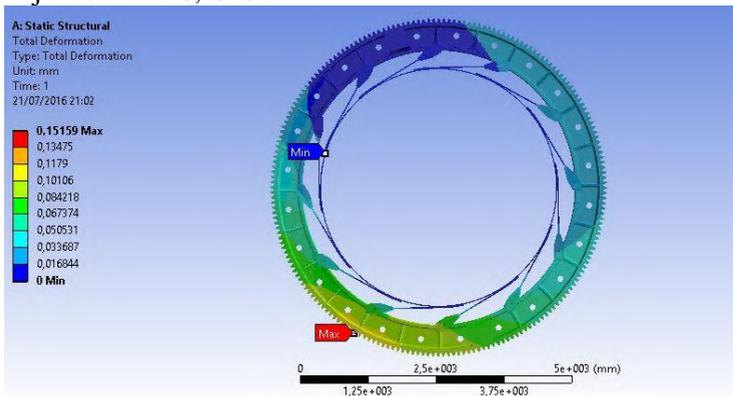
Gambar 4.30 *Equivalent Stress Detail Gear Modifikasi pada Bagian yang Rusak*

Equivalent Elastic Strain yang ditunjukkan pada gambar 4.31 menunjukkan daerah yang mengalami regangan terbesar sebesar $0,00023374$ mm/mm pada bagian kontak *gear*. Sisi ujung lengkungan di sekitar lubang *pin* pada modifikasi 1 memiliki besar regangan sebesar $9,5818e-005$ mm/mm, hal ini menunjukkan bahwa pada daerah tersebut memiliki kecenderungan untuk mengalami regangan jauh lebih kecil dari yang semula sebesar $1,9745e-004$ mm/mm.



Gambar 4.31 (a) *Equivalent Elastic Strain Gear Lama;*
(b) *Equivalent Elastic Strain Gear Modifikasi 1*

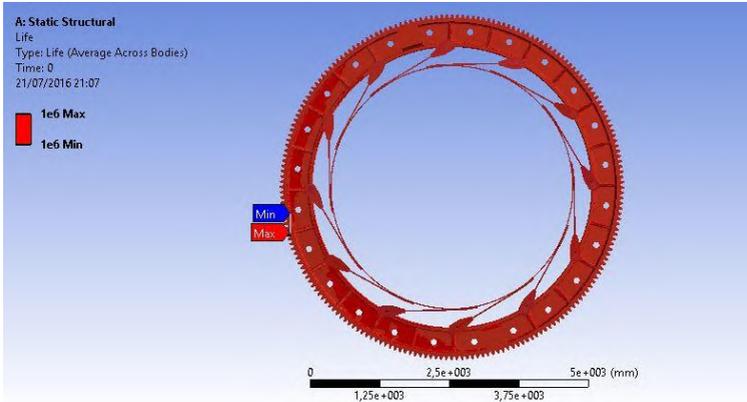
Total deformation yang ditunjukkan pada gambar 4.32 menunjukkan daerah yang memiliki kecenderungan terbesar untuk menyebabkan terjadinya deformasi pada *riding gear* modifikasi 1. Bagian kontak *gear* memiliki kecenderungan terbesar untuk terjadi deformasi dan pada daerah yang berlawanan dengan kontak *gear* atau pada bagian atas memiliki kecenderungan terjadinya deformasi terkecil. Besar total deformasi dapat diturunkan dari *gear* lama sebesar 0,15989mm menjadi sebesar 0,15151.



Gambar 4.32 *Total Deformation* pada Gear Modifikasi 1

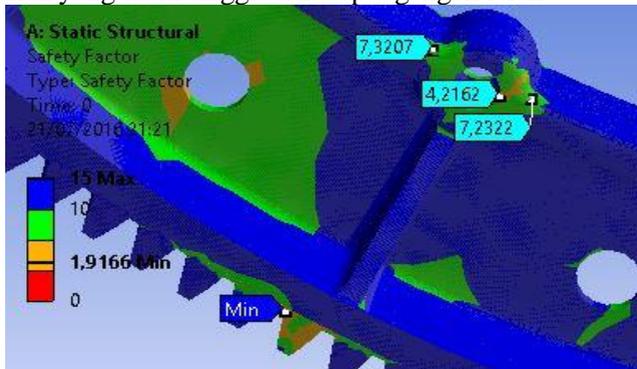
b. Tegangan Lelah

Gambar 4.33 menunjukkan bahwa komponen tersebut memiliki ketahanan yang tinggi terhadap kelelahan. Hasil tersebut sama dengan hasil simulasi pada gear lama. Hal ini menunjukkan bahwa kerusakan yang terjadi tidak disebabkan oleh tegangan lelah yang terjadi pada komponen tersebut. Beban produksi yang ada masih jauh dibawah tegangan *yield* material tersebut, sehingga dapat dikatakan bahwa material *riding gear* tergolong material yang tangguh.



Gambar 4.33 *Fatigue Life Gear* Modifikasi 1

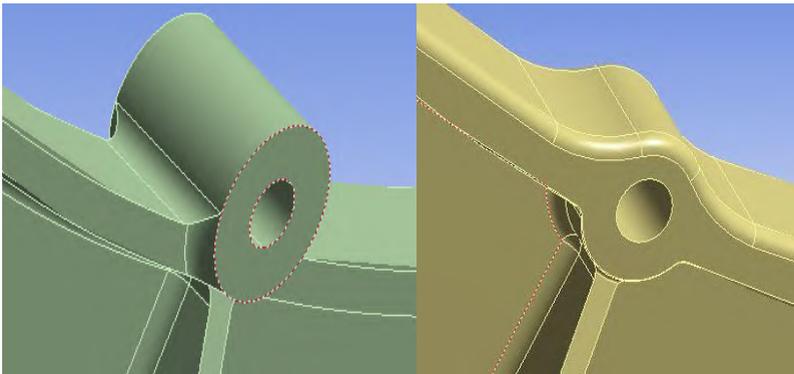
Gambar 4.34 menunjukkan daerah yang memiliki angka keamanan terkecil hingga terbesar pada *gear* modifikasi. Angka keamanan terkecil terletak pada kontak *gear* dan bagian lubang *pin*. Angka keamanan pada bagian yang mengalami kerusakan pada *gear* lama mampu ditingkatkan dari semula 2,7863 menjadi sebesar 7,3207 dan 7,2322 setelah dilakukannya modifikasi. Hal tersebut menunjukkan bahwa hasil modifikasi memiliki ketahanan yang lebih tinggi terhadap tegangan lelah.



Gambar 4.34 Angka Keamanan pada *Fatigue Tool Gear* Modifikasi 1

4.5.2 Modifikasi 2

Modifikasi dilakukan guna menurunkan angka konsentrasi tegangan pada daerah tersebut agar penyebab kerusakan dapat ditekan dan tidak dapat terjadi kembali. Modifikasi dilakukan pada daerah yang mengalami konsentrasi tegangan yang tinggi yaitu dengan merubah bentuk lengkungan yang menghubungkan antara *rim* dengan *pin*. Gambar 4.35 menunjukkan gambar hasil modifikasi yang dilakukan pada bagian *rim riding gear*. Lengkungan yang menghubungkan antara *pin* dengan *rim* dibuat lebih landai guna mengurangi konsentrasi tegangan yang berada pada daerah tersebut. Ketebalan punggung *rim riding gear* dilebarkan hingga sama dengan tebal dari lubang *pin* dan lebar dari *rim riding gear* ditambah hingga punggung *rim* segaris dengan garis tengah lubang *pin* tersebut.



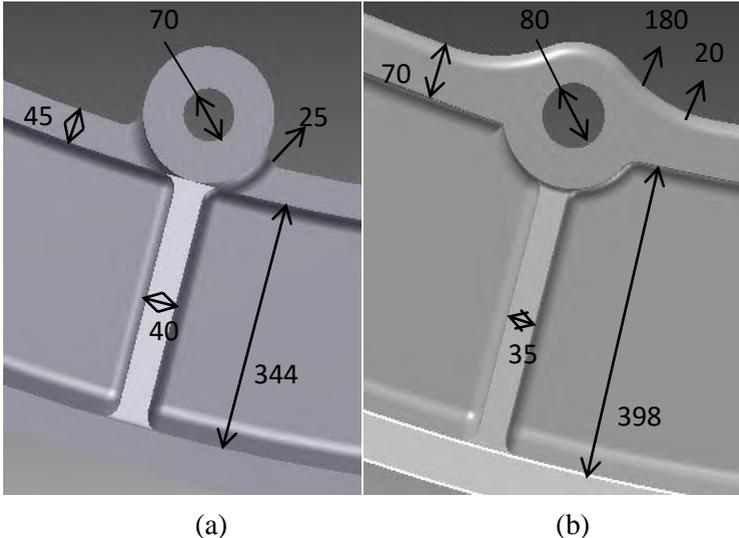
(a)

(b)

Gambar 4.35 (a) Desain *Riding Gear* Lama; (b) Modifikasi 2 pada *Rim Riding Gear*

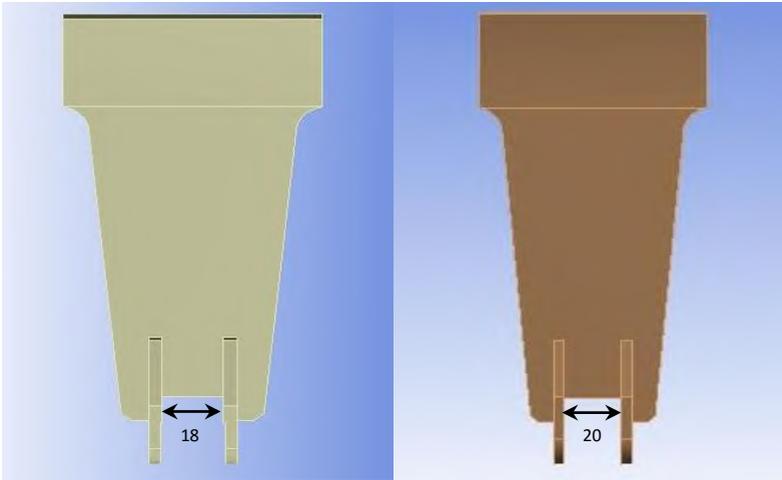
Gambar 4.36 menunjukkan modifikasi terhadap lebar *rim riding gear*. Pelebaran *rim* tersebut dilakukan guna menurunkan konsentrasi tegangan pada bagian lengkungan serta menambah kekuatan dari *rim riding gear* itu sendiri. Bagian *Rib* ditipiskan

dari 40 mm menjadi 35 mm, hal tersebut dilakukan untuk mengurangi massa *gear* yang telah dimodifikasi.



Gambar 4.36 (a) Dimensi *Riding Gear* Lama; (b) Dimensi *Riding Gear* Modifikasi 2

Modifikasi juga dilakukan pada *spring board* yang menghubungkan *rim riding gear* dengan *shell* agar *shell* dapat berputar secara bersamaan. Gambar 4.37 menunjukkan modifikasi terhadap *spring board*, dimana lebar pegangan *spring board* pada *rim riding gear* diubah menjadi sama dengan lebar punggung *rim riding gear* itu sendiri.

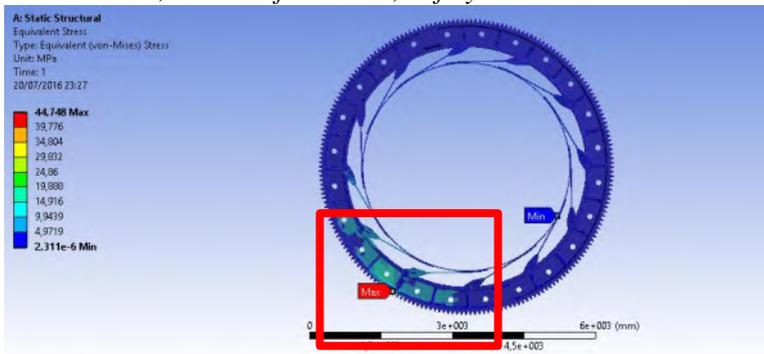


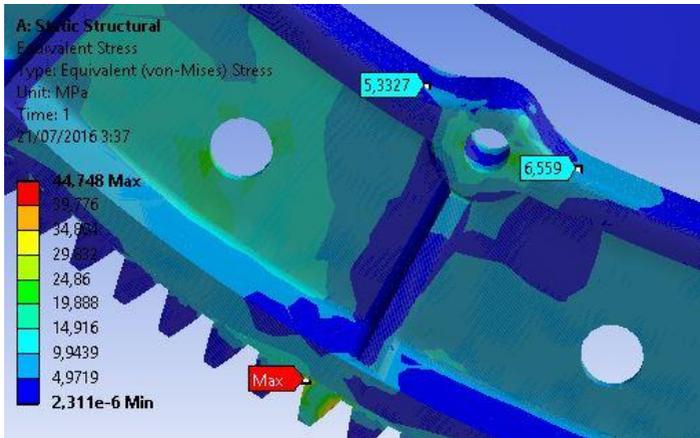
Gambar 4.37 Modifikasi *Spring Board*

4.5.2.1 Simulasi *Riding Gear* Modifikasi 2

a. Konsentrasi Tegangan

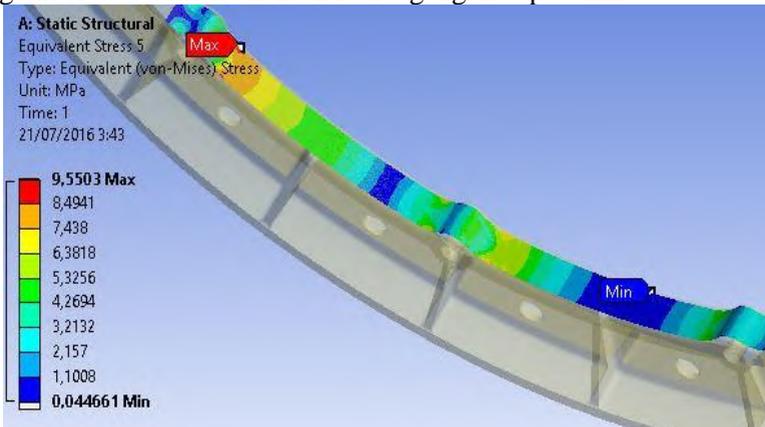
Analisa tegangan pada *riding gear* diperlukan guna membandingkan hasil modifikasi dengan desain awal yang telah ada. Hasil simulasi tegangan yang dilakukan pada *software FEA* juga meliputi beberapa analisa yaitu *Equivalent Stress*, *Equivalent Elastic Strain*, *Total Deformation*, *Safety Factor Stress*.





Gambar 4.38 *Equivalent Stress Gear Modifikasi 2*

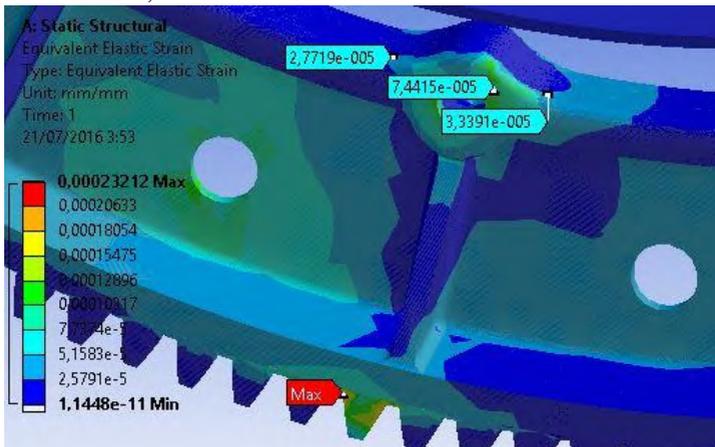
Gambar 4.38 menunjukkan daerah paling kritis yaitu terletak pada bagian kontak *gear* sebesar 44,748 Mpa dan pada daerah sekitar lengkungan penghubung antara *rim riding gear* dengan *pin spring* yaitu sebesar 5,3327 MPa dan 6,559 MPa. Secara detail pada daerah punggung *riding gear* ditunjukkan pada gambar 4.39 dimana konsentrasi tegangan dapat dilihat.



Gambar 4.39 *Equivalent Stress Detail Gear Modifikasi 2 pada Bagian yang Rusak*

Berdasarkan gambar 4.39 dapat dilihat bahwa konsentrasi tegangan tertinggi pada daerah yang mengalami kerusakan yaitu pada bagian lengkungan *rim riding gear* yang menghubungkan *spring* dengan *rim* yang semula memiliki konsentrasi tegangan tertinggi sebesar 40,718 Mpa turun menjadi sebesar 9,5503 Mpa. Konsentrasi tegangan pada bagian tersebut dapat diturunkan sebesar 31,1677 Mpa.

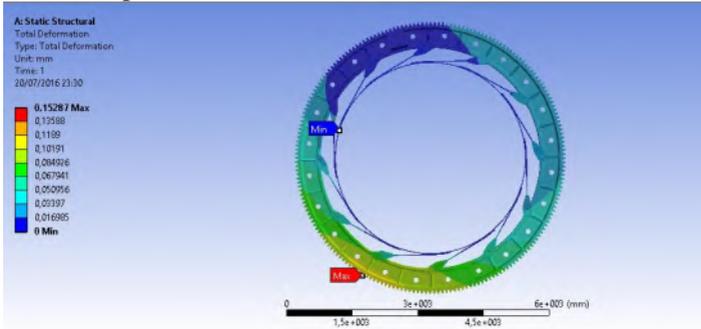
Equivalent Elastic Strain yang ditunjukkan pada gambar 4.40 menunjukkan daerah yang mengalami regangan terbesar sebesar $2,3212 \times 10^{-4}$ mm/mm pada bagian kontak *gear* dan pada bagian pin sebesar $7,4415 \times 10^{-5}$ mm/mm. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi *gear* modifikasi menunjukkan hasil regangan yang lebih kecil dari pada *strain* pada *rim riding gear* lama sebesar $2,5641 \times 10^{-4}$ mm/mm.



Gambar 4.40 *Equivalent Elastic Strain Gear Modifikasi 2*

Total deformation yang ditunjukkan pada gambar 4.41 menunjukkan daerah yang memiliki kecenderungan terbesar untuk menyebabkan terjadinya deformasi pada *riding gear* modifikasi. Bagian kontak *gear* memiliki kecenderungan terbesar untuk terjadi deformasi dan pada daerah yang berlawanan dengan kontak *gear* atau pada bagian atas memiliki kecenderungan

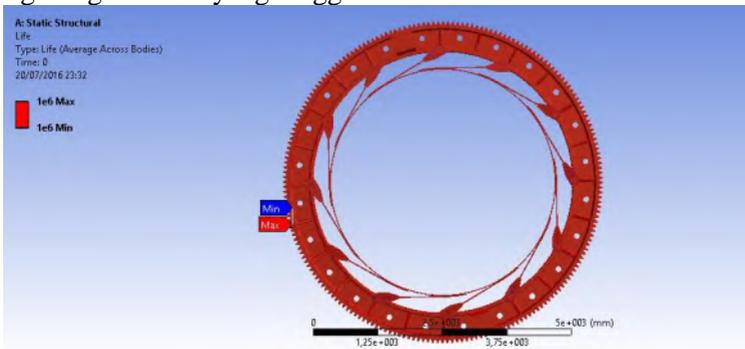
terjadinya deformasi terkecil. Besar total deformasi dapat diturunkan dari *gear* lama sebesar 0,15989mm menjadi sebesar 0,15287 mm pada hasil modifikasi.



Gambar 4.41 Total Deformation pada Gear Modifikasi 2

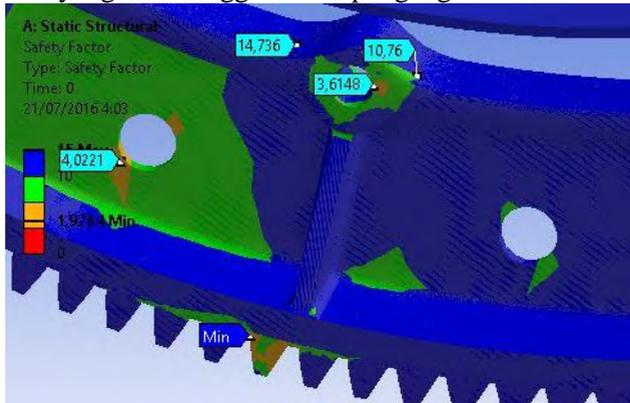
b. Tegangan Lelah

Gambar 4.42 menunjukkan bahwa komponen tersebut memiliki ketahanan yang tinggi terhadap kelelahan. Hasil tersebut sama dengan hasil simulasi pada *gear* lama. Hal ini menunjukkan bahwa kerusakan yang terjadi tidak disebabkan oleh tegangan lelah yang terjadi pada komponen tersebut. Beban produksi yang ada masih jauh dibawah angka keamanan material tersebut, sehingga dapat dikatakan bahwa material *riding gear* tergolong material yang tangguh.



Gambar 4.42 Fatigue Life Gear Modifikasi 2

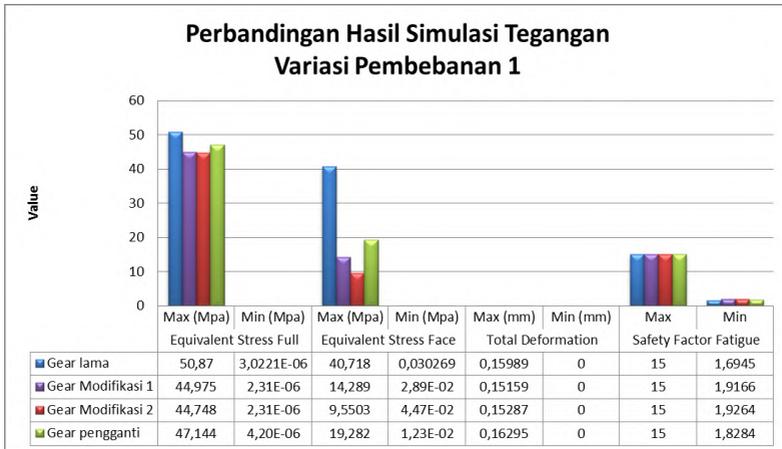
Gambar 4.43 menunjukkan daerah yang memiliki angka keamanan terkecil hingga terbesar pada *gear* modifikasi. Angka keamanan terkecil terletak pada kontak *gear* dan bagian lubang *pin*. Angka keamanan pada bagian yang mengalami kerusakan pada *gear* lama mampu ditingkatkan dari semula 2,7863 menjadi sebesar 10,76 dan 14,736 setelah dilakukannya modifikasi. Hal tersebut menunjukkan bahwa hasil modifikasi memiliki ketahanan yang lebih tinggi terhadap tegangan lelah.



Gambar 4.43 Angka Keamanan pada *Fatigue Tool Gear* Modifikasi 2

4.5.3 Analisa Hasil Modifikasi

Hasil modifikasi yang telah dilakukan menunjukkan hasil yang lebih baik bila dibandingkan dengan gear lama maupun dengan gear pengganti yang saat ini sedang digunakan. Grafik yang akan ditampilkan, menunjukkan perbandingan hasil simulasi Equivalent Stress keseluruhan riding gear, Equivalent Stress pada permukaan yang mengalami kerusakan, Total Deformation, dan Safety Factor tegangan lelah pada riding gear lama, riding gear hasil modifikasi, dan riding gear pengganti yang saat ini digunakan dengan variasi 4 titik pembebanan.



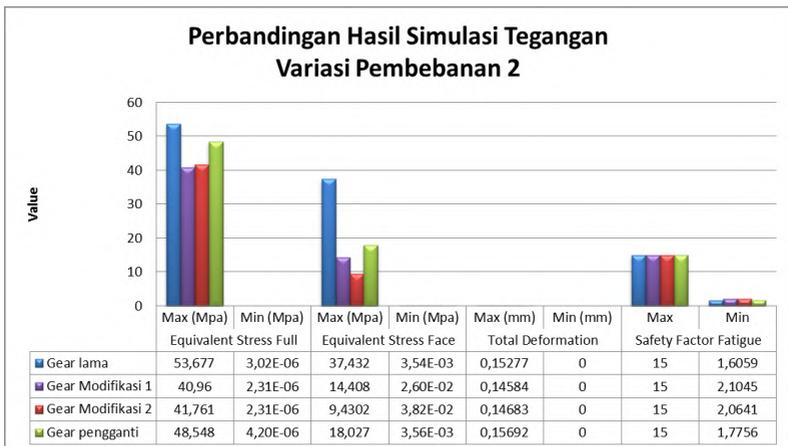
Gambar 4.44 Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 1

Berdasarkan grafik pada gambar 4.44, pengaruh variasi letak gaya kontak *gear* di titik pertama menunjukkan bahwa hasil simulasi *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* menunjukkan tegangan paling kecil terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 sebesar 44,748 Mpa, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai tegangan sebesar 44,975 Mpa. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 47,144 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 50,87 Mpa.

Hasil simulasi *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan tegangan paling kecil juga terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 yaitu sebesar 9,5503 Mpa, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai tegangan sebesar 14,289 Mpa. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 19,282 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada jauh dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 40,718 Mpa.

Hasil simulasi *Total Deformation* pada *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan kecenderungan untuk terjadi deformasi sebesar 0,15989 mm pada *riding gear* lama. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai deformasi sebesar 0,15159 mm, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki kecenderungan untuk berdeformasi sebesar 0,15287 mm. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki kecenderungan paling besar untuk berdeformasi sebesar 0,16295 mm.

Hasil simulasi nilai *Safety Factor* tegangan lelah pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan menunjukkan angka keamanan minimum paling rendah yaitu sebesar 1,6945. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,9166, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,9264, sedangkan pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,8284. Hal tersebut menunjukkan bahwa *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki kemampuan lebih tinggi untuk menahan beban *fatigue* yang ada.



Gambar 4.45 Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 2

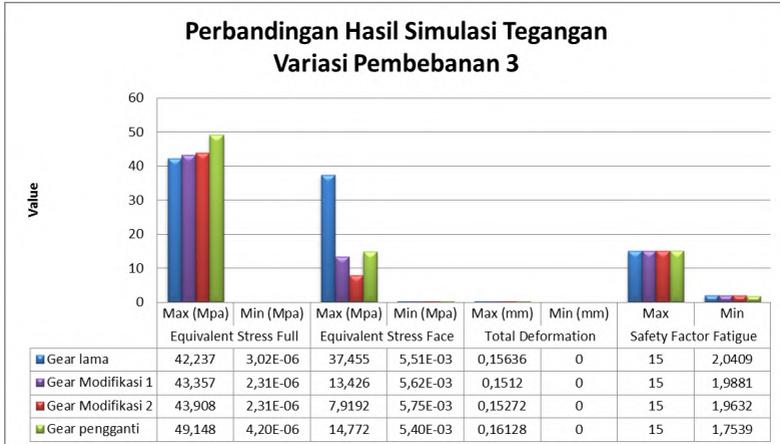
Berdasarkan grafik pada gambar 4.45, pengaruh variasi letak gaya kontak *gear* di titik kedua menunjukkan bahwa hasil simulasi *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* menunjukkan tegangan paling kecil terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 1 sebesar 40,96 Mpa, sedangkan hasil modifikasi 2 memiliki nilai tegangan sebesar 41,761 Mpa. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 48,548 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 53,677 Mpa.

Hasil simulasi *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan tegangan paling kecil juga terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 yaitu sebesar 9,4302 Mpa, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai tegangan sebesar 14,408 Mpa. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 18,027 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada jauh dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 37,432 Mpa.

Hasil simulasi *Total Deformation* pada *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan kecenderungan untuk terjadi deformasi sebesar 0,15277 mm pada *riding gear* lama. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai deformasi sebesar 0,14584, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki kecenderungan untuk berdeformasi sebesar 0,14683 mm, sedangkan pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki kecenderungan paling besar untuk berdeformasi sebesar 0,15692 mm.

Hasil simulasi nilai *Safety Factor* tegangan lelah pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan menunjukkan angka keamanan minimum paling rendah yaitu sebesar 1,6059. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 2,1045, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 2,0641, sedangkan pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan

memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,7756. Hal tersebut menunjukkan bahwa *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki kemampuan lebih tinggi untuk menahan beban *fatigue* yang ada.



Gambar 4.46 Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 3

Berdasarkan grafik pada gambar 4.46, pengaruh variasi letak gaya kontak *gear* di titik ketiga menunjukkan bahwa hasil simulasi *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* menunjukkan tegangan paling kecil terjadi pada *riding gear* lama sebesar 42,237 Mpa, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki tegangan sebesar 43,357 dan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki tegangan sebesar 43,908 Mpa. Kedua tegangan yang terjadi tersebut berada dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan yaitu sebesar 49,148 Mpa.

Hasil simulasi *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan tegangan paling kecil juga terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 yaitu sebesar 7,9192 Mpa, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai tegangan sebesar 13,426 Mpa. *Riding gear*

pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 14,772 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada jauh dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 37,455 Mpa.

Hasil simulasi *Total Deformation* pada *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan kecenderungan untuk terjadi deformasi sebesar 0,15636 mm pada *riding gear* lama. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai deformasi sebesar 0,1512 dan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki kecenderungan untuk berdeformasi sebesar 0,15272 mm. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki kecenderungan paling besar untuk berdeformasi sebesar 0,16128 mm.

Hasil simulasi nilai *Safety Factor* tegangan lelah pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan menunjukkan angka keamanan minimum paling rendah yaitu sebesar 1,7539. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,9881 dan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,9632. *Riding gear* lama memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 2,0409.



Gambar 4.47 Grafik Perbandingan Hasil Simulasi Tegangan Variasi Pembebanan 4

Berdasarkan grafik pada gambar 4.47, pengaruh variasi letak gaya kontak *gear* di titik keempat menunjukkan bahwa hasil simulasi *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* menunjukkan tegangan paling kecil terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 1 sebesar 47,231. *Riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki nilai tegangan sebesar 47,25 Mpa, sedangkan *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki nilai tegangan sebesar 47,276 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada dibawah tegangan yang timbul pada pada *riding gear* lama memiliki tegangan sebesar 49,018 Mpa.

Hasil simulasi *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan tegangan paling kecil juga terjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 yaitu sebesar 7,7522 Mpa, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai tegangan sebesar 15,668. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki tegangan sebesar 14,529 Mpa. Ketiga tegangan yang terjadi tersebut berada jauh dibawah tegangan yang timbul pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 30,742 Mpa.

Hasil simulasi *Total Deformation* pada *riding gear* yang mengalami kerusakan menunjukkan kecenderungan untuk terjadi deformasi sebesar 0,15552 mm pada *riding gear* lama. *Riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki nilai deformasi sebesar 0,15237, sedangkan *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki kecenderungan untuk berdeformasi sebesar 0,1541 mm. *Riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki kecenderungan paling besar untuk berdeformasi sebesar 0,1637 mm.

Hasil simulasi nilai *Safety Factor* tegangan lelah pada *riding gear* hasil modifikasi 1 memiliki angka keamanan minimum paling tinggi yaitu sebesar 1,8251. *Riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki nilai angka keamanan minimum sebesar 1,8243, sedangkan pada *riding gear* pengganti yang saat ini digunakan memiliki nilai angka keamanan sebesar 1,8233. *Riding gear* lama memiliki nilai angka keamanan minimum terendah yaitu sebesar 1,7585.

Berdasarkan perbandingan hasil simulasi di atas, maka modifikasi terhadap *riding gear* dibutuhkan guna menurunkan nilai tegangan yang terjadi pada daerah kritis yang mengalami kerusakan. Hal tersebut diperlukan agar retak yang berada pada *rim riding gear* tidak terjadi kembali. Nilai tegangan yang dihasilkan pada simulasi dari ketiga *riding gear* diatas menunjukkan bahwa tegangan terbesar pada daerah yang mengalami kerusakan dimiliki oleh *riding gear* lama yang sesuai dengan historinya yaitu sering terjadinya retak pada daerah tersebut, sedangkan pada *riding gear* hasil modifikasi memiliki nilai tegangan yang jauh dibawah tegangan lama yang terjadi pada daerah tersebut.

Pemilihan modifikasi dilakukan berdasarkan beberapa pertimbangan, antara lain modifikasi harus memiliki nilai tegangan yang jauh lebih kecil dari pada *riding gear* lama pada bagian *rim riding gear* yang mengalami kerusakan sesuai dengan histori kerusakannya, memiliki umur yang lebih baik, modifikasi *riding gear* harus memiliki massa yang tidak terlalu jauh dengan *riding gear* lama guna menghemat biaya pembuatan, proses pembuatan tidak rumit. Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, *riding gear* hasil modifikasi 1 dan modifikasi 2 memiliki nilai tegangan pada daerah yang mengalami kerusakan sesuai histori kerusakannya jauh lebih rendah dari pada nilai tegangan pada *riding gear* lama. Proses pembuatan masing masing modifikasi melalui beberapa proses yang serupa dengan proses pembuatan *riding gear* lama. Umur masing masing *riding gear* menunjukkan kondisi yang aman dengan umur siklus diatas $10e+6$ cycles. Nilai tegangan yang diterjadi pada *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki tegangan yang lebih rendah dari pada *riding gear* hasil modifikasi 1, akan tetapi *riding gear* hasil modifikasi 2 memiliki massa yang lebih besar yaitu sebesar 17310 Kg dibanding dengan *riding gear* hasil modifikasi 1 yang memiliki massa sebesar 17284 Kg. Berdasarkan hasil yang telah didapat, maka desain modifikasi 1 pada *riding gear* dapat

direkomendasikan dan diaplikasikan pada pabrik II PT Petrokimia Gresik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang diperoleh dari hasil investigasi kerusakan pada *riding gear ritary dryer* di pabrik II PT Petrokimia Gresik berdasarkan analisa hasil simulasi yang telah dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil simulasi menunjukkan bahwa, penyebab kerusakan adalah adanya konsentrasi tegangan pada daerah yang mengalami kerusakan sesuai dengan histori kerusakannya. Menurut riwayat kerusakannya, beban lelah terjadi akibat beban fluktuatif yang diterima oleh *riding gear*. Dengan desain modifikasi yang baru, didapatkan nilai konsentrasi tegangan yang jauh lebih rendah dari pada *riding gear* lama, sehingga kerusakan tersebut diharapkan tidak terjadi kembali.
2. Hasil simulasi dengan variasi letak pembebanan menggunakan *software FEA* didapatkan hasil sebagai berikut :
 - a. Hasil simulasi tegangan sesuai variasi peletakan gaya kontak *gear* secara berurutan pada *riding gear* lama yang mengalami kerusakan yaitu memiliki nilai *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* sebesar 50,87 Mpa, 53,677 Mpa, 42,237 Mpa, dan 49,018 Mpa. *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan punggung *rim* yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 40,718 Mpa, 37,432 Mpa, 37,445 Mpa, dan 30,742 Mpa. *Total Deformation* sebesar 0,15989 mm, 0,15277 mm, 0,15636 mm, dan 0,15552 mm. Nilai *Safety Factor Fatigue* sebesar 1,6945, 1,6059, 2,0409, dan 1,7585.
 - b. Hasil simulasi tegangan sesuai variasi peletakan gaya kontak *gear* secara berurutan pada *riding gear* hasil

- modifikasi 1 yaitu memiliki nilai *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* sebesar 44,975 Mpa, 40,96 Mpa, 43,357 Mpa, dan 47,231 Mpa. *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan punggung *rim* yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 14,289 Mpa, 14,408 Mpa, 13,426 Mpa, dan 15,668 Mpa. *Total Deformation* sebesar 0,15159 mm, 0,14584 mm, 0,1512 mm, dan 0,15237 mm. Nilai *Safety Factor Fatigue* sebesar 1,9166, 2,1045, 1,9881, dan 1,8251.
- c. Hasil simulasi tegangan sesuai variasi peletakan gaya kontak *gear* secara berurutan pada *riding gear* hasil modifikasi 2 yaitu memiliki nilai *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* sebesar 44,748 Mpa, 41,761 Mpa, 43,908 Mpa, dan 47,25 Mpa. *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan punggung *rim* yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 9,5503 Mpa, 9,4302 Mpa, 7,9192 Mpa, dan 7,7522 Mpa. *Total Deformation* sebesar 0,15287 mm, 0,14683 mm, 0,15272 mm, dan 0,1541 mm. Nilai *Safety Factor Fatigue* sebesar 1,9264, 2,0641, 1,9632, dan 1,8243.
 - d. Hasil simulasi tegangan sesuai variasi peletakan gaya kontak *gear* secara berurutan pada *riding gear* pengganti yang sedang digunakan saat ini yaitu memiliki nilai *Equivalent Stress* pada keseluruhan *riding gear* sebesar 47,144 Mpa, 48,548 Mpa, 49,148 Mpa, dan 47,276 Mpa. *Equivalent Stress* pada bagian lengkungan punggung *rim* yang mengalami kerusakan yaitu sebesar 19,282 Mpa, 18,027 Mpa, 14,772 Mpa, dan 14,529 Mpa. *Total Deformation* sebesar 0,16295 mm, 0,15692 mm, 0,16128 mm, dan 0,1637 mm. Nilai *Safety Factor Fatigue* sebesar 1,8284, 1,7756, 1,7539, dan 1,8233.
3. Berdasarkan hasil analisa yang membandingkan keempat *riding gear* tersebut maka hasil modifikasi 1 pada *riding gear* dapat dijadikan rekomendasi desain bagi pihak

pemeliharaan pabrik II PT Petrokimia Gresik karena mampu menurunkan nilai tegangan yang terjadi pada daerah yang sering mengalami kerusakan dan memiliki massa yang lebih kecil dibandingkan dengan *riding gear* hasil modifikasi 2.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan kepada pihak pemeliharaan pabrik II PT Petrokimia Gresik adalah sebagai berikut:

1. Dilakukannya modifikasi pada bagian *rim riding gear* terutama pada bagian *body rim, rib*, punggung *rim* dan lengkungan yang menghubungkan *rim riding gear* dengan *pin* agar nilai tegangan yang timbul dapat diturunkan.
2. Proses pembuatan harus memperhatikan bagian *part* yang berbentuk tajam agar diberi lengkungan guna menurunkan nilai konsentrasi tegangan yang terjadi.
3. Diperlukannya data operasi dan riwayat kerusakan yang lebih *detail* pada setiap *part*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Cahyono, Dwi. (2012). *Knowledge Rotary Kiln*. Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
- [2] Suparta, I Nyoman., (1998). Analisa Perpindahan Panas Proses Pembuatan *Clinker* pada *Rotary Kiln* di PT Semen Gresik (PERSERO). Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [3] *The Rotary Dryer Handbook*. USA: Freeco International
- [4] Rahdiyanta, Dwi. Pengefraisan Roda Gigi Lurus dan Rack. Yogyakarta: Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta
- [5] Nugraha, Kheta. (2006). Perhitungan Roda Gigi. Jakarta: Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta
- [6] Simamora Alberd, M. Akhir. (2013). Analisa Roda Gigi sebagai Pengatur Gerak Maju Mundur Untuk Mobil Harapan dengan Menggunakan Ansys 14.0. Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknik Harapan Medan
- [7] Srdan M Bosnjaka, Miodrag A Arsic, Nenad. Zernic,Zoran D Odanovic, Milos. Dordevic. (2011). *Study of Roller Conveyor Chain Strip Under Tensile Loading*
- [8] Dwi Danuputro, Sebastianus. (2015). Investigasi Penyebab Kerusakan Chain Bucket Elevator Pada 7th Finish Mill Transport System Area Di Tuban IV PT. Semen Indonesia.Surabaya.Tugas akhir jurusan teknik mesin FTI-ITS
- [9] D. Bhoite, Tushar., Prashat M. Pawar., Bhaskar D. Gaikwad. (2012). *FEA Based Study of Effect of Radial Variation of Outer Link in A Typical Roller Chain Link Assembly*. India: Departement of mechanical engineering SVERI's College of engineering
- [10] T. Hafli. (2006). Perilaku Kegagalan Roda Gigi Lurus Akibat Beban Fatik dan Impak. Medan: Sekolah Pascasarjana Universitas Sumatera Utara Medan

- [11] Anselmo, Clay. (2012). *Failure Investigation and Root Cause Analysis*. Reglara Presentation.
- [12] Bhushan, Bharat. (2001). *Modern Tribology Handbook Volume One*. Danvers: USA
- [13] MatWeb.2016. AISI 4340 Steel. USA.
<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=M434AE>
- [14] MatWeb.2016. ASTM A283 Gr.C Steel. USA.
<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=efc8df93c294427996ffc5eb96a01cdd&ckck=1>

TENTANG PENULIS



Penulis yang memiliki nama lengkap **Raditya Ashwidin Nuur**, dilahirkan pada tanggal 4 Oktober 1993 di Jember. Merupakan anak keempat dari pasangan Bapak Suharto dan Ibu Sri Hartatik. Penulis mengenyam pendidikan di SDN Jember Lor III, kemudian melanjutkan sekolah ke SMP Negeri 2 Jember. Setelah tamat SMP, penulis melanjutkan ke jenjang pendidikan di SMA Negeri 1 Jember. Setelah dinyatakan lulus dari SMA pada tahun 2012, penulis melanjutkan pendidikan di salah satu Perguruan Tinggi terbaik di Indonesia tepatnya pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan memperoleh gelar Sarjana pada bulan September 2016.

Ketika kuliah, penulis mengambil bidang studi Sistem Manufaktur dengan Tugas Akhir spesifik pada bidang Analisa Kegagalan. Semasa kuliah, penulis memiliki pengalaman kerja praktek di PT Dirgantara Indonesia sebelum akhirnya melakukan penelitian tugas akhir di PT Petrokimia Gresik. Penulis aktif dalam berbagai kegiatan perkuliahan dan organisasi kemahasiswaan. Organisasi kemahasiswaan yang pernah diikutinya yakni Himpunan Mahasiswa Mesin dan Mesin Music Club. Penulis juga pernah mendapat amanah untuk menjadi *President Event Besar Mechanical City*. Selain itu, penulis juga aktif berpartisipasi dalam kegiatan pelatihan manajemen dan *leadership* di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis dapat dihubungi melalui email berikut : radityaashwidin@ymail.com

(Halaman ini sengaja dikosongkan)