

TUGAS AKHIR - TM 141585

# ANALISIS DAN *REDESIGN* KEKUATAN STRUKTUR PADA *GIRDER OVERHEAD CRANE* 6.3 TON

AYZAM SUNAINAH  
NRP 0211134000026

Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2018



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS DAN *REDESIGN* KEKUATAN STRUKTUR  
PADA *GIRDER OVERHEAD CRANE* 6.3 TON**

AYZAM SUNAINAH  
NRP. 0211134000026

Dosen Pembimbing:  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc. PhD

PROGRAM SARJANA  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT – TM141585

**ANALYSIS AND REDESIGN STRUCTURE  
STRENGTH TO GIRDER OVERHEAD CRANE 6.3  
TON**

AYZAM SUNAINAH  
NRP. 0211134000026

Advisory Lecturer  
Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD.

BACHELOR PROGRAM  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2018

**ANALISIS DAN REDESIGN  
KEKUATAN STRUKTUR PADA GIRDER  
OVERHEAD CRANE 6.3 TON**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**AYZAM SUNAINAH**

Nrp. 0211134000026

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Pembimbing)  
NIP .195106051978031002
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)  
NIP .196508101991021001
3. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT (Penguji II)  
NIP .196807061999031004
4. Moch. Solichin, ST, MT (Penguji III)  
NIP .198908172015041003

**SURABAYA  
Januari , 2018**

## **ANALISIS DAN REDESIGN KEKUATAN STRUKTUR PADA GIRDER OVERHEAD CRANE 6.3 TON**

**Nama Mahasiswa** : Ayzam Sunainah  
**NRP** : 0211134000026  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,  
M.Sc.,Ph.D

### **Abstrak**

*Pada era globalisasi ini, menurut data BPS Statistik Industri Manufaktur dari tahun 2013 hingga 2015 terdapat kenaikan pada jumlah industri manufaktur yang ada di Indonesia. Overhead crane merupakan crane yang sering digunakan di workshop industri manufaktur sebagai alat bantu untuk penataan barang di gudang, pemindahan barang dari satu workstation ke workstation berikutnya, proses produksi, serta perbaikan produk. Sehingga overhead crane memiliki peran besar dalam sektor produktifitas industri manufaktur. Sedangkan pada kecelakaan akibat kegagalan struktur, menurut OSHA 80% penyebab utama kegagalan adalah akibat overloading. Penggunaan komponen yang cacat, pengangkatan beban melebihi kapasitas, menyeret beban, merupakan faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya overloading. Overloading juga dapat disebabkan oleh beban dinamis yang tidak diperhitungkan yaitu swinging atau sudden drop pada beban. OSHA mengestimasi bahwa terdapat kerusakan atau kegagalan pada crane terjadi setiap 10,000 jam penggunaan. Oleh karena itu, diperlukan overhead crane yang mampu digunakan sesuai kebutuhan, aman, dan tahan lama atau tidak mudah rusak, sehingga biaya yang diperlukan lebih ekonomis.*

*Pada penelitian tugas akhir ini, akan dilakukan analisis kekuatan struktur overhead crane dengan mensimulasikan pada software berbasis metode elemen hingga (finite element analysis). Sebelum simulasi dilakukan, akan dibuat pemodelan 3D girder kemudian dimasukkan gaya-gaya yang bekerja pada crane yaitu,*

*gaya berat, gaya angkat, dan gaya ayun beban. Gaya-gaya yang diaplikasikan akan diposisikan pada  $x=3.5$  m,  $x=10.788$  m, dan  $x=18.576$  m. Untuk analisis fatigue akan dilakukan pengolahan data hasil simulasi tegangan untuk mengetahui umur siklus crane. Berdasarkan hasil tersebut akan dilakukan desain ulang untuk mendapatkan struktur yang diinginkan yaitu, berupa struktur yang diharapkan kuat terhadap beban statis dan dinamis, mempunyai umur siklus yang lama, serta mempunyai distribusi tegangan yang lebih merata.*

*Hasil dari penelitian ini tegangan von Mises yang mempunyai stress range dan mean stress terbesar ada pada siklus kedua yaitu pada saat posisi pembebanan di  $x = 10,788$  m. Tegangan yang dimiliki oleh siklus tersebut adalah tegangan maksimum 230,393 MPa dan tegangan minimum 79,482 MPa. Tegangan ini sudah aman menurut Soderberg failure line tetapi belum aman dengan angka keamanan 1,5 dan memiliki usia fatigue 644409 siklus. Sedangkan tegangan pada girder setelah redesign pada siklus yang sama mempunyai tegangan maksimum 204,589 MPa dan tegangan minimum 70,055 MPa. Tegangan ini sudah aman menurut angka keamanan 1,5 dan mempunyai umur 91033n siklus.*

***Kata kunci : overhead crane, girder, kekuatan struktur, fatigue, metode elemen hingga***

## **ANALYSIS AND REDESIGN STRUCTURE STRENGTH TO GIRDER OVERHEAD CRANE 6.3 TON**

**Nama Mahasiswa : Ayzam Sunainah**  
**NRP : 0211134000026**  
**Departement : Mechanical Engineering FTI-ITS**  
**Advisory Lecturer : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,**  
**M.Sc.,Ph.D**

### ***Abstract***

*In this globalization era, according to BPS Manufacture Industry Statistics from 2013 to 2015 there are a raised on the numbers of manufacture industry in Indonesia. Overhead crane is a crane that commonly used in manufacture industry workshop as an equipment manage storage, moving things from one workstation to another, production process, and product repair. This makes overhead crane has big role in productivity sector of manufacture industry. As in accident caused by structure failure, according to OSHA, 80% of the failure main cause is overloading. The usage of defect component, over capacity load lifting, load dragging, are the factors that cause overloading. Overloading can also be caused by uncalculated swing or sudden drop to load. OSHA estimated that several damage or failure on crane happened every 10,000 usage hours. That is why, overload crane with the capability to be used according to its need, safety, and durability is needed to make more economically cost.*

*In this final project research, analysis of overhead crane structure strength will be done by simulating to software with finite analysis element method. Before doing simulation, girder 3D model will be made and inserted the forces worked in the crane such as weight force, lift force, and swing force. Forces applied will be positioned in  $x=3.5$  m,  $x=10.788$  m, and  $x=18.576$  m. Data processing of the stress simulation result will be done to analyze fatigue to find crane cycle age. According to that result, redesign will be done to achieve wanted structure such as, structure that*

*could handle static and dynamic load, has long cycle age, and has more distributed stress distribution.*

*The result of this research is von Mises stress that has higher stress range and mean stress is on second cycle which on loading position  $x = 10,788$  m. Stress on that cycle has maximum stress of 230,393 MPa and minimum stress of 79,482 MPa. This stress is safe enough according to Soderberg failure line, not safe enough with safety number 1,5 and fatigue age 644409 cycles. Whereas stress on girder after redesign in the same cycle has maximum stress of 204,589 MPa and minimum stress of 70,055 MPa. This stress is safe enough according to safety number of 1,5 and fatigue age 91033 cycles.*

***Key words: overhead crane, girder, structure strength, fatigue, finite element method.***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT, karena atas berkat rahmat dan ridho-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisis dan *Redesign* Kekuatan Struktur Girder Overhead Crane 6.3 Ton” dengan baik dan lancar. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis mengucapkan terimakasih kepada pihak yang telah membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Orang tua penulis, Bapak Khoirun Ni’am, Ibu Ni’mah, Adik Ahyan Bairukh, Adik Ibda Samkhon, serta seluruh keluarga besar di rumah yang senantiasa memberikan dukungan semangat dan doa.
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang selalu sabar dalam memberikan masukan dan saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku ketua departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
4. Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D., selaku dosen wali yang memberikan segala macam cerita untuk kehidupan perkuliahan saya dan terimakasih atas kata-kata mutiara yang sangat memotivasi saya untuk menjalankan kehidupan perkuliahan ini, “Semua akan indah pada Waktunya”.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
6. Teman-teman penulis, Tedi, Atsa, dan Ega yang membantu penulis dalam penulisan topik Tugas Akhir ini.
7. Sahabat-sahabat penulis, Intan, Dewani, Ayu, Lana, Alvi, Sarbo, Nabila, Amal, Syafi, dan Mas Yoga, yang senantiasa memberikan dukungan, semangat, dan bantuan bagi penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

8. Teman-teman Lab. Desain yang senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat serta memberikan dukungan kepada penulis.
9. Seluruh teman-teman angkatan M56 dengan segala cerita yang telah ditorehkan dalam kehidupan kuliah ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

# DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii

## BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Manfaat.....	4

## BAB II DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 <i>Crane</i> dan Klasifikasinya .....	7
2.3 <i>Overhead Crane</i> .....	10
2.3.1 Pengertian <i>Overhead Crane</i> .....	10
2.3.2 Komponen-komponen Utama <i>Crane</i> .....	12
2.3.3 Mekanisme Gerakan <i>Overhead Crane</i> .....	15
2.4 Jenis Beban dan Gaya pada <i>Crane</i> .....	18
2.4.1 Jenis Beban yang Diterima <i>Crane</i> .....	18
2.4.2 Jenis Gaya yang Bekerja pada <i>Crane</i> .....	19
2.5 Tegangan .....	22
2.6 Hukum Hook .....	23
2.7 Defleksi.....	25
2.8 Konstruksi Baja dan Faktor Keamanan .....	26
2.9 Metode Elemen Hingga .....	26
2.10 Analisis <i>Fatigue</i> .....	28
2.10.1 Terminologi Beban Siklis .....	28

2.10.2	<i>Fatigue Failure Line</i> .....	30
2.10.3	Kurva S-N .....	31

### **BAB III METODOLOGI**

3.1	Metode Penelitian .....	35
3.2	Tahapan Studi Literatur dan Studi Lapangan .....	37
3.3	Data Spesifikasi <i>Overhead Crane</i> .....	38
3.4	Pemodelan 3D <i>Girder</i> .....	38
3.5	Input Gaya-gaya yang Bekerja pada Girder.....	39
3.5.1	Gaya Angkat.....	39
3.5.2	Gaya Ayun .....	41
3.5.3	Momen Jepit.....	42
3.5.4	Gaya Reaksi .....	44
3.6	Simulasi Pembebanan dengan <i>Software</i> Berbasis FEM	45
3.7	Analisis <i>Fatigue Girder Overhead Crane</i> .....	46
3.8	<i>Redesign Girder Overhead Crane</i> .....	47
3.9	Analiss Perbandingan <i>Overhead Crane</i> Sebelum dan Sesudah <i>Redesign</i> .....	48

### **BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA**

4.1	Spesifikasi <i>Overhead Crane</i> .....	49
4.1.1	Klasifikasi Crane .....	49
4.1.2	Spesifikasi Material .....	50
4.1.3	Dimensi dan Profil <i>Overhead Crane</i> .....	51
4.2	Perhitungan Gaya pada <i>Crane</i> .....	52
4.2.1	Gaya Angkat.....	52
4.2.2	Gaya Ayun .....	53
4.2.3	Perhitungan Gaya Reaksi .....	53
4.3	Alisisi Kekuatan Struktur.....	55
4.3.1	Perhitungan Kekuatan Struktur .....	55
4.3.2	Simulasi Kekuatan Struktur .....	55
4.4	Analisis <i>Fatigue Life</i> .....	62
4.4.1	Perhitungan <i>mean stress, stress range, dan stress ratio</i> .....	62
4.4.2	Perhitungan <i>cycle</i> dan <i>S-N curve</i> .....	64

4.5 <i>Redesign Overhead Crane</i> .....	66
4.5.1 Profil <i>Redesign</i> .....	66
4.5.2 Simulasi Statis Hasil <i>Redesign</i> .....	67
4.6 Perbandingan Kekuatan dan Umur <i>Girder</i> Sebelum dan Sesudah <i>Redesign</i> .....	71
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b>	
5.1 Kesimpulan .....	73
5.2 Saran.....	74
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	75
<b>BIODATA PENULIS</b>	

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Data Jumlah Perusahaan Industri Manufaktur pada Tahun 2013, 2014, 2015 .....	2
Gambar 2.1 Hasil simulasi defleksi beban kerja 35 ton .....	6
Gambar 2.2 Hasil simulasi tegangan von mises .....	7
Gambar 2.3 <i>Overhead crane single girder</i> dengan SWL 10 Ton .....	12
Gambar 2.4 Bagian-bagian utama <i>overhead crane</i> .....	12
Gambar 2.5 Tipe <i>overhead crane PT. MHE Demag</i> .....	13
Gambar 2.6 Profil <i>girder overhead crane</i> .....	14
Gambar 2.7 Mekanisme gerakan <i>hoist</i> .....	16
Gambar 2.8 Mekanisme gerakan <i>cross travel</i> .....	17
Gambar 2.9 Mekanisme gerakan <i>long travel</i> .....	17
Gambar 2.10 Jenis beban .....	19
Gambar 2.11 Gerakan <i>hoist</i> menimbulkan percepatan angkat a... ..	20
Gambar 2.12 Gerakan <i>cross travel</i> .....	21
Gambar 2.13 Diagram tegangan-regangan pada <i>mild steel</i> .....	24
Gambar 2.14 Balok sebelum dan setelah mengalami deformasi .....	25
Gambar 2.15 <i>Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress</i> .....	28
Gambar 2.16 <i>Equivalent Stress</i> pada Soderberg <i>Line</i> .....	30
Gambar 2.17 Kurva S-N .....	32
Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir .....	36
Gambar 3.2 <i>FBD</i> benda bergerak ke atas .....	39
Gambar 3.3 <i>FBD</i> benda bergerak ke bawah .....	40
Gambar 3.4 <i>FBD</i> benda dengan gaya ayun .....	41
Gambar 3.5 <i>Model tumpuan jepit dan gaya distribusi rata</i> .....	42
Gambar 3.6 <i>Model tumpuan jepit dan gaya terpusat</i> .....	43
Gambar 3.7 <i>Posisi x terhadap panjang girder L</i> .....	44

Gambar 3.8 <i>Diagram alir proses simulasi statis pada Solidworks</i> .....	45
Gambar 3.9 <i>Diagram alir proses simulasi statis pada Solidworks</i> .....	47
Gambar 4.1 Profil <i>girder</i> tampak depan.....	51
Gambar 4.2 Profil <i>girder</i> tampak samping.....	51
Gambar 4.3 Profil <i>End Carriage</i> .....	52
Gambar 4.4 Pemodelan 3D <i>overhead crane</i> .....	56
Gambar 4.5 Kondisi batas simulasi <i>crane</i> .....	57
Gambar 4.6 Node dan elemen saat sudah melalui proses <i>meshing</i> .....	58
Gambar 4.7 Distribusi tegangan normal pada siklus ke-2 gaya ayun.....	59
Gambar 4.8 Distribusi tegangan Von Mises pada siklus 2 gaya ayun.....	61
Gambar 4.9 Grafik siklus tegangan pada siklus ke 2.....	63
Gambar 4.10 Posisi tegangan pada diagram Soderberg <i>failure line</i> .....	65
Gambar 4.11 Profil 2D <i>part redesign</i> .....	66
Gambar 4.12 Profil 3D <i>part redesign</i> .....	67
Gambar 4.13 Posisi plat <i>redesign</i> .....	67
Gambar 4.14 Distribusi tegangan pada <i>part redesign</i> siklus 2 gaya ayun .....	68
Gambar 4.15 Grafik Waktu vs Tegangan.....	68
Gambar 4.16 Grafik <i>Soderberg failure line</i> setelah <i>redesign</i> .....	69
Gambar 4.17 Defleksi pada <i>part redesign</i> .....	70

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Defleksi girder.....	6
Tabel 2.2 Tegangan akibat masing-masing <i>load case</i> .....	7
Tabel 2.3 Jumlah cycle (N) menurut <i>stress range</i> .....	7
Tabel 2.4 Spesifikasi tipe <i>overhead crane</i> .....	14
Tabel 2.5 Korespondensi kategori stress dengan parameter kurva S-N untuk sambungan non-tubular. ....	33
Tabel 3.1 Spesifikasi <i>Overhead Crane</i> .....	38
Tabel 4.1 Spesifikasi <i>Overhead Crane</i> .....	49
Tabel 4.2 <i>Loading group according to stress cycle ranges and stress collective</i> .....	50
Tabel 4.3 Tabel properti material .....	51
Tabel 4.4 Total momen .....	54
Tabel 4.5 Properti Material pada <i>Solidworks</i> .....	56
Tabel 4.6 Detail <i>Meshing</i> .....	57
Tabel 4.7 Hasil simulasi tegangan normal (MPa) .....	59
Tabel 4.8 Hasil simulasi tegangan Von Mises (MPa) .....	60
Tabel 4.9 Hasil simulasi defleksi .....	62
Tabel 4.10 Hasil perhitungan <i>mean stress</i> .....	63
Tabel 4.11 Hasil perhitungan <i>Alternating Stress</i> .....	64
Tabel 4.12 Perbandingan hasil analisis kekuatan struktur dan <i>fatigue</i> sebelum dan sesudah <i>redesign</i> .....	71

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

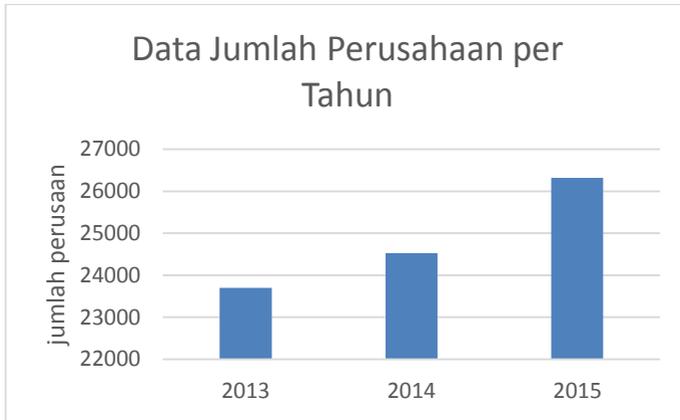
# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

Pada bab pendahuluan penulis menulis mengenai latar belakang dari penyusunan tugas akhir ini, selanjutnya adalah mengenai rumusan masalah yang akan dicari dalam penelitian ini. Dalam penelitian ini terdapat batasan masalah yang digunakan untuk memberikan kondisi batas terhadap penelitian yang akan dilakukan. Sehingga nantinya akan didapat tujuan serta manfaat dari penelitian ini.

### **1.1 Latar Belakang**

Semakin berkembangnya zaman, produksi yang dilakukan oleh suatu industri dituntut semakin cepat dengan kapasitas yang semakin besar. Oleh karena itu, dalam dunia industri sekarang dibutuhkan alat bantu untuk memindahkan dan mengangkat barang mulai dari yang sederhana (konvensional) sampai yang menggunakan teknologi otomatis. Pesawat pengangkat dan pemindah barang dapat digunakan untuk membantu pekerjaan manusia seperti konstruksi bangunan, reparasi dan produksi kapal, bongkar muat pelabuhan, industri otomotif, industri kereta api dan sebagainya. Salah satu sarana pesawat pengangkat dan pemindah barang adalah *crane*. *Crane* berguna untuk memindahkan barang baik secara vertikal maupun horisontal yang dapat dioperasikan secara manual atau otomatis. Pengoperasian *crane* untuk saat ini banyak menggunakan tombol atau otomatis karena dinilai lebih aman dan efisien. Ada beberapa jenis *crane* antaralain; *tower crane*, *gantry crane*, *mobile crane*, *overhead crane* dan lain-lain.



Gambar 1. 1 Data Jumlah Perusahaan Industri Manufaktur pada Tahun 2013, 2014, 2015

Menurut data BPS Statistik Industri Manufaktur dari tahun 2013 hingga 2015 terdapat kenaikan pada jumlah industri manufaktur yang ada di Indonesia seperti yang ditunjukkan pada gambar 1.1 [1] [2] [3]. Saat ini, *overhead crane* merupakan *crane* yang sering digunakan di *workshop* industri manufaktur sebagai alat bantu untuk penataan barang di gudang, pemindahkan barang dari satu *workstation* ke *workstation* berikutnya, proses produksi, serta perbaikan produk. Sehingga *crane* memiliki peran besar dalam produktifitas industri manufaktur. Namun menurut *Occupational Safety and Health Administration* (OSHA) terdapat tiga permasalahan yang paling sering terjadi pada *overhead crane* yaitu *electric hazzard*, *overloading*, dan *material falling* dan untuk kecelakaan akibat kegagalan struktur, 80% penyebab utamanya adalah akibat *overloading*. Penggunaan komponen yang cacat, pengangkatan beban melebihi kapasitas, menyeret beban, merupakan faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya *overloading*. *Overloading* juga dapat disebabkan oleh beban dinamis yang tidak diperhitungkan yaitu *swinging* atau *sudden drop* pada beban. OSHA mengestimasi bahwa terdapat kerusakan

atau kegagalan pada *crane* terjadi setiap 10,000 jam penggunaan [4]. Jika terjadi kegagalan pada struktur *crane* maka dapat menyebabkan kerusakan *irreversible* yaitu kerusakan yang tidak dapat diperbaiki lagi serta akan membahayakan para pekerja. Hal tersebut tentunya akan memakan biaya yang besar. Oleh karena itu, diperlukan *overhead crane* yang mampu digunakan sesuai kebutuhan, aman, dan tahan lama atau tidak mudah rusak, sehingga biaya yang diperlukan lebih ekonomis.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisis kekuatan struktur dan analisis *fatigue* pada *overhead crane* dengan kapasitas 6.3 Ton yang telah diproduksi dengan simulasi pada software berbasis metode elemen hingga (*finite element method*). Simulasi dilakukan untuk mendapatkan tegangan minimum, tegangan maksimum, defleksi, dan umur dari *crane* tersebut. Berdasarkan hasil tersebut akan dilakukan desain ulang untuk mendapatkan struktur yang diinginkan yaitu, berupa struktur yang diharapkan kuat terhadap beban statis dan dinamis, mempunyai umur siklus yang lama, serta mempunyai distribusi tegangan yang lebih merata.

## 1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang ada di dalam penelilitian ini antara lain :

1. Bagaimana analisis kekuatan struktur dan *fatigue* pada *overhead crane*?
2. Bagaimana *redesign overhead crane*?
3. Bagaimana perbandingan kekuatan struktur pada *overhead crane* yang sudah ada dengan hasil *redesign*?

## 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini antara lain :

1. Menganalisis kekuatan struktur dan *fatigue* pada *overhead crane*.
2. Melakukan *redesign overhead crane*.
3. Mengetahui perbandingan kekuatan struktur girder overhead crane yang sudah ada dengan hasil *redesign*.

#### 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

1. Konstruksi *overhead crane* diasumsikan tanpa pengaruh korosi.
2. Gaya angin diabaikan karena *overhead crane* berada di dalam ruangan.
3. Analisis dan perancangan konstruksi *overhead crane* terbatas pada struktur *girder*.
4. Perubahan posisi beban hanya sebatas gerak *cross travel* (kanan-kiri) dan gerak *hoist* (atas bawah).
5. Gaya yang diperhitungkan adalah berat rangka *overhead crane*, berat *hoist*, kapasitas maksimum, dan gaya angkat.
6. Material elemen yang digunakan adalah *uniform*.
7. Las dianggap baik.
8. Batasan dan asumsi tambahan akan dicantumkan kemudian bila diperlukan.

#### 1.5 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan ini antara lain :

1. Sebagai media penulis untuk mengaplikasikan materi mata kuliah Teknik Mesin dan sebagai syarat kelulusan pada bidang studi proposal dan tugas akhir.
2. Memberikan informasi ilmiah mengenai penelitian dan pengembangan dalam bidang analisis kekuatan struktur dan *fatigue* pada *overhead crane*.
3. Sebagai data pendukung program perawatan, reparasi maupun pergantian *overhead crane* pada industri yang menggunakannya.
4. Data hasil penelitian dapat digunakan sebagai referensi analisis dan perancangan *overhead crane* selanjutnya.

Sebagai acuan standar teknis operasional bagi seluruh pekerja, khususnya operator *overhead crane*.

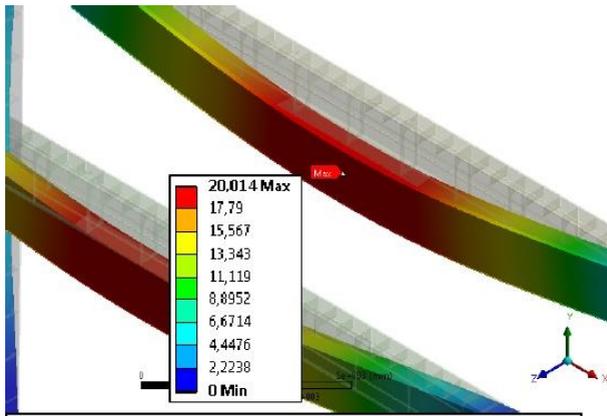
## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

Pada bab 2 ini akan dijelaskan mengenai tinjauan pustaka yang digunakan oleh penulis dalam penyusunan tugas akhir. Dimulai dengan penelitian terdahulu yang mendukung dalam tugas akhir ini, selanjutnya adalah mengenai teori-teori yang digunakan dalam analisis tugas akhir. Dimulai deskripsi *overhead crane* dan menentukan gaya-gaya yang bekerja pada *girder overhead crane*. Selanjutnya teori tentang tegangan yang berlaku pada *girder* dan properti material yang digunakan. Gaya, tegangan, dan properti material digunakan untuk mendapatkan momen dan defleksi yang juga diaplikasikan pada simulasi software dengan berbasis metode elemen hingga. Selanjutnya dilakukan analisis kelelahan atau *fatigue* untuk mengetahui umur siklus *girder*. Berikut adalah penjelasan selengkapnya,

#### **2.1. Penelitian Terdahulu**

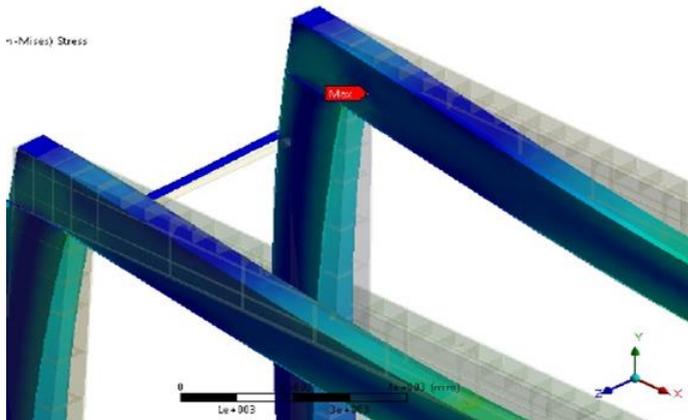
Penelitian yang berhubungan dengan kekuatan struktur dan usia *fatigue* pada *crane* dilakukan oleh Ryandi P Putra. Pada tahun 2015 Ryandi P Putra melakukan penelitian tugas akhir yang berjudul Analisis Kekuatan Struktur dan Estimasi *Fatigue Life* Pada Konstruksi *Container Crane* Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton". Pada penelitian tersebut sebuah *container crane* tipe *rubbered tyred gantry crane* (RTG) pada perusahaan peti kemas dibuat model 3D kemudian dilakukan simulasi kekuatan struktur berupa defleksi dan tegangan, kemudian dilakukan analisis *fatigue life*.



Gambar 2. 1 Hasil simulasi defleksi beban kerja 35 ton

Tabel 2. 1 Defleksi girder

Load (ton)	Kalkulasi	Simulasi	Defleksi ijin (mm)
	Maksimum $\delta$ (mm)	Maksimum $\delta$ (mm)	
5	12,02	11,70	39,11
15	16,82	13,81	
17,5	18,03	14,58	
15	26,44	20,01	



Gambar 2. 2 Hasil simulasi tegangan von mises

Tabel 2. 2 Tegangan akibat masing-masing *load case*

<i>Load</i>	<i>Equivalent (von Mises) Stress</i>	
	<i>Maximum Stress</i>	<i>Minimum Stress</i>
(ton)	(MPa)	(Mpa)
5	77.10	66.36
1.5	98.56	
17.5	103.93	
35	141.50	

Setelah mendapatkan tegangan dari simulasi kemudian data diolah dengan terminologi beban siklis untuk mendapatkan tegangan kisar dan umur siklus yang ditunjukkan pada tabel 2.3

Tabel 2. 3 Jumlah cycle (N) menurut *stress range* ( $\Delta\sigma$ )

Load case	Load (ton)	$\Delta\sigma$ (MPa)	Cycle to Failure (N)
1	5	10.74	1.162E+9
2	15	32.204	4.311E+7
3	17.5	37.57	2.715E+7
4	35	75.14	3.394E+6

Dari data tersebut kemudian dicari nilai akumulasi kerusakan D sehingga diketahui analisis *fatigue life* memperkirakan umur kelelahan konstruksi RTG ditinjau dari titik kritisnya berkisar  $\pm 128$  tahun. [5]

## 2.2 Crane dan Klasifikasinya

Peralatan pengangkat dan pemindah bahan digunakan untuk memindah muatan dari lokasi atau area, departemen, pabrik, lokasi konstruksi, tempat penyimpanan dan pembongkaran muatan, dan sebagainya. Banyak metode maupun dasar acuan untuk melakukan penggolongan terhadap jenis perlengkapan pengangkat yang tersedia antara lain, desain, tujuan atau fungsi, jenis gerakan, dan sebagainya. [6]

Menurut dasar rancangannya, mesin pengangkat dikelompokkan menjadi tiga jenis, yaitu:

1. Mesin pengangkat (*hoisting machine*), yaitu mesin yang bekerja secara periodik yang digunakan untuk mengangkat dan memindahkan beban.
2. *Crane*, yaitu kombinasi dari *hoisting machine* dan sebuah struktur rangka yang bekerja sebagai kesatuan alat untuk mengangkat dan memindahkan beban.

3. *Elevator*, yaitu sebuah kesatuan seperangkat mesin yang bekerja secara periodik untuk mengangkat beban pada jalur tertentu.

Dasar-dasar pemilihan crane menurut Sularso (1997), terdapat beberapa faktor yang memengaruhi pertimbangan pemilihan mesin pengangkat, yaitu:

1. Jenis dan ukuran dari beban yang akan diangkat, misalnya untuk beban padat : bentuk, massa, volume, sifat rapuh dan liat, suhu, dan sebagainya. Untuk beban curah: ukuran gumpalan, kemungkinan lengket, sifat kimia, sifat muah remuk, dan sebagainya.
2. Kapasitas perjam. *Crane* jembatan/*gantry* dan truk dapat beroperasi secara efektif bila mempunyai kapasitas angkat dan kecepatan yang cukup tinggi dalam kondisi kerja berat.
3. Arah dan panjang lintasan. Berbagai jenis alat dapat mengikat beban dalam arah vertikal dan horizontal. Pajang jarak lintasan, lokasi dari tempat pengambilan muatan juga sangat penting dalam menentukan jenis alat pengangkat yang tepat.
4. Metode penumpukan muatan. Beberapa enis peralatan dapat memuat atau membongkar muatan secara mekanis sedangkan beberapa jenis lainnya membutuhkan alat tambahan khusus atau bantuan operator.

Kondisi lokasi operasi yang mencakup luas, bentuk, dan kontur lanskap, perencanaan dan rancangan gedung, keadaan lingkungan. [7]

Klasifikasi *crane* menurut N. Rudenko (1996), klasifikasi mesin pemindah bahan jenis *crane* dipaparkan sebagai berikut:

1. *Crane* putar stasioner (*stationer crane*)  
*Crane* putar stasioner terdiri dari:

- a. *Crane* dengan lengan tetap (*guyed boom crane*)
  - b. *Crane* dinding (*walljib crane*)
  - c. *Crane* dengan lengan tetap
  - d. *Derrick crane*
2. *Crane* dengan lintasan rel  
*Crane* dengan lintasan rel terdiri dari:
- a. *Crane* loteng
  - b. *Crane* rel mono
  - c. *Crane* menara
3. *Crane* lapangan kasar (*trackless crane*)  
*Crane* lapangan kasar terdiri dari:
- a. *Crane* gerobak
  - b. *Crane* gerobak tangan
  - c. *Crane* mobil
  - d. *Crane* traktor
4. *Crane* lokomotif atau traktor rantai  
*Crane* lokomotif atau traktor rantai terdiri dari:
- a. *Crane spotter*
  - b. *Crane* traktor rantai
5. *Crane* tipe jembatan (*bridge type crane*)  
*Crane* tipe jembatan terdiri dari:
- a. *Crane* palang (*jib girder crane*)
  - b. *Single girder overhead crane*
  - c. *Double girder overhead crane*
  - d. *Crane* dengan jembatan lintas (*gantry and semi-gantry crane*)
  - e. *Crane* jembatan dengan roda karet (*rubber-tyred gantry crane*) [6]

## 2.3 *Overhead Crane*

### 2.3.1 *Pengertian Overhead Crane*

*Overhead crane* menurut OSHA 1910.179(a)(8) adalah sebuah *crane* dengan mekanisme pengangkat / *hoist* tetap maupun

bergerak pada jembatan gerak / *girder*, dan berjalan pada struktur lintasan *crane* / *overhead runway* yang tetap. [4]

Pada umumnya *overhead crane* mempunyai konstruksi rangka batang yang ditutup atau dilapisi plat baja dan mempunyai gabungan mekanisme pengangkat secara terpisah dengan rangka untuk mengangkat sekaligus memindahkan muatan yang dapat digantungkan secara bebas atau dikaitkan pada *crane* itu sendiri. Contoh *overhead crane* dapat dilihat pada gambar 2.3 yaitu *overhead crane single girder* dengan SWL 10 ton.



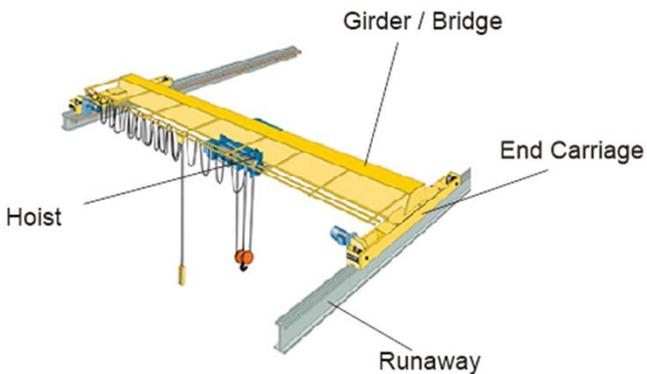
Gambar 2. 3 *Overhead crane single girder* dengan SWL 10 Ton  
(sumber : [www.demagcranes.com](http://www.demagcranes.com))

*Overhead crane* dapat bergerak ke atas-bawah (gerak hoist), kanan-kiri (gerak cross travel / troli), dan maju-mundur (gerak long travel). *Overhead crane* merupakan salah satu jenis crane dalam ruangan/gedung (*indoor*) yang sangat cocok untuk digunakan pada industri konstruksi, pelabuhan, pabrik, dan industri lainnya untuk meningkatkan kinerja dan efektifitas operasi. Posisi dan dimensi

*overhead crane* dapat disesuaikan dengan permintaan maupun kondisi bangunan yang ada.

### 2.3.2 Komponen-komponen Utama *Overhead Crane*

Komponen-komponen utama pada *overhead crane* adalah komponen yang berguna untuk melakukan fungsi utama pada *crane* yaitu mengangkat dan memindahkan barang. Komponen-komponen tersebut adalah jembatan jalan / *girder*, unit pengangkat / *hoist*, pembawa crane / *end carriage*, yang dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Bagian-bagian utama *overhead crane* yaitu, 1) *girder*, 2) *hoist*, 3) *end carriage*

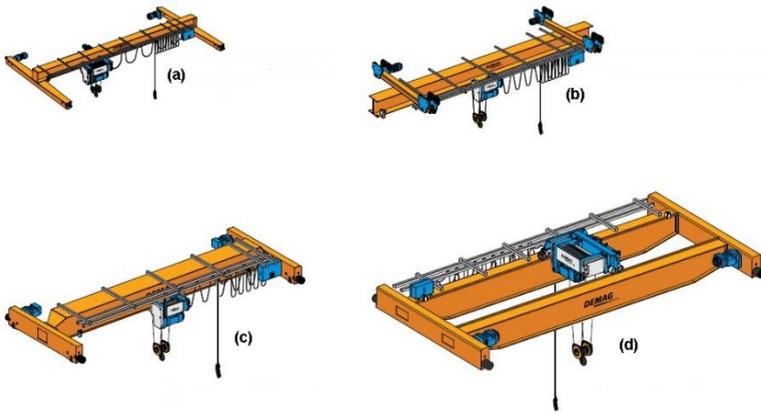
(sumber : [www.totalcrane.com](http://www.totalcrane.com))

#### 1. Jembatan jalan (*Girder*)

Jembatan jalan atau *Girder* merupakan satu konstruksi dimana troli menggantung dan bergerak. Troli sendiri merupakan unit bagian yang berfungsi sebagai penggerak *hoisting* berjalan secara mendatar / *cross travel* oleh roda penggerak pada

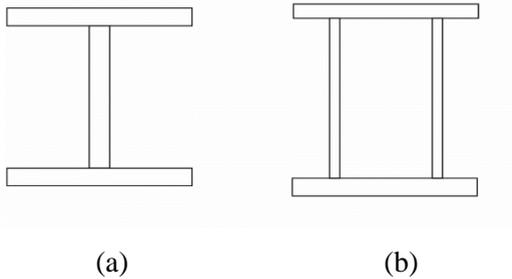
*girder* dengan menggunakan daya penggerak eletrik yaitu motor listrik.

Pada PT. MHE Demag terdapat 4 jenis standar *overhead crane* yang diproduksi berdasarkan jumlah girder, posisi girder, dan jenis penampang yang dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar 2. 5 Tipe *overhead crane* PT. MHE Demag (a) *Top running single girder crane with beam girder (EPKE)* (b) *Top running single girder crane with box section girder (EKKE)* (c) *Under running single girder crane (EKDE/EPDE)* (d) *Top running double girder crane (ZKEE)* [8]

Sesuai dengan gambar gambar 2.5 terdapat dua tipe profil yang digunakan pada *overhead crane* yaitu *I-beam* dan *box* yang dapat dilihat pada gambar 2.6.(a) dan (b).



Gambar 2. 6 Profil *girder overhead crane* (a) *I-beam* (b) *box*

Pemilihan tipe *overhead crane* dapat didasari oleh spesifikasi yang dibutuhkan. Masing-masing tipe *overhead crane* tersebut mempunyai perbedaan spesifikasi yang dapat digunakan sebagai bahan acuan atau pertimbangan pemilihan tipe. Spesifikasi tipe *overhead crane* dapat dilihat pada tabel 2.4.

Tabel 2. 4 Spesifikasi tipe *overhead crane* [8]

<i>Crane type</i>	<i>Under running single girder cranes</i>	<i>Top running single girder cranes</i>	<i>Top running double girder cranes</i>
<i>Capacity* up to</i>	10 mt	12.5 mt	50 mt
<i>Span* up to</i>	60' (18m)	98' (30m)	
<i>Bridge travel speed* up to</i>	160 fpm		
<i>Trolley travel speeds* up to</i>	100 fpm		82 fpm
<i>Hoist lifting speed* up to</i>	41 fpm		

\* *Other specifications on request*

## 2. Unit pengangkat (*Hoist*)

*Hoist* merupakan bagian utama pada *overhead crane* yang berfungsi sebagai mekanisme pengangkat muatan dengan arah lintasan melintang sepanjang *cross travel girder*. Pada bagian ini terdapat beberapa komponen meliputi: kait, tali baja, drum, puli, sistem transmisi, motor penggerak dan rem.

## 3. Pembawa *crane* (*End Carriage*)

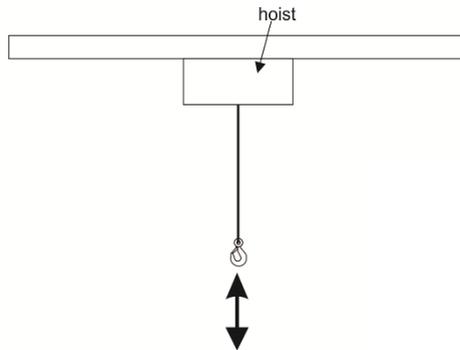
*End Carriage* merupakan komponen utama peralatan pembawa *crane*. Pemilihan bagian komponen ini juga disesuaikan dengan beban total yang diterima roda jalan dan akan disesuaikan dengan spesifikasi standar yang ditentukan. Komponen *end carriage* yaitu: roda jalan *crane*, transmisi, motor listrik, dan rel jalan. *End carriage* berjalan pada sebuah lintasan yang disebut *runaway*.

### 2.3.3 Mekanisme gerakan *Overhead Crane*

Dalam pengoperasiannya, *overhead crane* memiliki tiga jenis mekanisme pergerakan [9] antara lain:

#### 1. Gerakan *hoist*

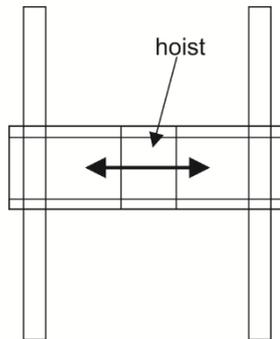
Sistem pengangkat beban menggunakan *hoist* dapat bergerak naik-turun. Mekanisme gerakan ini adalah beban yang telah dipasang di kait diangkat atau diturunkan menggunakan tali baja yang digulung pada drum. Drum digerakkan oleh motor listrik dan gerakan drum dihentikan dengan rem sehingga beban dapat tetap pada posisi ketinggian yang diinginkan.



Gambar 2. 7 Mekanisme gerakan *Hoist*

## 2. Gerakan *cross travel*

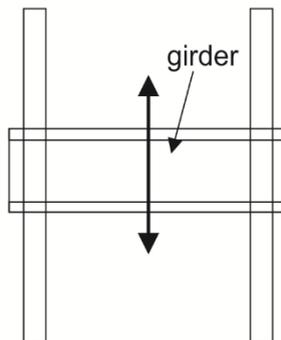
Gerakan *cross travel* merupakan gerakan perpindahan *hoist* searah dengan *girder crane* yaitu arah melintang. Sistem untuk gerakan ini meliputi komponen-komponen antara lain; *girder*, roda jalan, sistem transmisi, motor penggerak troli, dan rem. Untuk gerakan ini diperlukan motor troli, dimana motor troli ini akan bergerak di rangka utama. Jarak pemindahan barang dapat diatur sesuai yang kebutuhan. Rem pengontrol gerak ini dipasang pada poros motor dan bekerja menurut prinsip elektromagnet.



Gambar 2. 8 Mekanisme gerakan *cross travel*

### 3. Gerakan *long travel*

Gerakan *long travel* merupakan pergerakan dari *girder crane* yaitu gerakan memanjang (longitudinal) disepanjang rel. Sebagai tenaga penggerak digunakan dua botos motor listrik yang masing-masing terletak pada *end carriages*.



Gambar 2. 9 Mekanisme gerakan *long travel*

## 2.4 Jenis beban dan gaya pada *crane*

### 2.4.1 Jenis beban yang diterima *crane*

Pembabanan pada *crane* dapat dikategorikan menjadi beberapa kategori mengingat *crane* merupakan alat berat dengan banyak mekanisme yang bekerja, contohnya dari pengangkat *hoist* dan *trolley*, dalam mekanisme *hoisting* dan *transversing*, beban statis *crane* terpengaruh oleh gerakan vertikal dan horisontal yang membuat beban tersebut memiliki efek dinamis pada struktur.

#### 1. Beban menurut sifat

Beban ditinjau dari sifatnya dan pengaruhnya terhadap konstruksi yang menyangga, secara garis besar dibedakan menjadi 2 yakni:

##### a. Beban statis

Beban statis adalah beban yang berubah apabila berat total *crane* berubah. Pembabanan statis merupakan jenis pembabanan yang bersifat tetap [5].

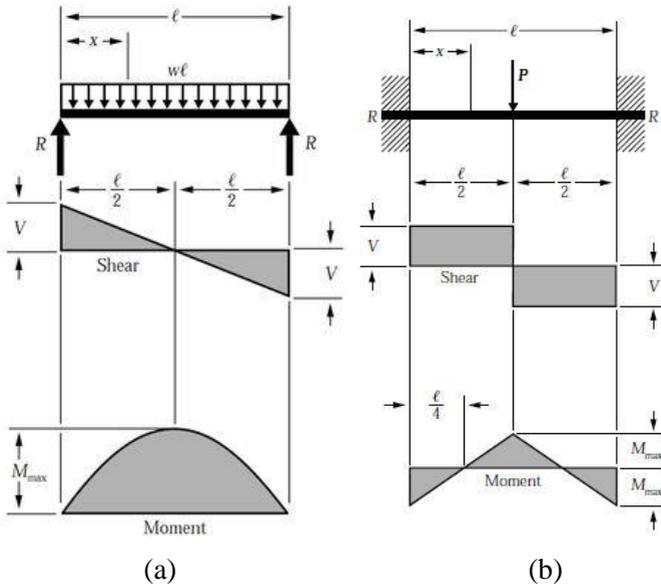
##### b. Beban dinamis

Beban dinamis adalah beban yang besarnya berubah terhadap waktu dengan frekuensi tertentu yang menimbulkan tegangan dinamis. Beban dinamis tersebut berulang-ulang dalam sebuah siklus. Contoh beban dinamis pada sebuah *crane* adalah beban vertikal ketika *crane* bergerak, baik secara vertikal maupun horizontal [5].

#### 2. Beban menurut distribusi

Menurut distribusi dan penempatannya terhadap struktur penerima, secara garis besar terdapat 2 jenis beban yang dapat diterima oleh sebuah struktur yaitu beban terpusat dan

distribusi rata. Masing-masing jenis beban ditinjau dari distribusinya digambarkan pada gambar 2.10 (a) dan (b).



Gambar 2.10 Jenis beban, diagram geser (*shear*) dan diagram momen (a) Beban distribusi rata, (b) Beban terpusat

## 2.4.2 Jenis gaya yang bekerja pada crane

Gaya –gaya yang bekerja pada crane adalah sebagai berikut :

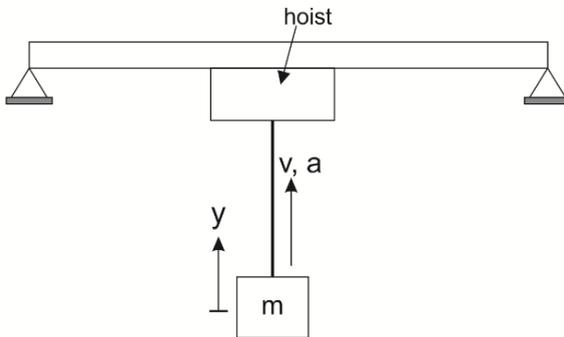
### 1. Gaya berat

Terdapat beberapa gaya berat yang diterima oleh *crane* yaitu dari beban *girder crane*, beban *hoist*, beban benda yang

diangkat maksimum SWL. Gaya berat hoist dan gaya berat benda akan berpindah posisi horisontal ( $x$ ) dan posisi vertikal ( $y$ ).

## 2. Gaya angkat

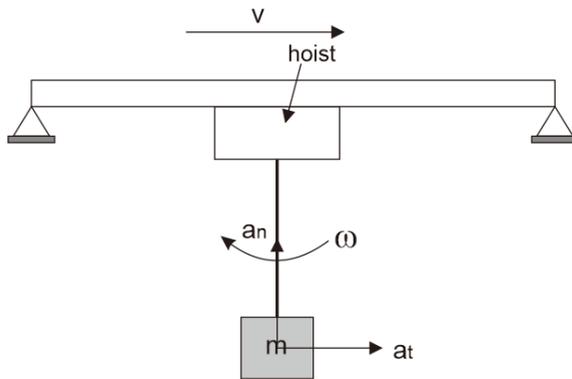
Gerakan *hoist* (naik-turun) dengan kecepatan sebesar  $v$  dan percepatan sebesar  $a$  akan memindahkan beban ke arah vertikal sebesar  $y$ . Pemodelan dapat dilihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Gerakan *hoist* menimbulkan percepatan angkat  $a$

## 3. Gaya ayun

Pada saat hoist melakukan gerakan cross travel atau trolley serta long travel untuk memindahkan benda sepanjang girder dan runaway dengan kecepatan  $v_{\text{cross travel}}$  sehingga menimbulkan percepatan normal ( $a_n$ ) yang menuju pusat tali dan percepatan tangensial ( $a_t$ ) yang tegak lurus dengan percepatan normal. Pemodelan dapat dilihat pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Gerakan *cross travel* menimbulkan percepatan normal dan percepatan tangensial pada benda

#### 4. Momen bending

Pada gambar 2.10 terdapat dua jenis pembebanan yaitu beban distribusi merata dan terpusat. Masing-masing jenis beban tersebut diformulasikan sebagai berikut:

Persamaan 2.1 merupakan rumus momen maksimal untuk beban merata pada suatu batang dengan tumpuan sederhana di kedua ujungnya.

$$M_{max} = \frac{w l^2}{8} \quad (2.1)$$

Dimana :

$M_{max}$  = Momen maksimal (Nmm)

$w$  = Mass/unit (m/kg)

$l$  = Panjang span (mm)

Persamaan 2.2 merupakan rumus momen maksimal untuk beban terpusat 1 pada *center* batang.

$$M_{max} = \frac{P l}{4} \quad (2. 2)$$

Dimana :

$M_{max}$  = Momen maksimal (Nmm)

$P$  = Gaya (N)

$l$  = Panjang span yang tidak ditumpu (mm)

Momen digunakan untuk menghitung nilai tegangan normal dengan formula yang tertulis pada persamaan 2.3.

$$\sigma = M \frac{y}{I} \quad (2. 3)$$

Dimana :

$M$  = Momen (Nmm)

$y$  = Jarak titik pusat penampang ke sumbu netral (mm)

$I$  = Momen inersia terhadap sumbu x (mm<sup>4</sup>)

## 2.5 Tegangan

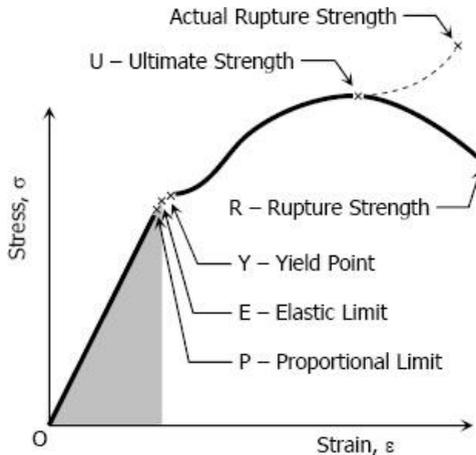
Tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dibagi oleh luas di tempat gaya tersebut bekerja. Komponen tegangan pada sudut yang tegak lurus pada bidang di tempat bekerjanya gaya tersebut disebut tegangan langsung, yang merupakan tegangan tarik atau *tensile* (positif), atau tegangan tekan atau *compressive* (negatif). Satuan tegangan tersebut adalah N/mm<sup>2</sup> atau Megapascal (Mpa).

Tegangan normal adalah tegangan yang terjadi ketika gaya diterapkan tegak lurus terhadap luas penampang material, sehingga *principal stress* adalah nilai ekstrim dari tegangan normal yang terjadi pada material. Von Mises *stress* adalah resultan dari semua tegangan yang terjadi diturunkan dari *principal axis* dan berhubungan dengan *principal stress*.

Dengan mengetahui batas proporsional, titik lumer (*yield point*) dan kekuatan maksimum bahan, maka kita bisa menentukan besarnya tegangan yang aman (*safe stress*) atau juga disebut tegangan ijin (*allowable stress*). Tegangan ini biasanya disebut tegangan kerja (*working stress*). Di dalam memilih besarnya tegangan kerja untuk bahan yang terbuat dari baja, perlu kita ketahui bahwa tegangan-tegangan yang berada di bawah batas proporsional bisa dianggap elastis sempurna, sedangkan tegangan-tegangan yang melampaui batas ini biasanya menyebabkan sebagian dari regangan yang terjadi tidak hilang meskipun tegangan-tegangan yang berada di bawah batas proporsional bisa dianggap elastis sempurna, sedangkan tegangan-tegangan yang melampaui batas ini biasanya menyebabkan sebagian dari regangan yang terjadi tidak hilang meskipun tegangan-tegangan itu sudah dihilangkan, artinya timbul suatu keadaan permanen. Jadi untuk membuat struktur tetap berada dalam suatu keadaan elastis dan mencegah setiap kemungkinan terjadinya keadaan cacat permanen, biasanya tegangan kerja dibuat jauh berada di bawah batas proporsional. Untuk menghindari kesukaran ini biasanya titik lumer dan kekuatan maksimum bahan dijadikan sebagai dasar untuk menentukan besarnya tegangan kerja [5].

## **2.6 Hukum Hook**

Besarnya tegangan tergantung pada sifat materialnya. Untuk mengetahui sifat masing-masing material biasanya dilakukan uji tarik terhadap spesimen material tersebut. Hasil uji tarik umumnya menggambarkan hubungan antara besarnya tegangan tarik yang digunakan dengan regangan yang terjadi pada spesimen akibat tegangan tarik tersebut. Hubungan tersebut digambarkan pada suatu diagram yang disebut diagram tegangan-regangan [10].



Gambar 2.13 Diagram tegangan-regangan pada *mild steel*

Pada gambar 2.13 di atas dapat dilihat bahwa sampai pada titik Y, hubungan antara tegangan dan regangan adalah linear. Titik Y tersebut adalah batas proporsionalitas atau batas elastisitas. Hubungan yang menggambarkan antara tegangan dan regangan sampai pada titik elastisitas disebut Hukum Hook, yang secara matematis diformulasikan dengan persamaan 2.4.

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.4)$$

Dimana:

$\sigma$  = Tegangan (MPa)

E = Modulus elastisitas / Young (MPa)

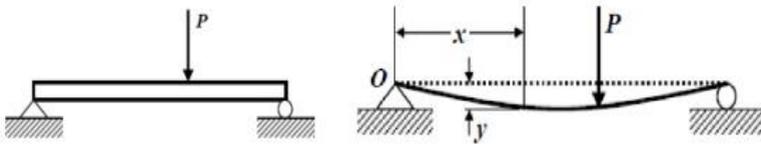
$\epsilon$  = Regangan

Dari Persamaan 2.4 dapat dilihat bahwa besarnya tegangan proporsional terhadap regangan. Dengan E sebagai konstanta proporsionalitasnya. Konstanta E dikenal dengan Modulus Elastisitas atau Modulus Young. E merupakan besaran fungsi dari sifat material. Secara fisik modulus elastisitas adalah pengukur

kekuatan atau *stiffness* dari material terhadap respon pada beban yang bekerja dan menunjukkan sifat-sifat tertentu dari material.

## 2.7 Defleksi

Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah vertikal ( $y$ ) akibat adanya pembebanan vertikal yang diberikan pada balok atau batang. Defleksi diukur dari permukaan netral pada awal ke posisi netral setelah terjadi deformasi. Konfigurasi yang diasumsikan dengan deformasi permukaan netral dikenal sebagai kurva elastis dari balok. Pada gambar 2.14 bagian kiri memperlihatkan balok pada posisi awal sebelum terjadi deformasi dan gambar 2.14 bagian kanan adalah balok dalam konfigurasi terdeformasi yang diasumsikan akibat aksi pembebanan.



Gambar 2.14 Balok sebelum mengalami deformasi (kiri) dan setelah mengalami defleksi (kanan)

Akibat adanya beban yang tegak lurus terhadap sumbu memanjang batang menyebabkan terjadinya momen dalam yang disebut momen bending. Oleh karena itu tegangan yang terjadi di dalam batang disebabkan oleh momen bending tersebut. Dalam penerapan, kadang harus ditentukan defleksi pada setiap nilai  $x$  disepanjang balok. Hubungan ini dapat ditulis dalam bentuk persamaan yang sering disebut persamaan defleksi kurva (atau kurva elastis) dari balok. Struktur yang di letakkan horizontal dan yang terutama di peruntukkan memikul beban lateral, yaitu beban yang bekerja tegak lurus sumbu aksial batang.

## 2.8 Konstruksi baja dan faktor keamanan

Konstruksi baja secara umum tersusun atas beberapa profil baja. Profil-profil baja tersebut secara garis besar dipilih berdasarkan ketahanannya terhadap beban dan momen yang bekerja, yang selanjutnya ditentukan besarnya tegangan, regangan, dan defleksi yang sesuai dengan batas yang diijinkan. [11]

Dalam perancangan suatu konstruksi baja maka harus memperhatikan aspek keamanan, konstruksi yang dirancang harus memiliki ketetapan besar tegangan ijin (allowable stress) sebelum konstruksi tersebut mengalami kegagalan (breakdown) tergantung pada angka safety factor. Mengacu pada standar AISC: Steel Specification for Structural Steel Buildings, peraturan Allowable Stress Design (ASD) pada konstruksi yang menerima tegangan tekan, tarik maupun resultan (flexure) akibat pembebanan, memiliki safety factor sebesar 1,67. Maka batas tegangan resultan maksimal yang relevan untuk konstruksi gedung dan crane dinyatakan dalam persamaan 2.5.

$$S_{aw} \leq S_{yp}/\text{Safety Factor} \quad (2.5)$$

Dimana:

$S_{aw}$  = batas kekuatan sesuai safety factor yang berlaku (ASD)

$S_{yp}$  = kekuatan nominal sesuai kekuatan material

## 2.9 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik untuk memperkirakan solusi dari permasalahan matematis sehingga memperoleh hasil yang mendekati dengan kondisi real. Secara garis besar, metode elemen hingga dilakukan dengan cara membagi-bagi suatu struktur menjadi beberapa elemen, dan elemen tersebut terhubung melalui nodal-nodal. Jenis-jenis elemen yang digunakan dalam metode elemen hingga adalah elemen satu

dimensi (truss elemen, bar elemen, dsb) elemen dua dimensi (plane, plate elemen dsb) dan elemen 3 dimensi (solid elemen).

Pada metode elemen hingga setiap elemen yang harus digunakan harus memiliki matriks kekakuan tertentu, yaitu  $[K]$ . Matriks kekakuan tersebut digunakan dalam persamaan berikut :  $[K] \times [X] = [F]$ . dimana  $[K]$  adalah matriks kekakuan,  $[X]$  adalah deformasi, dan  $[F]$  adalah gaya. Langkah-langkah dalam metode elemen hingga dalam menganalisis suatu struksur adalah sebagai berikut:

- 1) Menentukan tipe analisis (statik, *fatigue*, modal, *bucking*, *contact*, atau *thermal*)
- 2) Menentukan tipe elemen 2D atau 3D
- 3) Menentukan properties material (E,  $\nu$ ,  $\rho$ ,  $\alpha$ , dsb.)
- 4) Menentukan nodal-nodal struktur
- 5) Membentuk elemen-elemen dengan menyambungkan ke nodal-nodal.
- 6) Menentukan *boundary condition* dan pemberian beban
- 7) Melakukan percobaan eksekusi agar mendapatkan hasil
- 8) Menganalisis hasil yang diperoleh (*Displacement*, *Stress*, *Strain*, *Natural Frequency*, *Temperature*, dan *Time History*)

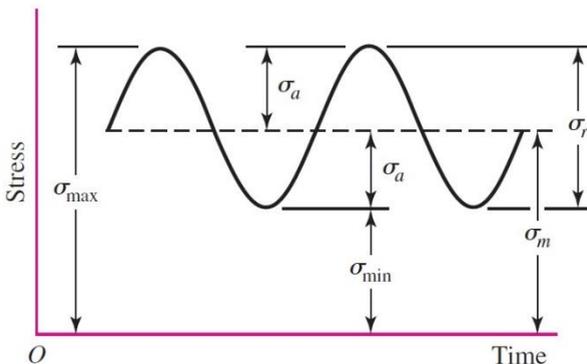
Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan metode matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan metode ini, hal ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangat kompleks. Perhitungan dari seluruh system merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

## 2.10 Analisa *Fatigue*

Logam yang mengalami tegangan berulang akan rusak pada tegangan yang jauh lebih rendah dibanding tegangan yang diperlukan untuk menimbulkan patahan pada penerapan beban tunggal. Fenomena ini disebut dengan *fatigue* (kelelahan). Umumnya kerusakan akibat *fatigue* terjadi setelah periode penggunaan yang cukup lama. Kegagalan *fatigue* yang terjadi akibat jumlah siklus tegangan dari  $N=1$  hingga  $N=1000$  cycle dikategorikan sebagai *low-cycle*, sedangkan batasan untuk *high-cycle fatigue* umumnya lebih dari  $10^3$ . Kategori *high-cycle* umumnya dialami oleh struktur *crane* akibat beban kerja/muatan yang diatasi dan bersifat berulang. [12]

### 2.10.1 Terminologi beban siklis

Pada sebagian besar material *engineering*, tegangan yang berfluktuasi diantara dua nilai yang diketahui yaitu  $\sigma_{\max}$  dan  $\sigma_{\min}$ , adalah kemungkinan besar penyebab terjadinya *fatigue* daripada tegangan yang stabil dengan nilai  $\sigma_{\max}$ . [13]



Gambar 2. 15 *Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress* [12]

Terdapat beberapa istilah yang menyangkut teori fatigue, dan pengertiannya seperti pada penjelasan di bawah ini:

1. *Cyclic stress/load* merupakan variasi pada tegangan atau beban yang berulang terhadap waktu.
2. *Mean stress* ( $\sigma_m$ ) merupakan tegangan rata-rata yang didapat antara tegangan maksimum dan tegangan minimum, dengan persamaan 2.6.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.5)$$

3. *Maximum stress* ( $\sigma_{\max}$ ) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
4. *Minimum stress* ( $\sigma_{\min}$ ) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
5. *Stress range* ( $\sigma_r$ ) merupakan selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, dengan persamaan 2.7.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (2.6)$$

6. *Amplitude of stress* ( $\sigma_a$ ) didefinisikan sebagai bilai detengah dari selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, yang diformulasikan sebagai persamaan 2.8.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.7)$$

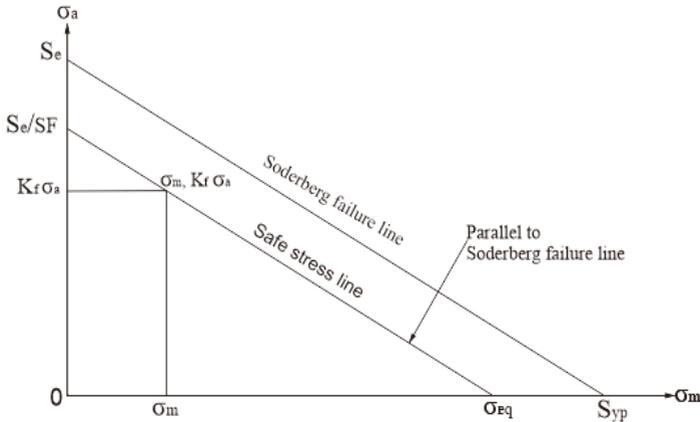
7. *Cycle* (N) adalah siklus dimana beban bermula dari posisi rata-rata pada waktu tertentu dan kembali ke posisi yang sama setelah beberapa interval waktu.
8. *Stress ratio* (R) merupakan rasio tegangan R didefinisikan sebagai rasio tegangan minimum terhadap tegangan maksimal. Menggunakan persamaan 2.9.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.8)$$

9. *Fatigue life* (N) adalah banyaknya siklus yang dialami oleh suatu material atau konstruksi sebelum mengalami kegagalan (*breakdown*)

### 2.10.2 Fatigue Failure Line

Tegangan tarik (*tensile stress*) pada sebuah titik merupakan hasil dari *stress range* dan *mean stress*, sehingga kedua tegangan tersebut turut berkontribusi pada kegagalan. Soderberg *failure line* merupakan hasil modifikasi dari Goodman *failure line* yang mempunyai sifat yang sangat konservatif. Jika pada garis tersebut diaplikasikan *safety factor* pada *yield point* (Syp) dan *endurance limit* (Se) maka akan didapatkan *safe stress line* yang paralel dengan failure line yang dapat dilihat pada gambar 2.16.



Gambar 2. 16 *Equivalent Stress* pada Soderberg Line [13]

Keterangan :

Kf = *fatigue stress concentration factor*

Se = *endurance limit* (MPa)

Syp = *yield point strength* (MPa)

$\sigma_{eq}$  = tegangan ekuivalen (MPa)

Tegangan ekuivalen sendiri dirumuskan pada persamaan 2.10.

$$\sigma_{eq} = \frac{S_{yp}}{\text{Safety factor}} \quad (2.9)$$

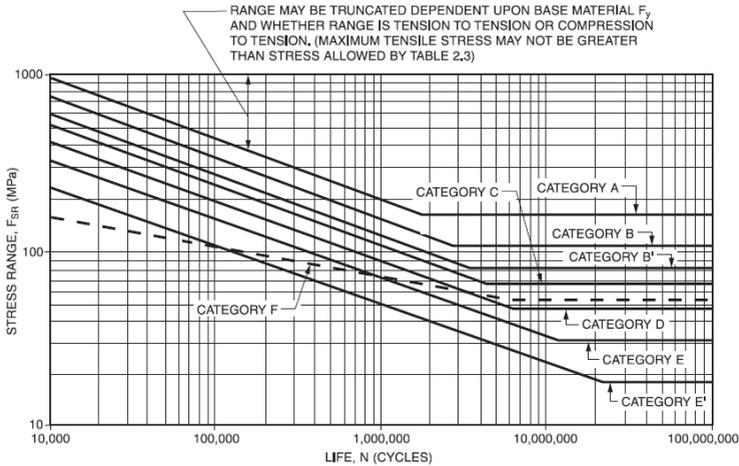
### 2.10.3 Kurva S-N

Kurva S-N adalah karakteristik *fatigue* yang umum digunakan dari suatu benda ketika mengalami tegangan berulang (siklis). Kurva tersebut diperoleh dari tes spesimen baja yang diberi beban berulang dengan jumlah siklus N sampai terjadi kegagalan yang umumnya diawali dengan retak. Jumlah N berbanding terbalik dengan rentang tegangan  $\Delta\sigma$  (tegangan maks – tegangan min).

Untuk besi dan baja, diagram S-N menjadi horisontal pada titik tertentu. *Strength* pada titik ini disebut dengan *endurance limit*  $S_e$  dan terjadi diantara  $10^6$  dan  $10^7$ . Sedangkan untuk *nonferrous* material yang tidak menunjukkan *endurance limit*, *fatigue strength* pada angka spesifik  $S_f$  akan ditentukan berdasarkan *fatigue strength* dari uji spesimen laboratorium yang memungkinkan ketidaksamaan dengan yang terjadi di kondisi aktual [12].

Kurva atau diagram Strength-Life (S-N) menyediakan informasi tentang *Fatigue Strength*  $S_f$  vs *Cycle Life* (N) dari sebuah material. Diagram tersebut merupakan hasil tes dengan menggunakan pembebanan sederhana dari spesimen standar

laboratorium yang dikontrol. Kurva menggambarkan karakteristik *fatigue* dengan amplitudo pembebanan konstan. Kurva S-N yang digunakan berdasarkan *AWS D1.1 2002 Section 2 Non Tubular Joints* ditunjukkan pada gambar 2.17.



Gambar 2. 17 Kurva S-N berdasarkan AWS D1.1, 2002 *section 2 non tubular joints*

Secara matematis, persamaan kurva diformulasikan sebagai persamaan 2.11 yang disederhanakan menjadi persamaan 2.12.

$$\log N = \log A - m \log \Delta\sigma \quad (2. 10)$$

Yang jika disederhanakan,

$$N = \frac{A}{\Delta\sigma^m} \quad (2. 11)$$

Dimana:

$N$  = jumlah *cycle* menuju kegagalan dari rentang tegangan  $\Delta\sigma$

$A$  = parameter kurva S-N berdasarkan data tabel 2.6

$\Delta\sigma$  = rentang tegangan

$m$  = *slope inverse* negatif. Bernilai 3 untuk semua kategori *joint-stress*, terkecuali kategori F dengan  $m=5.8$

Tabel 2. 5 Korespondensi kategori stress dengan parameter kurva S-N untuk sambungan non-tubular

<i>Stress Category</i>	$S_{rl}$ (ksi)	A	$m$
A	24	$276 \times 10^8$	3
B	16	117	3
C	12	67,5	3
D	10	43,9	3
E	7	20	3
F	5	10,2	3
E'	3	4,3	3
F	8	68,5	5,8

(sumber : AWS D1.1 / AISC, ASD, 1989, Tabel A-K.4.3)

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

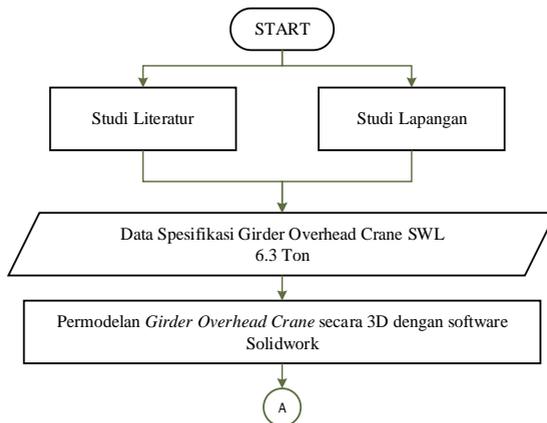
## BAB III

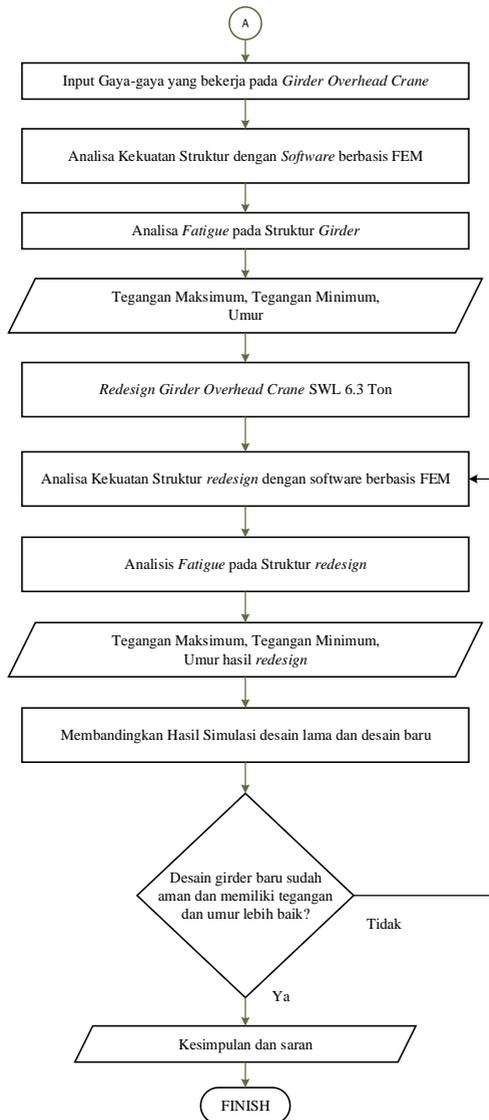
### METODOLOGI

Pada bab 3 akan dijelaskan mengenai diagram alir dari penelitian yang dilakukan, dimulai dari studi literatur sampai dengan hasil simulasi dengan *software* berbasis metode elemen hingga berupa defleksi dan tegangan yang juga dijelaskan pada diagram alir simulasi statis. Selanjutnya akan dijelaskan tahapan dari analisis *fatigue* yang dilakukan dalam pengerjaan penelitian ini, dan yang terakhir adalah diagram alir dari analisis perhitungan yang telah dilakukan.

#### 3.1 Metode Penelitian

Penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk melihat respon beban dinamis pada kekuatan struktur *girder over head crane* yaitu defleksi dan tegangan, serta mengetahui usia *fatigue* yang akibat pembebanan tersebut. Kemudian dilakukan desain ulang pada *girder overhead crane* dengan kapasitas yang sama, tetapi mempunyai kekuatan struktur dan usia *fatigue* yang lebih baik. Penelitian ini dilakukan sesuai diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur dan studi lapangan mengenai struktur *overhead crane single girder*. Langkah selanjutnya yaitu pemodelan 3D *girder* dengan *software* Solidworks, kemudian dimasukkan gaya-gaya yang bekerja pada *crane*. Selanjutnya, dilakukan analisis kekuatan struktur dan *fatigue* dengan *software* berbasis Finite Element Metode (FEM). Simulasi dengan kondisi pembebanan yang ditentukan untuk mendapatkan defleksi dan tegangan maksimum, dan tegangan minimum. Tegangan maksimum dan tegangan minimum diolah dan digunakan sebagai data untuk analisis *fatigue*. Setelah mendapatkan hasil simulasi kemudian dilakukan desain ulang pada struktur *girder*, untuk mendapat kekuatan struktur dan *fatigue* yang lebih baik. Kemudian dilakukan perbandingan hasil sebelum dan sesudah desain ulang dan dilakukan pengecekan. Hasil yang akan didapatkan adalah struktur girder overhead crane dengan spesifikasi yang baru serta grafik kapasitas vs umur *fatigue*. Langkah terakhir adalah membuat kesimpulan berdasarkan hasil tersebut dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

### **3.2 Tahapan Studi Literatur dan Studi Lapangan**

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi untuk menunjang analisis kekuatan struktur dan analisis *fatigue* pada struktur girder overhead crane. Oleh karena itu dilakukan studi literatur untuk menambah pengetahuan dan dasar-dasar mengenai permasalahan yang akan dibahas pada tugas akhir ini. Materi dari studi literatur yang menunjang dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah, statika, mekanika kekuatan material, *machine design*, dinamika teknik, pembuatan pemodelan 3D dan simulasi pada Solidworks, dan *material handling equipment*.

Referensi untuk studi literatur didapatkan dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, dan penelitian-penelitian terdahulu yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dibahas.

Studi lapangan meliputi pengumpulan data yang berhubungan dengan obyek yang diliti, untuk mendapatkan parameter struktur *girder overhead crane*. Nilai dari parameter yang diperlukan berupa data teknis dari struktur girder yang meliputi dimensi, material, jenis hoist, dan kapasitas. Studi lapangan ini dilakukan di PT. MHE Demag Surabaya.

### 3.3 Data Spesifikasi *Overhead Crane*

Spesifikasi general yang dimiliki oleh *overhead crane single girder* ini ditunjukkan pada tabel 3.1. Spesifikasi berikut merupakan spesifikasi *crane* yang diberikan kepada *customer*. Sedangkan gambar komponen utama overhead crane ditunjukkan pada gambar 2.3.

Tabel 3. 1 Spesifikasi *Overhead Crane*

<i>Type</i>	MHE – Demag Single Girder Overhead Travelling Crane	
<i>Safe working load</i>	6.3 Ton	
<i>Span</i>	22 m	
<i>Hook path</i>	8 m	
<i>Main hoisting speed</i>	4.5/0.8 m/min	5.3/0.8 kW
<i>Cross travel speed</i>	30/5 m/min	0.37 kW
<i>Long travel speed</i>	40/10 m/min	2x0.8/0.2 kW
<i>Crane operation</i>	<i>Indoor</i>	
<i>Deflection design</i>	Min. 1/750	

### 3.4 Pemodelan 3D *Girder*

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah model 3D *girder overhead crane* berdasarkan data hasil studi lapangan yaitu profil dan dimensi *girder overhead crane* itu

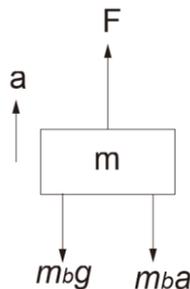
sendiri. Dimensi dan bentuk pemodelan akan ditunjukkan pada bab selanjutnya. Elemen yang digunakan untuk simulasi ini adalah *plate element*.

### 3.5 Input Gaya-gaya yang Bekerja pada Girder

Sesuai dengan penjelasan pada poin 2.4 jenis beban dan gaya pada *crane* gaya yang bekerja pada girder adalah gaya-gaya berupa gaya berat *girder*, gaya berat *hoist* dan SWL, gaya angkat, gaya ayun.

#### 3.5.1 Gaya Angkat

Pada gerak *hoist* akan terjadi gaya angkat dimana saat benda diangkat menimbulkan gaya pada benda lebih besar daripada saat penurunan ditunjukkan pada persamaan 3.3 dan 3.4. Pada gambar 2.11 dapat dilihat pemodelan beban saat terjadi gerak pengangkatan atau *hoisting*. Gaya yang bekerja pada beban dapat dilihat pada *free body diagram* pada gambar 3.2 untuk gaya saat pengangkatan dan gambar 3.3 untuk gaya saat penurunan.



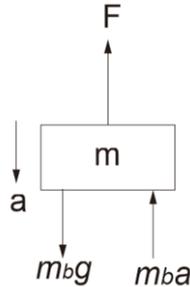
Gambar 3. 2 *FBD* benda bergerak ke atas

Dengan beban yang mempunyai gaya berat searah percepatan gravitasi, sehingga timbul gaya yang berlawanan dengan arah percepatan gerak seperti gambar 3.3. Persamaan hukum Newton II yang berlaku adalah sebagai berikut,

$$\sum F = m a \quad (3.1)$$

$$F = m_b g + m_b a \quad (3.2)$$

$$F = W_b + m_b a \quad (3.3)$$



Gambar 3. 3 FBD benda bergerak ke bawah

Sedangkan saat benda bergerak ke bawah dengan *free bode diagram* benda yang dapat dilihat pada gambar 3.5, maka dapat dituliskan dalam persamaan 3.4.

$$F = W_b - m_b a \quad (3.4)$$

Dimana :

F = gaya angkat (N)

$W_b$  = gaya berat benda (N)

$m_b$  = massa benda (kg)

$g$  = percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

$a$  = percepatan gerak ( $m/s^2$ )

Untuk mencari percepatan pada saat pengangkatan dan penurunan benda:

$$V^2 = V_0^2 + 2as \quad (3.5)$$

Dimana :

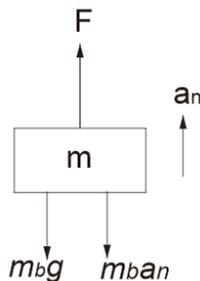
$V$  = kecepatan angkat (m/s)

$V_0$  = kecepatan angkat awal (m/s)

$s$  = jarak perpindahan (m)

### 3.5.2 Gaya Ayun

Kecepatan *cross travel* dan *long travel* akan menimbulkan ayunan pada benda oleh tali. Sehingga saat *hoist* bergerak *cross travel* dan *long travel* beban akan timbul percepatan normal dan percepatan tangensial yang mengakibatkan gaya ayun. Akan tetapi, gaya akibat percepatan tangensial diabaikan karena mempunyai sudut  $\Theta$  sangat kecil sehingga gaya yang ditimbulkan juga sangat kecil jika dibandingkan dengan gaya arah vertikal. Persamaan gaya ayun dapat dilihat pada persamaan 3.7.



Gambar 3. 4 *FBD* benda dengan gaya ayun

Persamaan gaya ayun yang didapatkan dari *free body diagram* pada gambar 3.7 adalah pada persamaan 3.6 dan 3.7.

$$a_n = \omega^2 R \quad (3.6)$$

$$F_a = m \omega^2 R \quad (3.7)$$

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (3.8)$$

Kecepatan  $v$  untuk menghitung gaya ayun didapatkan dari resultan kecepatan gerak cross travel dan kecepatan gerak long travel. Dari parameter-parameter yang sudah dijelaskan dapat sehingga didapatkan formula gaya total ayun yang bekerja pada *crane* adalah sebagai berikut..

$$F = m_b g + m_b a_n \quad (3.9)$$

Dengan :

$F_a$  = gaya ayun (N)

$F$  = gaya total (N)

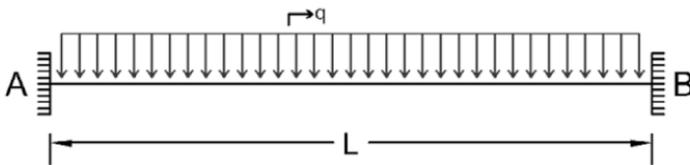
$\omega$  = kecepatan rotasi (rad/s)

$R$  = panjang tali yang mengayun (m)

$a_n$  = percepatan normal ( $m/s^2$ )

### 3.5.3 Momen Jepit

Pada pemodelan *crane* ini sisi kanan dan kiri girder dilakukan penyambungan dengan plat end carriage. Maka dari itu, tumpuan yang digunakan untuk perhitungan adalah tumpuan jepit-jepit seperti pada gambar berikut.



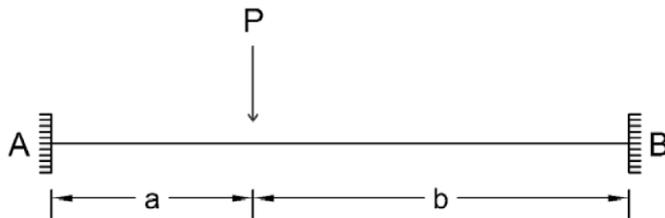
Gambar 3. 5 Model tumpuan jepit dan gaya distribusi rata

Girder dari *crane* sendiri mempunyai massa yang akan menjadi gaya berat jika dikalikan dengan percepatan gravitasi. Gaya berat *crane* diasumsikan beban merata seperti gambar 3.5.

Untuk mendapatkan momen pada tumpuan A dan B maka digunakan persamaan sebagai berikut.

$$M_{BA} = \frac{qL^2}{12} \quad (3.10)$$

$$M_{AB} = M_{BA} \quad (3.11)$$



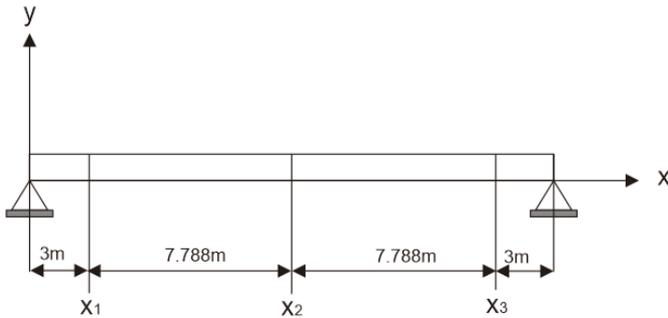
Gambar 3. 6 Model tumpuan jepit dan gaya terpusat

Beban yang bekerja P merupakan penjumlahan dari gaya berat hoist dan gaya total ayun atau gaya total angkat sesuai perhitungan. Gaya-gaya ini diasumsikan sebagai gaya terpusat seperti pada gambar 3.6. Perhitungan momen jepit yang terdapat pada tumpuan A dan B adalah sebagai berikut.

$$M_{BA} = \frac{Pba^2}{L^2} \quad (3.12)$$

$$M_{BA} = \frac{Pba^2}{L^2} \quad (3.13)$$

Setelah dilakukan perhitungan gaya pada beban, kemudian gaya-gaya ini diaplikasi pada simulasi di *software* untuk melihat tegangan minimum dan tegangan maksimum. Gaya-gaya ini kemudian akan diletakkan pada tiga titik x yaitu,  $x=3.5$  m,  $x=10.875$  m, dan  $x=18.25$  m secara bergantian. Posisi x semakin ke kanan semakin besar atau sama dengan L, x terhadap L dapat dilihat pada gambar 3.7.



Gambar 3. 7 Posisi x terhadap panjang *girder* L

Pergantian posisi ini juga untuk menentukan tegangan maksimum dan minimum tiap siklus kerja crane yang telah ditentukan. Siklus 1 yaitu pada posisi x1 beban SWL diangkat kemudian digerakkan secara cross travel dan long travel sesuai kebutuhan kemudian diturunkan. Siklus 2 yaitu pada posisi x2 yaitu  $L/2$  beban diperlakukan sama dengan siklus 1. Siklus 3 berada pada posisi x3 dengan perlakuan pembebanan sama dengan siklus 1.

### 3.5.4 Gaya Reaksi

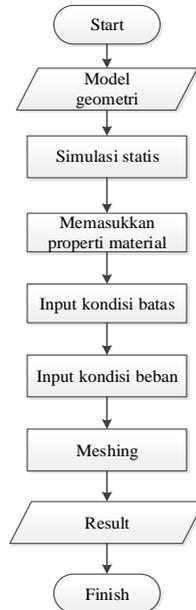
Gaya reaksi yang bekerja sesuai dengan gambar 3.8 dan 3.9 dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini.

$$R_A = \frac{Pb}{L} \quad (3.14)$$

$$R_B = \frac{Pa}{L} \quad (3.15)$$

### 3.6 Simulasi Pembebanan dengan *Software* Berbasis FEM

Simulasi pembebanan dilakukan sesuai diagram alir pada gambar 3.13 dengan menggunakan metode yang telah disediakan oleh *software*.



Gambar 3.8 Diagram alir proses simulasi statis pada Solidworks

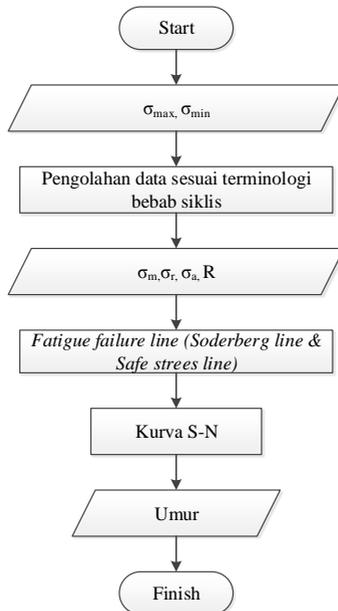
Setelah dilakukan pemodelan struktur secara 3D kemudian dapat dimasukkan properti material, kondisi batas atau *boundary condition* yaitu posisi tumpuan struktur, dan yang terakhir dilakukan *meshing* untuk melihat defleksi (*displacement*) dan tegangan yang ada. Untuk proses *meshing*, semakin kecil input ukuran elemen pada saat *meshing* sehingga jumlah nodal dan element semakin banyak menyebabkan proses simulasi akan semakin lama, tetapi mempunyai hasil yang lebih akurat. Setelah dilakukan simulasi, dapat diketahui daerah terjadinya tegangan

dengan nilai paling besar. Akan tetapi, saat ukuran elemen meshing diperkecil maka lokasi terjadinya tegangan maksimum berpindah tempat.

Hasil simulasi akan diverifikasi dengan perhitungan manual yaitu dengan persamaan 2.11 yaitu  $\sigma = M \frac{y}{I}$  sehingga dapat diketahui hasil simulasi tersebut sudah sesuai atau belum.

### 3.7 Analisis *Fatigue Girder Overhead Crane*

Untuk mendapatkan *fatigue life* akan dilakukan dengan mengolah data hasil simulasi statis yaitu, tegangan maksimum dan tegangan minimum sesuai terminologi beban siklis pada bab sebelumnya. Untuk mendapatkan umur siklis dan mengetahui apakah sudah aman menurut *fatigue failure line*.



Gambar 3. 9 Flowchart analisis *fatigue life*

### **3.8 Redesign Girder Overhead Crane**

Setelah dilakukan simulasi dan analisis kekuatan dan *fatigue* untuk struktur *girder*, jika hasil analisis kekuatan dan *fatigue* menunjukkan adanya kegagalan maka akan dilakukan *redesign* untuk mendapatkan hasil yang aman. Sesuai dengan gambar 2.15 jika posisi  $(\sigma_m, K_f, \sigma_r)$  berada di bawah *safe stress line* maka dianggap aman. Jika hasil menunjukkan diluar garis maka akan dianggap gagal, sehingga perlu ditinjau kembali *safety factor* dan material yang dipakai atau dilakukan *redesign* pada geometri struktur *girder*. Kemudian desain ulang yang dilakukan untuk mendapatkan struktur yang diinginkan yaitu, meminimalisir distribusi tegangan agar tegangan lebih merata sepanjang *girder*. Hal ini dilakukan dengan tetap mempertimbangkan kekuatan *girder* terhadap beban statis dan dinamis serta defleksi yang diijinkan.

### **3.9 Analisis Perbandingan Overhead Crane Sebelum dan Sesudah Redesign**

Setelah dilakukan *redesign* maka akan dilakukan perbandingan pada hasil sebelum dan sesudah *redesign*. Jika hasil *redesign* aman dan lebih baik dari hasil desain awal maka akan dilanjutkan pada penulisan laporan.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA

Dalam bab ini akan dijelaskan mengenai spesifikasi dari *overhead crane* yang sudah ada, selanjutnya akan dianalisis kekuatan struktur dan usianya. Kemudian dilakukan desain ulang berupa penambahan plat pada bagian-bagian tertentu untuk mengurangi tegangan yang ada sehingga meningkatkan usia kelelahannya. Setelah dilakukan simulasi kemudian dilakukan analisis terhadap hasil tersebut.

### 4.1 Spesifikasi *Overhead Crane*

*Overhead crane* yang akan dilakukan analisis dan simulasi mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 4. 1 Detail Spesifikasi *Overhead crane*

<i>Type</i>	MHE – Demag Single Girder Overhead Travelling Crane	
<i>Safe working load</i>	6.3 Ton	
<i>Span</i>	22 m	
<i>Main girder</i>	21,576 m	
<i>Hook path</i>	8 m	
<i>Main hoisting speed</i>	4,5/0,8 m/min	0,0937 m/s
<i>Cross travel speed</i>	30/5 m/min	0,1 m/s
<i>Long travel speed</i>	40/10 m/min	0,067 m/s
<i>Crane operation</i>	<i>Indoor</i>	
<i>Deflection design</i>	Min. L/750	
<i>Girder Mass</i>	4174 kg	
<i>Hoist Mass</i>	432 kg	

#### 4.1.1 Klasifikasi *Overhead Crane*

Untuk mengetahui umur desain dari *crane* maka perlu diketahul klasifikasinya. Klasifikasi ovehead *crane* menurut DIN 15018 dapat dilihat pada tabel 4.2 berikut.

Tabel 4. 2 *Loading group according to stress cycle ranges and stress collective*

<i>Stress cycle ranges</i>	<i>N1</i>	<i>N2</i>	<i>N3</i>	<i>N4</i>
<i>Total number of stress cycle N anticipated</i>	<i>Over 2 . 10<sup>4</sup> to 2 . 10<sup>5</sup> Occasional non-regular use with long periods of non-use</i>	<i>Over 2 . 10<sup>5</sup> to 6 . 10<sup>5</sup> Regular use in intermittent operation</i>	<i>Over 6 . 10<sup>5</sup> to 2 . 10<sup>6</sup> Regular use in continuous operation</i>	<i>Over 2 . 10<sup>6</sup> Regular use in severe continuous operation</i>
<i>Stress collective</i>	<i>Loading group</i>			
<i>S<sub>0</sub> very light</i>	B1	B2	B3	B4
<i>S<sub>1</sub> light</i>	B2	B3	B4	B5
<i>S<sub>2</sub> medium</i>	B3	B4	B5	B6
<i>S<sub>3</sub> heavy</i>	B4	B5	B6	B6

*Overhead crane* ini merupakan *crane* grup B3 dengan umur minimal saat *stress collective* paling besar yaitu  $2 \cdot 10^4$  sampai dengan  $2 \cdot 10^5$ .

#### 4.1.2 Spesifikasi material

Material yang digunakan untuk *crane* ini adalah ST 37-2 berdasarkan standar DIN 17100. Properti material ini dapat dilihat pada tabel 4.3 berikut.

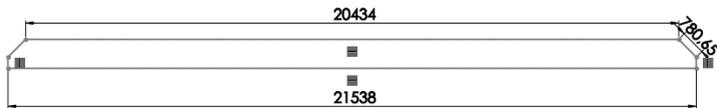
Tabel 4. 3 Tabel properti material ST 37-2 menurut DIN 17100

<i>Property</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
<i>Yield Strength</i>	235	N/mm <sup>2</sup>
<i>Tensile Strength</i>	360	N/mm <sup>2</sup>
<i>Elastic Modulus</i>	210000	N/mm <sup>2</sup>
<i>Shear Modulus</i>	79000	N/mm <sup>2</sup>
<i>Mass Density</i>	7800	Kg/m <sup>3</sup>

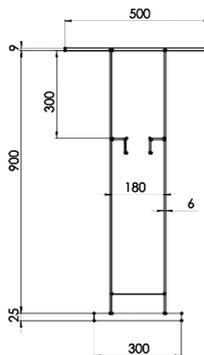
### 4.1.3 Dimensi dan profil *overhead crane*

#### 1. Girder

Profil girder tampak depan pada gambar 4.1 ini dapat diketahui bahwa panjang antara top flange dan bottom flange sejajar tetapi tidak sama panjang. Pada sepanjang girder terdapat beberapa diafragma sebagai penguat struktur.

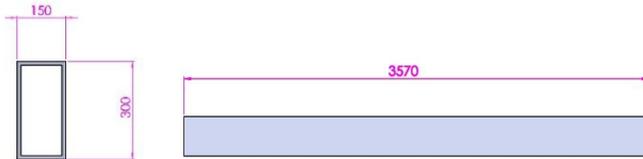
Gambar 4. 1 Profil *girder* tampak depan

Sedangkan untuk profil *girder* tampak samping dapat dilihat pada gambar 4.2.

Gambar 4. 2 profil *girder* tampak samping

## 2. End carriage

*End carriage* merupakan tempat Bergeraknya girder sepanjang runway. Profil dari end carriage adalah rectangular hollow. Profil tersebut dapat dilihat pada gambar 4.3.



Gambar 4. 3 Profil End Carriage

## 4.2 Perhitungan gaya pada crane

### 4.2.1 Gaya angkat

Untuk mendapatkan tegangan tali maka perlu diketahui gaya angkat benda. Saat hoist mulai berjalan terdapat percepatan sebelum kecepatan stabil. Pada perhitungan ini diasumsikan kecepatan angkat stabil pada tinggi 1 meter dari tanah. Sehingga percepatan pada saat pengangkatan benda adalah sebagai berikut:

$$a = \frac{Vo^2}{2s}$$

$$a = \frac{0,09375^2}{2 \times 1}$$

$$a = 0,004395 \text{ ms}^{-2}$$

Setelah didapatkan percepatan angkat maka dapat dihitung gaya angkat benda yaitu:

$$F = m_b g + m_b a$$

$$F = 6300 \cdot 9,81 + 6300 \cdot 0,004395$$

$$F = 61830,69 \text{ N}$$

### 4.2.2 Gaya ayun

Tegangan tali pada saat benda bergerak secara cross travel dan long travel pada arah vertikal atau sumbu y dapat diketahui dengan gaya yang diakibatkan oleh percepatan normal. Percepatan normal terbesar didapatkan saat panjang tali beban  $R = 1$  m, maka didapatkan percepatan normal sebagai berikut:

$$a_n = \omega^2 R$$

$$a_n = \left(\frac{0,12}{1}\right)^2 \times 1$$

$$a_n = 0,0144 \text{ ms}^{-2}$$

Setelah didapatkan percepatannya kemudian dihitung gaya ayun yang terjadi yaitu:

$$F_a = m \omega^2 R$$

$$F_a = 6300 \cdot 0,12^2 \cdot 1$$

$$F_a = 90,997 \text{ N}$$

$$F = m_b g + F_a$$

$$F = 63000 \cdot 9,81 + 90,997$$

$$F = 61894 \text{ N}$$

### 4.2.3 Perhitungan Gaya reaksi

Contoh perhitungan gaya reaksi pada saat posisi pembabatan di  $x = 10,788$  m dengan gaya total ayun.

$$R_A = \frac{Pb}{L}$$

$$R_A = \frac{(40947+4238+61894) \cdot 10,788}{21,576}$$

$$R_A = 53539,5 \text{ N}$$

$$R_A = R_B$$

Selain terdapat gaya reaksi juga terdapat momen jepit. Contoh perhitungan momen jepit pada saat beban distribusi (beban girder

itu sendiri) dan terpusat (beban SWL dan beban *hoist*) adalah sebagai berikut.

$$M_{BA} = \frac{qL^2}{12}$$

$$M_{BA} = \frac{1897,8 \times 21,576^2}{12}$$

$$M_{BA} = 1588481,2 \text{ Nm}$$

$$M_{AB} = M_{BA} = 1588481,2 \text{ Nm}$$

$$M_{BA} = \frac{66132 \times 10,788 \times 10,788^2}{21,576^2}$$

$$M_{BA} = 178357,8 \text{ Nm}$$

$$M_{BA} = M_{BA} = 178357,8 \text{ Nm}$$

$$\text{Total momen jepit } M_{BA} = M_{BA} = 1766839 \text{ Nm}$$

Berikut merupakan tabel hasil perhitungan momen total pada tumpuan jepit-jepit pada masing-masing posisi pembebanan.

Tabel 4. 4 Total momen

Posisi	Gaya Ayun		Gaya Angkat		Gaya berat hoist	
	M <sub>BA</sub>	M <sub>AB</sub>	M <sub>BA</sub>	M <sub>AB</sub>	M <sub>BA</sub>	M <sub>AB</sub>
posisi 1	1612231,2	1735541	1612208	1735400,505	1590003,1	1597905
posisi 2	1766839	1766839	1766668	1766668,206	1599910,8	1599911
posisi 3	1735541,3	1612231	1735401	1612208,459	1597905,2	1590003

Pada tabel 4.4 dapat dilihat momen terbesar terdapat pada posisi pembebanan pada  $x = 10,788$  m dengan gaya ayun. Momen pada posisi tersebut yaitu 1766839 Nm selanjutnya akan digunakan untuk contoh perhitungan tegangan normal.

### 4.3 Analisis Kekuatan Struktur

#### 4.3.1 Perhitungan kekuatan struktur

a. Tegangan Normal

Tegangan normal yang terjadi pada saat pembebanan pada  $x = 10,788$  m adalah sebagai berikut,

$$\sigma = M \frac{y}{I}$$

Dimana :

$$I = 0,003174 \text{ m}^4$$

$$Y = 0,412 \text{ m}$$

$$M = 1766839 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 1766839 \times \frac{0,412}{0,003174}$$

$$\sigma = 229629305 \text{ Pa atau } 229,6 \text{ MPa}$$

b. Defleksi

Defleksi maksimum yang diijinkan menurut *British Standard Deflection* adalah,

$$\delta = \frac{L}{750}$$

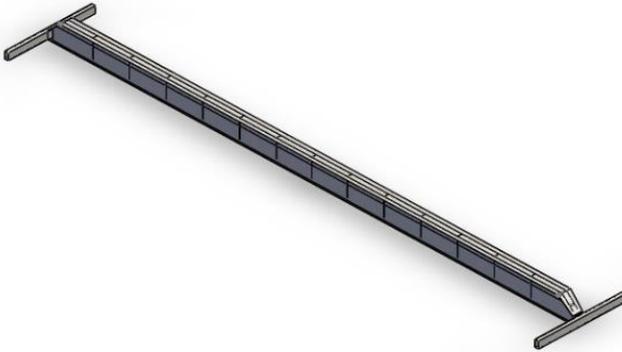
$$\delta = \frac{21576}{750}$$

$$\delta = 28,768 \text{ mm}$$

#### 4.3.2 Simulasi Kekuatan Struktur

a. Pemodelan desain

Untuk mempermudah analisis dalam tugas akhir ini maka digambarkan struktur *overhead crane* dalam 3 dimensi berdasarkan profil dimensi yang didapatkan dilapangan. Berikut adalah pemodelan *overhead crane* single girder tersebut.



Gambar 4. 4 Pemodelan 3D *overhead crane*

b. Penyesuaian spesifikasi material

Sesuai dengan penjelasan sebelumnya, material yang digunakan pada *crane* ini adalah ST 37-2 yang dapat ditemukan pada solidworks material DIN structural S235JR. Spesifikasi material pada solidworks dapat dilihat pada tabel 4.5.

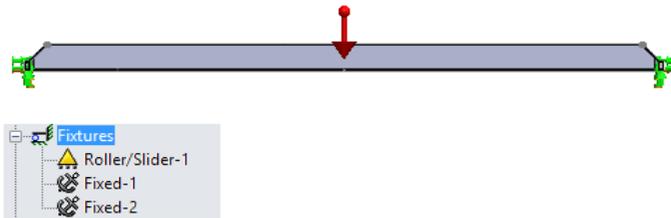
Tabel 4. 5 Properti Material pada Solidworks

<b>Name:</b>	<b>1.0037 (S235JR)</b>
<b>Model type:</b>	<b>Linear Elastic</b>
	<b>Isotropic</b>
<b>Default failure criterion:</b>	<b>Max von Mises Stress</b>
<b>Yield strength:</b>	<b>2.35e+008 N/m<sup>2</sup></b>
<b>Tensile strength:</b>	<b>3.6e+008 N/m<sup>2</sup></b>
<b>Elastic modulus:</b>	<b>2.1e+011 N/m<sup>2</sup></b>
<b>Poisson's ratio:</b>	<b>0.28</b>
<b>Mass density:</b>	<b>7800 kg/m<sup>3</sup></b>
<b>Shear modulus:</b>	<b>7.9e+010 N/m<sup>2</sup></b>
<b>Thermal expansion coefficient:</b>	<b>1.1e-005 /Kelvin</b>

Untuk mengetahui apakah *mass density* sudah diaplikasikan, perlu dilihat *report* yang disediakan Solidwork.

c. Kondisi batas

Kondisi batas adalah lokasi penempatan tumpuan. Tumpuan yang digunakan pada simulasi ini adalah tumpuan jepit dan tumpuan rol.



Gambar 4. 5 Kondisi batas simulasi crane

d. *Mesh running*

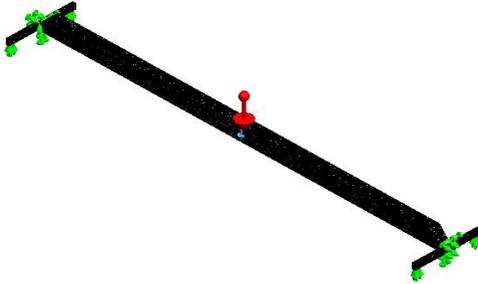
Setelah dilakukan penempatan pemberian material, kondisi batas, dan gaya, maka *crane* akan di-*meshing*. Proses ini adalah proses untuk penentuan jumlah node dan ukuran elemen. Detail *meshing* dapat dilihat pada tabel 4.6 ini.

Tabel 4. 6 Detail *Meshing*

<b>Mesh type</b>	Solid Mesh
<b>Mesher Used:</b>	Curvature based mesh
<b>Maximum element size</b>	117.657 mm
<b>Minimum element size</b>	117.657 mm
<b>Mesh Quality</b>	High
<b>Total Nodes</b>	100896
<b>Total Elements</b>	52959

Berikut merupakan gambar girder yang telah melalui proses *meshing* sehingga terlihat potongan kecil dengan bentuk segitiga *curvature* dengan *element size* 117,657 mm.

Model name: Assem1  
Study name: Static 1 (Default)  
Mesh type: Solid mesh



Gambar 4. 6 Node dan elemen saat sudah melalui proses *meshing*

#### e. Hasil Simulasi

Setelah pemodelan *girder overhead crane* sudah melalui proses *meshing* kemudian langkah selanjutnya adalah simulasi untuk mendapatkan tegangan normal, tegangan von Mises, dan *displacement* atau defleksi yang terjadi. Berikut merupakan hasil-hasil dari simulasi statis pemodelan *girder* dengan *software* berbasis metode elemen hingga Solidworks.

##### 1. Tegangan Normal

Berikut merupakan tabel hasil simulasi tegangan normal yang telah dilakukan pada masing-masing siklus.

Tabel 4. 7 Hasil simulasi tegangan normal (MPa)

Siklus	Tegangan dengan gaya angkat	Tegangan dengan gaya ayun	Tegangan dengan gaya berat <i>hoist</i>	Titik kritis
siklus 1	220,24	220,376	83,1843	100857
siklus 2	267,576	267,775	90,4426	101283
siklus 3	233,942	234,092	88,2887	101283



Gambar 4. 7 Distribusi tegangan normal pada siklus ke 2 gaya ayun

Dari tabel 4.7 tegangan normal pada siklus 2 gaya ayun adalah 267,775 MPa sedangkan hasil perhitungan menunjukkan tegangan normal terbesar adalah 229,6 MPa. Sehingga error yang dihasilkan oleh dari dua metode ini adalah sebesar 14%. Akan tetapi pada kenyataan tegangan normal yang terjadi tidak hanya pada serah positif (ke kanan) tetapi juga ke arah negatif (ke kiri). Pada posisi yang berdekatan dengan titik kritis merah lebih banyak menampilkan distribusi tegangan dengan warna biru atau jika dilihat pada gambar 4.9 titik-titik biru mempunyai tegangan sebesar 232,7 MPa ke arah negatif. Jika dibandingkan dengan perhitungan tegangan normal yaitu 229,6 MPa maka *error* yang dihasilkan adalah 1,31%.

## 2. Tegangan von Mises

Untuk perhitungan selanjutnya yaitu *fatigue life* tegangan yang diperhitungkan adalah tegangan von Mises. Maka dari itu dilakukan simulasi statis girder untuk mendapatkan distribusi tegangan von Mises. Hasil simulasi tersebut dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4. 8 Hasil simulasi tegangan von Mises (MPa)

Siklus	Tegangan dengan gaya angkat	Tegangan dengan gaya ayun	Tegangan dengan gaya berat <i>hoist</i>	Titik kritis
	66069	66132	4238	
siklus 1	206,618	206,751	76,8155	5316
siklus 2	230,235	230,393	79,482	5850
siklus 3	210,496	210,628	78,2105	5850

Pada satu siklus kerja mempunyai titik kritis dengan posisi titik yang sama. Dapat dilihat pada tabel 4.8 bahwa setiap siklus mempunyai posisi titik kritis yang berbeda dengan besar tegangan yang berbeda juga. Pada masing-masing siklus ini nanti akan dibandingkan siklus mana yang mempunyai tegangan rata-rata dan tegangan kisar terbesar untuk menghitung *fatigue life*. Dari tabel tersebut juga dapat dilihat tegangan terbesar yaitu pada siklus 2 saat terdapat gaya ayun yang terjadi. Distribusi tegangan pada saat tersebut dapat dilihat pada gambar 4.8.



Gambar 4. 8 Distribusi tegangan von Mises pada siklus 2 gaya ayun

Pada gambar diatas dapat diketahui posisi tegangan terbesar atau titik kritis berada pada ujung bawah *web plate*. Posisi ini memang berada dekat dengan tumpuan akan tetapi mempunyai luas permukaan yang lebih kecil dari plat yang digunakan untuk tumpuan. Sehingga untuk *redesign* yang akan diaplikasikan nantinya adalah penambahan plat untuk memperluas permukaan sehingga tegangan pada posisi tersebut menurun.

### 3. Defleksi

Pada analisis kekuatan struktur perlu diketahui *displacement* atau defleksi maksimum yang terjadi pada setiap posisi pembebanan. Berikut merupakan tabel hasil simulasi defleksi yang telah didapatkan.

Tabel 4. 9 Hasil simulasi defleksi (mm)

Siklus	defleksi dengan gaya angkat	defleksi dengan gaya ayun	defleksi dengan gaya berat <i>hoist</i>	Titik defleksi maksimum
siklus 1	6,89828	6,90163	3,68838	30612
siklus 2	13,4222	13,4317	4,11421	86353
siklus 3	6,90776	6,91112	3,68882	77360

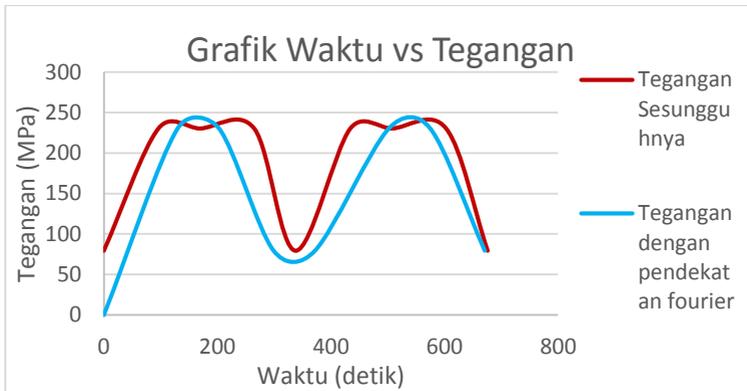
Defleksi maksimum terjadi pada saat siklus 2 dengan gaya ayun yaitu sebesar 13,4317 mm. Nilai ini masih jauh dengan besar defleksi ijin yang ada yaitu 28,768 mm. Sehingga defleksi masih dalam kategori aman.

#### 4.4 Analisis *Fatigue Life*

Setelah mendapatkan hasil simulai maka dilanjutkan perhitungan dan simulasi *fatigue life* yang akan dijelaskan sebagai berikut.

##### 4.4.1 Perhitungan *mean stress*, *stress range*, dan *stress ratio*

Untuk mendapatkan *safe stress line* diperlukan tegangan rata-rata dan rentang tegangan. Pada dasarnya tegangan yang terjadi pada siklus *crane* adalah yang terlihat pada grafik tegangan sesungguhnya pada gambar 4.9. Untuk mendapatkan siklus yang harmonik maka grafik tegangan tersebut didekati dengan pendekatan deret fourier untuk gerak harmonik dengan  $n=1$ . Dengan pendekatan tersebut dapat dilihat bahwa masih terdapat *error*. Semakin banyak jumlah  $n$  pada deret fourier maka akan semakin mendekati tegangan sesungguhnya. Tegangan maksimum yaitu tegangan pada saat beban mulai mengayun dan tegangan minimum saat *girder* hanya menerima beban *hoist* saja.



Gambar 4. 9 Grafik siklus tegangan (waktu vs tegangan) pada siklus ke 2

Karena posisi puncak dan lembah dari tegangan sesungguhnya dan tegangan pada pendekatan fourier tidak jauh berbeda maka kedua hasil tersebut dianggap sama. Sehingga untuk mendapatkan tegangan rata-rata dan tegangan *alternate* digunakan tegangan hasil simulasi atau tegangan sesungguhnya. Jika dilihat masing-masing pembebanan maka didapatkan tegangan rata-rata sebagai berikut.

Tabel 4. 10 Hasil perhitungan *mean stress*

Siklus	Tegangan von Mises (MPa)		<i>Mean stress</i> (MPa)
	max	min	
Siklus 1	206,751	76,8155	141,78325
Siklus 2	230,393	79,482	154,9375
Siklus 3	210,628	78,2105	144,41925

Rentang tegangan von Mises akibat dari pembebanan juga digunakan sebagai parameter dalam menentukan *fatigue life* dari

*overhead crane*. Tegangan *alternate* didapatkan dari  $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ , sehingga yang didapatkan hasilnya pada tabel 4.12.

Tabel 4. 11 Hasil perhitungan *Alternating Stress*

Siklus	Tegangan von Mises (MPa)		<i>Alternating stress</i> (MPa)
	max	min	
Siklus 1	206,751	76,8155	64,96775
Siklus 2	230,393	79,482	75,4555
Siklus 3	210,628	78,2105	66,20875

Dari kedua hasil perhitungan diatas dapat dilihat bahwa tegangan rata-rata dan rentang tegangan terbesar ada pada saat siklus 2. Sehingga untuk rasio tegangan yang dimiliki oleh kondisi tersebut adalah sebagai berikut.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

$$R = \frac{79,482}{230,393}$$

$$R \cong 0,345$$

#### 4.4.2 Perhitungan *cycle* dari S-N curve

$$S_{yp} = 235 \text{ MPa}$$

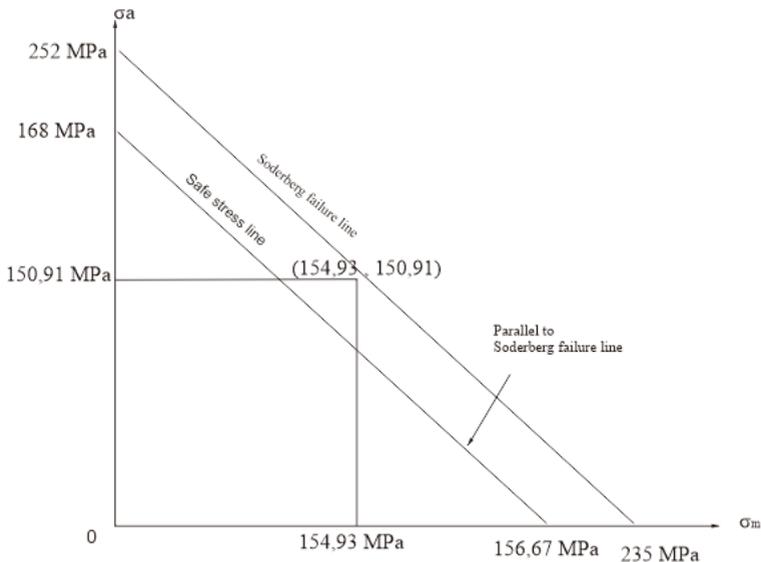
$$SF = 1,5$$

$$K_f = 2$$

$$\Delta\sigma = 150,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235}{1,5} = 156,67 \text{ MPa}$$

$$S_e = 252 \text{ MPa}$$



Gambar 4. 10 Posisi tegangan pada diagram Soderberg *failure line*

Dari gambar 4.10 dapat dilihat bahwa tegangan yang dihasilkan sudah berada pada posisi di bawah Soderberg *failure line*. Sehingga tegangan yang dihasilkan sudah masuk kategori aman mengingat bahwa Soderberg *failure line* sendiri bersifat sangat konservatif jika dibandingkan dengan *failure line* lainnya. Akan tetapi tegangan tersebut masih dianggap gagal terhadap *safe stress line* dengan angka keamanan 1,5.

Untuk menghitung umur siklus *crane*, akan dilihat berdasarkan kategori tegangannya dengan tabel 2.5, plot kurva S-N untuk *crane* ini menurut gambar 2.17 adalah B' dengan  $A = 67,5 \times 10^8$  dan  $m = 3$  sehingga N dapat diketahui sebagai berikut. Rentang tegangan  $\Delta\sigma$  diubah dari satuan MPa ke Ksi terlebih dahulu.

$$N = \frac{A}{\Delta\sigma^m}$$

$$N = \frac{67,5 \times 10^8}{21,88^3}$$

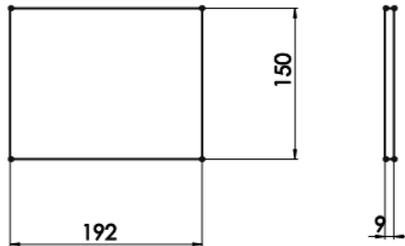
$$N = 644409 \text{ cycle}$$

Hasil perhitungan tersebut menunjukkan umur siklus yang dimiliki *girder crane* tersebut sudah lebih baik pada umur siklus desain minimum sesuai standar yaitu  $2 \cdot 10^4$  sampai dengan  $2 \cdot 10^5$

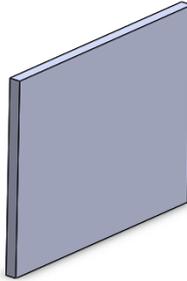
#### 4.5 Redesign Overhead crane

Setelah dilakukan simulasi dan perhitungan dapat diketahui tegangan terbesar dan titik kritis yang terdapat pada *crane*. Oleh karena itu dilakukan *redesign* dengan detail sebagai berikut.

##### 4.5.1 Profil redesign

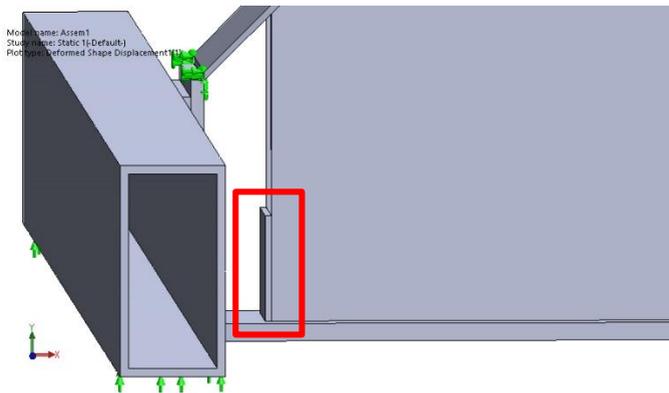


Gambar 4. 11 Profil 2D *part redesign*



Gambar 4. 12 Profil 3D *part redesign*

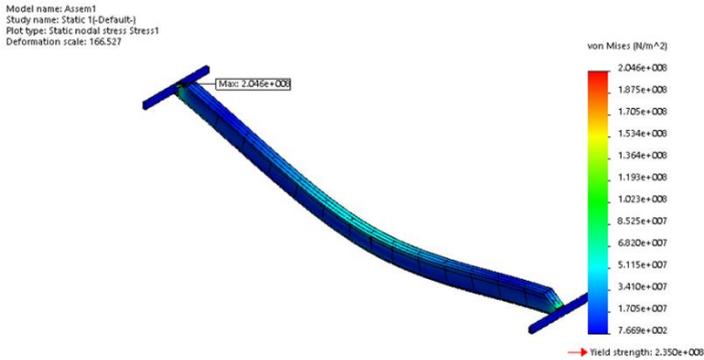
Plat ini akan diletakkan pada titik-titik kritis dengan harapan mampu mengurangi tegangan yang ada. Material plat disamakan dengan material girder yaitu ST 37-2. Posisi penempatan plat dapat dilihat pada gambar 4.12.



Gambar 4. 13 Posisi plat *redesign*

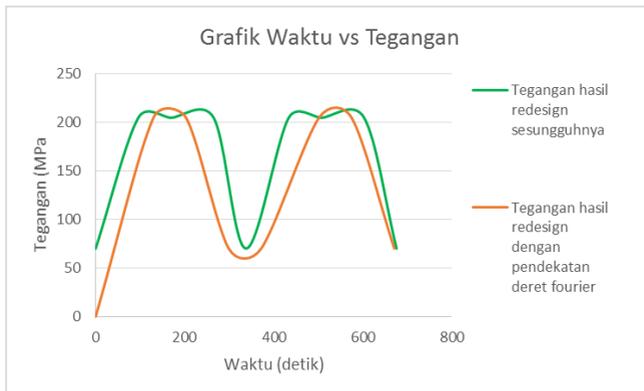
#### 4.5.2 Simulasi statis hasil *redesign*

Simulasi ini hanya dilakukan untuk siklus 2 karena sesuai dengan hasil simulasi dan perhitungan sebelumnya bahwa tegangan maksimum dan minimum terdapat pada siklus ini. Siklus 2 saat gaya ayun dapat dilihat distribusi tegangannya pada gambar 4.13.



Gambar 4. 14 Distribusi tegangan pada *part redesign* siklus 2 gaya ayun

Dari gambar 4.14 dapat dilihat bahwa tegangan maksimum mengalami penurunan serta titik kritis sudah berubah dari *node* 5850 ke *node* 100120. Jika hasil tersebutkan diplotkan pada grafik waktu vs tegangan maka hasilnya dapat dilihat pada gambar 4.15.



Gambar 4. 15 Grafik waktu vs tegangan setelah dilakukan *redesign*

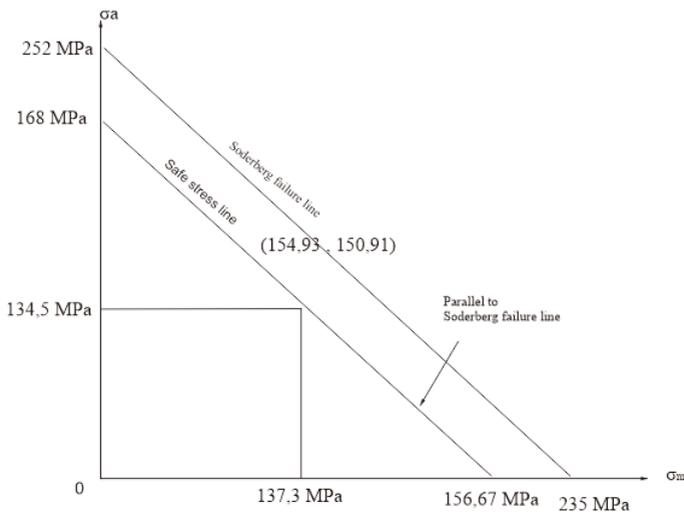
Sehingga dapat diketahui bahwa rentang tegangan dan tegangan rata-rata juga mengalami penurunan seperti berikut.

$$\Delta\sigma = 134,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 137,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 67,27 \text{ MPa}$$

Jika di masukkan kepada grafik *Soderberg failure line* maka hasilnya terlihat pada gambar 4.16.

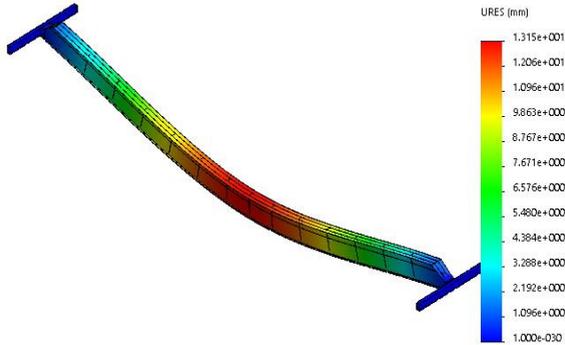


Gambar 4. 16 Grafik *Soderberg failure line* setelah *redesign*

Pada gambar grafik diatas dapat dilihat bahwa posisi tegangan sudah memasuki garis *safe stress line* dari *Soderberg failure line*. Sehingga dapat dilihat bahwa setelah dilakukan *redesign* tegangan yang dihasilkan sudah menurun sehingga aman pada *safety factor* 1,5.

Untuk *displacement* atau defleksi maksimum yang dihasilkan setelah dilakukan *redesign* pada *girder* adalah 13,15 mm. Distribusi defleksi dapat dilihat pada gambar 4.17.

Model name: Assem1  
 Study name: Static 1(-Default-)  
 Plot type: Static displacement/Displacement1  
 Deformation scale: 166.527



Gambar 4. 17 Defleksi pada *part redesign*

Defleksi maksimal yang ditunjukkan pada gambar 4.17 yaitu 13,15 mm meskipun tidak berubah terlalu signifikan dari hasil defleksi sebelum redesign akan tetapi sudah menurun sebesar 0,28 mm. Hal ini dikarenakan part redesign girder sendiri memang memiliki dimensi yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan dimensi *main girder*.

Untuk perhitungan umur siklus sesudah dilakukan redesign pada girder didapatkan  $stress\ range = 134,5\ MPa = 19,5\ ksi$

$$N = \frac{A}{\Delta\sigma^m}$$

$$N = \frac{67,5 \times 10^8}{19,5^3}$$

$$N = 910332\ cycle$$

Dari perhitungan tersebut umur siklus girder crane sesudah *redesign* sudah lebih baik dari umur siklus sebelum *redesign*.

#### 4.6 Perbandingan kekuatan dan umur girder sebelum dan sesudah *redesign*

Setelah melakukan analisis dan simulasi kekuatan dan *fatigue* pada girder *overhead crane*, kemudian kedua hasil tersebut akan dibandingkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 4. 12 Perbandingan hasil analisis kekuatan struktur dan *fatigue* sebelum dan sesudah *redesign*

Hasil yang dibandingkan	Satuan	Sebelum <i>redesign</i>	Setelah <i>redesign</i>
Tegangan maksimum	MPa	230,393	79,482
Tegangan minimum	MPa	204,589	70,055
Defleksi	mm	13,4317	13,15
Analisa kegagalan	-	Gagal menurut angka keamanan 1,5	Aman menurut angka keamanan 1,5
Umur <i>fatigue</i>	<i>cycle</i>	644409	910332

Dari tabel 4.12 dapat diketahui bahwa hasil *redesign* sudah lebih baik dari segi kekuatan dan umur *fatigue*. Untuk kekuatan struktur, meskipun gaya yang bekerja pada girder mempunyai nilai yang sama akan tetapi tegangannya baik maksimum maupun minimum yang terjadi menurun setelah dilakukan desain ulang. Begitu pula dengan defleksi atau *displacement*, meskipun tidak berbeda jauh tetapi nilainya juga menurun. Karena penurunan tegangan rata-rata dan *alternate* (amplitudo), maka pada analisa kegagalan Soderberg *line* yang awalnya masih dianggap gagal dengan angka keamanan 1,5 setelah desain ulang sudah dianggap aman dengan angka keamanan 1,5 dan hasil perhitungan umur *fatigue* juga bertambah.

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian *overhead crane single girder* ini, tugas akhir ini dapat disimpulkan:

1. Hasil perhitungan tegangan normal adalah 229,6 MPa dan simulasi tegangan normal adalah 232,7 MPa sehingga mempunyai perbedaan atau error sebesar 1,33%. Hal ini dapat disebabkan oleh perbedaan luas penampang web plate yang mendekati tumpuan pada asumsi perhitungan dan pemodelan.
2. Tegangan von Mises terbesar terdapat pada siklus ke 2 dengan gaya ayun yaitu 230,393 MPa sedangkan tegangan terkecil pada siklus yang sama yaitu pada saat beban SWL sudah diturunkan mempunyai nilai 79,482 MPa. Sehingga *mean stress* yang didapatkan adalah 154,94 MPa dan *stress range* sebesar 150,91 MPa. Pada saat diaplikasikan pada grafik *Soderberg failure line* diketahui bahwa tegangan sudah aman berdasarkan garis tersebut akan tetapi masih dianggap gagal dengan angka kemanan 1,5.
3. Usia *fatigue* pada yang didapatkan dari hasil perhitungan terminologi beban siklus adalah 644409 *cycle*, sehingga sudah dapat dikatakan aman karena sudah melebihi umur desain minimum yang ditentukan.
4. *Redesign* berupa plat yang diletakkan pada titik kritis yang ditunjukkan oleh distribusi tegangan dan umur. Tegangan maksimum yang terjadi adalah 204,589 MPa dan tegangan minimumnya adalah 70,055 MPa. Dengan adanya *redesign* mampu mengurangi *stress range* yaitu menjadi 134,53 MPa juga mengurangi mean stress menjadi 137,332 MPa, sehingga mampu menambah *fatigue life* hingga 910332 *cycle*. Tegangan yang dihasilkan dari *redesign girder* ini sudah mampu berada di bawah *Soderberg failure line* dengan angka keamanan 1,5.

5. Defleksi yang didapatkan dari hasil simulasi sebelum dan sesudah redesign yaitu, 13,4317 mm dan 13,15 mm. Kedua nilai defleksi ini masih jauh dengan defleksi maksimum ijin yaitu 28,768 mm sehingga masih tergolong aman.

## 5.2 Saran

Saran dari penulis untuk kedepannya mengenai tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Perlu dianalisa kembali mengenai kekuatan struktur dan siklus atau umur *fatigue* sehingga mendapatkan dimensi struktur dan pemodelan *overhead crane* yang tepat.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut yang menggunakan simulasi tentang kekuatan struktur dan umur *fatigue* pada pesawat pengangkat beban terutama *crane* menggunakan *software* berbasis metode elemen hingga.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, **Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2013**, Jakarta: Badan Pusat Statistik, 2013.
- [2] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, **Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2014**, Jakarta: Badan Pusat Statistik, 2014.
- [3] Sub Direktorat Statistik Industri Besar dan Sedang, **Statistik Industri Manufaktur Indonesia 2015**, Jakarta: Badan Pusat Statistik, 2015.
- [4] K. Harman, “**The Three most Common Overhead Crane Problems**,” 2014. [Online]. Available: <http://www.spanco.com/blog/entry/overhead-crane-safetythree-major-hazards-and-preventative-measures>. [Diakses 1 October 2017].
- [5] P. Ryandi Permana, “**Analisis Kekuatan Struktur dan Estimasi Fatigue Life Pada Konstruksi Container Crane Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton**,” Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2015.
- [6] N. Rudenko, **Mesin Pengangkat (Terjemah)**, 2nd penyunt., Jakarta: Erlangga, 1996.
- [7] K. S. Sularso, **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**, Jakarta: Pradnya Paramita, 1997.
- [8] “**Demag Standard Cranes**,” [Online]. Available: <http://www.demagcranes.us/files/content/users/konstan>

tinovsky/files/22999649d0609%20Demag%20Standar  
d%20Cranes.pdf.. [Diakses 10 11 2017].

- [9] B. Y. Setiawan, **Analisa Distribusi Tegangan Pada Housing Motor Hoist Overhead Crane Grinding Mill PLTU PAITON dengan Software Verbasis Metode Elemen Hingga**, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2017.
- [10] E. Popov, **Mechanics of Material**, 2nd penyunt., New Jersey: Prentice-Hall, 1978.
- [11] G. T, **Diktat Teori dan Penyelesaian Konstruksi Pipa II**, jilid I, Jakarta: Delta Teknik Group, 1993.
- [12] J. K. N. Richard G. Budynas, Shigley's **Mechanical Engineering Design**, 9th penyunt., New York: McGraw-Hill, 2011.
- [13] A. d. Deutschman, W. J. Michels dan c. E. Wilson, **Machine Design Theory and Practice**, New York: Macmillan Publishing Co., Inc., 1975.

## BIODATA PENULIS



**Ayzam Sunainah** dilahirkan di Kediri, 05 September 1995 merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Bapak Khoirun Ni'am dan Ibu Ni'mah. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Kusuma Mulya selama tahun 1999-2000, selanjutnya SDN Mondo tahun 2001-2007, kemudian MTsN 1 Kediri selama 3 tahun dari tahun 2007-2010, dan SMAN 1 Kediri dari tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan

Teknik Mesin di Institut Teknolog Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis sempat menjabat sebagai Ketua Badan Khusus Keputrian di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff Teknik Mesin FTI-ITS pada periode 2015-2016. Selain organisasi penulis juga pernah menjadi grader matakuliah Elemen Mesin II pada semester genap 2015/2016 dan Elemen Mesin I pada semester genap 2016/2017, dan Juara 3 Ganda Putri Lomba Badminton Internal IBC ITS 2013.

Penulis mempunyai prinsip hidup untuk terus berjuang karena tiada usaha yang sia-sia karena Allah akan membantu orang-orang yang mau berusaha dan berdoa. Prinsip ini menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras untuk mencapai sesuatu yang diinginkannya. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email [ayzams95@gmail.com](mailto:ayzams95@gmail.com)

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***