



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS KETAHANAN FATIK SAMBUNGAN
LAS PADA RANGKA BOGI *LIGHT RAPID
TRANSIT* (LRT) MENGGUNAKAN METODE
ELEMEN HINGGA**

ALKALIFA MUSTAFA KONIAGO
NRP. 2113 100 101

DOSEN PEMBIMBING
ACHMAD SYAIFUDIN, ST, M.Eng, PhD.

Laboratorium Mekanika Benda Padat
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS KETAHANAN FATIK SAMBUNGAN
LAS PADA RANGKA BOGI *LIGHT RAPID
TRANSIT* (LRT) MENGGUNAKAN METODE
ELEMEN HINGGA**

ALKALIFA MUSTAFA KONIAGO
NRP. 2113 100 101

DOSEN PEMBIMBING
ACHMAD SYAIFUDIN, ST, M.Eng, PhD.

Laboratorium Mekanika Benda Padat
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]



Final Project - TM 141585

FATIGUE ENDURANCE ANALYSIS OF WELDED JOINT IN BOGIE FRAME OF LIGHT RAPID TRANSIT (LRT) USING FINITE ELEMENT METHOD

ALKALIFA MUSTAFA KONIAGO
NRP. 2113 100 101

Academic Supervisor
Achmad Syaifudin S.T, M.Eng., Ph.D

Solid Mechanic Laboratory
Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
2018

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

**ANALISIS KETAHANAN FATIK SAMBUNGAN LAS
PADA RANGKA BOGI *LIGHT RAPID TRANSIT* (LRT)
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

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 :

**ALKALIFA MUSTAFA KONIAGO
NRP. 02113 40000 101**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. (Pembimbing)
NIP. 197909262005011001
2. Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. (Penguji I)
NIP. 197805102001121001
3. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji II)
NIP. 198604012015041001

SURABAYA

JULI, 2018

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

ANALISIS KETAHANAN FATIK SAMBUNGAN LAS PADA RANGKA BOGI LIGHT RAPID TRANSIT (LRT) MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Alkalifa Mustafa Koniago
NRP : 02111340000101
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D

ABSTRAK

Light Rail Transit (LRT) yang diproduksi oleh PT. INKA baru-baru ini digunakan di Palembang dan Jakarta untuk menyukseskan penyelenggaraan Asian Games 2018. Akan tetapi, LRT tersebut masih memiliki Tingkat Kandungan Dalam Negeri (TKDN) yang rendah. Hal ini disebabkan oleh sistem bogi yang digunakan masih diimpor dari Bombardier, Inggris. Selain untuk meningkatkan TKDN dan dengan adanya rencana produksi bogi dalam negeri dibawah pengawasan Bombardier, dibutuhkan studi struktur rangka bogi khususnya pada ketahanan sambungan las rangka bogi (*bogie frame*) dibawah pembebanan dinamik aktual yang diterima oleh LRT. Penelitian ini merupakan tahap awal pengembangan sistem bogi, yang dimulai dari analisis kekuatan dan ketahanan sambungan las struktur rangka bogi.

Pada penelitian ini, digunakan perangkat lunak CATIA Simulia V6 untuk membangun model solid geometri rangka bogi skala penuh dan geometri potongan bogi tanpa las maupun dengan las. Selain itu, juga dilakukan simulasi pembebanan statik pada geometri rangka bogi skala penuh tanpa las yang bertujuan untuk menemukan titik kritis pada rangka bogi, bagian kritis akan dipotong untuk disimulasikan di perangkat

lunak ANSYS Workbench 2018. Lalu pada perangkat lunak ANSYS Workbench 2018 dilakukan simulasi statik dan transien pada geometri potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las. Tipe analisis yang digunakan berupa analisis statik dan analisis fatik (kelelahan). Analisis statik dilakukan untuk menemukan titik kritis pada rangka bogi skala penuh, sedangkan analisis kelelahan (*fatigue*) dilakukan untuk mengetahui umur siklus sambungan las yang digunakan sampai terjadi kegagalan pada sambungan las. Dalam simulasi ini, digunakan beban kerja normal (*normal service load*) pada sumbu z dengan kasus pembebanan *straight track* untuk mendapatkan umur sambungan las. Metode pembebanan ini merujuk pada standar EN 13749.

Simulasi statis rangka bogi skala penuh didapatkan nilai tegangan *von mises* maksimum sebesar 236 MPa yang berada di bagian *side frame* dekat kedudukan *first spring*. Lalu hasil simulasi statis potongan rangka bogi tanpa las didapatkan tegangan *von mises* maksimum 225,36 MPa. Terdapat selisih sebesar 10,64 MPa dengan error 4,5 %. Lalu hasil simulasi transient untuk potongan rangka bogi tanpa las didapatkan tegangan *von mises* sebesar 151,36 MPa, sedangkan potongan rangka bogi dengan las didapatkan tegangan *von mises* pada daerah las sebesar 267,44 MPa. Lalu didapatkan umur siklus untuk potongan rangka bogi tanpa las sebesar 3688 jam operasional, sedangkan potongan rangka bogi dengan las sebesar 2777 jam operasional.

Kata kunci: sambungan las, rangka bogi LRT, metode elemen hingga, EN 13749.

FATIGUE ENDURANCE ANALYSIS OF WELDED JOINT IN BOGIE FRAME OF LIGHT RAPID TRANSIT (LRT) USING FINITE ELEMENT METHOD

Name : Alkalifa Mustafa Koniago
NRP : 0211134000101
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Supervisor : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng.,
Ph.D

ABSTRACT

Light Rail Transit, which was produced by PT INKA recently used in Palembang and Jakarta for Asian Games 2018, but some parts in LRT still imported. One of which is Bogie system which was imported from Bombardier, United Kingdom. There's a planning which is producing Bogie by ourselves but still maintained by Bombardier, and still need more studying about bogie structural frame especially in welded joint part under dynamic actual loading went through LRT. This Research is early stage of dynamical loading of a Bogie which is started from Strength and Endurance welded joint on a bogie frame.

On this research, CATIA Simulia V6 was used to design full scale geometry of its solid model and section scale geometry and also for static simulation for full scale geometry and ANSYS Workbench 2018 was used for static and dynamic loading simulation for section scale geometry. Static analysis was used to find out critical section of full scale geometry, while fatigue analysis performed in order to find out age cycle of its welded joint until there's failure in it. In this simulation, Normal service load was used on Z-axis with straight track

loading to get age cycle of welded joint. This loading method referred to EN 13749 method.

With Static simulation on CATIA SIMULIA 2018, the value of von mises stress maximum on bogie frame without welded joint is about 236 MPa which occurred in side frame near first spring holder. Then Static Simulation without welded joint in a part of bogie frame which was using Ansys Workbench 2018, the value of von mises stress maximum is 225.36 MPa. There's 10.64 Mpa difference with 5.4% and then, transient simulation on ansys workbench for bogie frame without welded joint, the value of von mises stress maximum is 151,36 Mpa while, using welded joint the value is 267, 44 Mpa, and the age cycle without welded joint is 3688 hour and with it is 2777 operational hour.

Key words: welded joint, bogie frame LRT, finite element method, EN 13749

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur marilah kita ucapkan kehadiran Allah S.W.T.. Karena setiap hidayah dan karunia-Nya, penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **Analisis Ketahanan Fatik Sambungan Las Pada Rangka Bogi Light Rapid Transit (LRT) Menggunakan Metode Elemen Hingga**. Ucapan terima kasih juga penulis sampaikan kepada:

1. **Allah SWT** yang telah memberi semua anugrah, berkah, dan hidayahnya kepada penulis.
2. **Bapak Muchrizal dan Ibu Arni Fitria** selaku orang tua penulis di Bukittinggi yang selalu mendoakan, mendidik, dan memberi semangat putra-putrinya untuk melakukan yang terbaik.
3. **Irhas Luthfi Koniago dan Hafizh Ali Islami Koniago** selaku saudara penulis yang telah memberikan banyak nasehat dan dukungan terbaiknya kepada penulis.
4. **Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.T., Ph.D.** selaku dosen pembimbing 1 dan **Bapak Julendra B. Ariatedja, S.T., M.T.** selaku dosen pembimbing 2 Tugas Akhir yang selalu memberikan ilmu, kritik dan saran, serta bimbingannya selama proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
5. **Bapak Dr.Eng Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.**, dan **Bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.**, selaku dosen penguji Tugas Akhir, yang telah menyempatkan berbagi ilmu, sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
6. Teman-teman “LRT” satu dosen pembimbing yang telah berbagi kritik dan ilmu selama mengerjakan tugas akhir ini.
7. Teman-teman Lab P3 yang telah berbagi ilmu dan bantuan kepada penulis.

8. Konco-konco “**Jenderal Besar**” dan teman-teman **M-56** yang telah mengisi masa-masa perkuliahan penulis dengan suka duka kehidupan kampus di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS. (HORMAT)
9. Serta semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Surabaya, Juli 2018

Alkalifa Mustafa Koniago

DAFTAR ISI

COVER.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan	4
1.5. Manfaat Tugas Akhir	4
BAB II DAFTAR PUSTAKA	5
2.1. Penelitian Sebelumnya.....	5
2.2. Metode Elemen Hingga	11
2.3. Goodman Diagram.....	15
2.4. Pembebanan LRT.....	16
2.4.1. Beban Car Body.....	17
2.4.2. Pembebanan Dinamik	18
2.4.3. Muatan Pada LRT	19
2.5. Las.....	20
2.5.1. Sambungan Las Untuk Beban Eksentrik.....	21
2.6. CATIA Simulia V6.....	23
2.6.1. Static Study	23
2.7. ANSYS Workbench 2018.....	23
2.7.1. Transient Structural Analysis.....	23
BAB III METODE PENELITIAN	25
3.1. diagram Alir Penelitian	25
3.2. Model Material.....	26

3.3.	Geometri Rangka Bogi.....	28
3.4.	Model Elemen Hingga	29
3.5.	Kondisi Batas Dan Pembebanan	30
3.5.1.	Boundary Condition.....	30
3.5.2.	Pembebanan	32
3.5.3.	Frekuensi Kerja.....	40
BAB IV PEMBAHASAN.....		45
4.1.	Analisis Simulasi Statis.....	45
4.1.1.	Analisis Simulasi Statis Bogi Skala Penuh ...	45
4.1.2.	Analisis Statik Potongan Bogi Tanpa Las.....	46
4.1.3.	Analisis Statik Potongan Bogi Dengan Las ..	48
4.1.4.	Perbandingan Hasil Simulasi Statik Potongan Bogi Dengan Las Dan Tanpa Las	50
4.2.	Analisis Simulasi Transient	51
4.2.1.	Analisis Simulasi Transien Potongan Bogi Tanpa Las.....	51
4.2.2.	Analisis Simulasi Transien Potongan Bogi Dengan Las	54
4.2.3.	Perbandingan Hasil Simulasi Fatik Potongan Bogi Dengan Las Dan Tanpa Las	58
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		61
5.1.	Kesimpulan	61
5.2.	Saran	61
DAFTAR PUSTAKA		63
LAMPIRAN.....		65
BIODATA PENULIS		81

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 (a) Driving Bogie (b) Finite element model.....	5
Gambar 2.2 (a) Tegangan maksimum rangka bogi disaat diberi beban vertikal. (b) lokasi <i>strain gauge</i> untuk uji statis di bagian atas bogi (c) lokasi <i>strain gauge</i> untuk uji statis di bagian bawah bogi	6
Gamabr 2.3 Hasil uji <i>fatigue</i> dalam <i>Goodman diagram</i>	8
Gambar 2.4 Struktur rangka bogi.....	8
Gambar 2.5 Titik-titik pemasangan <i>strain gauge</i> pada <i>frame</i> bogi dari (a) tampilan tampak atas (b) tampilan tampak bawah.....	9
Gambar 2.6 Stress histories yang terjadi pada (a) titik 13 dan (b) titik 20	10
Gambar 2.7 (a) Matriks hasil perhitungan rainflow cycle (b) grafik jumlah cycle terhadap besar amplitude (c) Grafik jumlah cycle terhadap beban rata-rata	11
Gambar 2.8 Goodman diagram pada suatu material.....	16
Gambar 2.9 Grafik pembebanan fatik pada rangka bogi	18
Gambar 2.10 (a) Pembebanan geser yang terjadi pada sambungan las fillet paralel, (b) dimensi las.....	20
Gambar 2.11 Profil dua las	21
Gambar 2.12 Arah tegangan yang terjadi pada sambungan las	22
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.....	26
Gambar 3.2 Kurva S-N material JIS G3106	27
Gambar 3.3 (a) Geometri rangka bogi keseluruhan tanpa sambungan las. (b) bagian rangka bogi yang akan dan dipotong penampang potongan (c) rangka bogi yang sudah dipotong.	28
Gambar 3.4 Model elemen hingga tanpa Geometri Las	29
Gambar 3.5 <i>Interface</i> untuk proses pemodelan elemen hingga pada CATIA SIMULIA V6	29

Gambar 3.6 Model elemen hingga potongan rangka bogi (a) tanpa las (b) dengan las.....	30
Gambar 3.7 (a) <i>Boundary condition</i> pada rangka bogi. (b) <i>Boundary condition</i> rangka bogi setelah dipotong.....	31
Gambar 3.8 <i>Free Body Diagram</i> Kereta (a) sumbu x-z (b) sumbu y-z.....	32
Gambar 3.9 Gambar distribusi gaya F_z pada tiap tumpuan sumbu xy.....	34
Gambar 3.10 Titik dan arah beban-beban rangka bogi.....	36
Gambar 3.11 Arah gaya dan momen internal rangka bogi yang sudah dipotong.....	40
Gambar 4.1 (a) Tegangan <i>von mises</i> rangka bogi untuk kasus pembebanan <i>switches</i> (b) titik tegangan maksimum pada rangka bogi.....	46
Gambar 4.2 (a) Tegangan <i>von mises</i> potongan rangka bogi tanpa las (b) titik tegangan maksimum pada potongan rangka bogi tanpa las.....	47
Gambar 4.3 Grafik perbedaan tegangan <i>von mises</i> simulasi statik bogi rangka penuh dengan potongan bogi tanpa las....	48
Gambar 4.4 (a) Tegangan <i>von mises</i> potongan rangka bogi dengan las (b) titik tegangan maksimum pada potongan rangka bogi dengan las.....	49
Gambar 4.5 Grafik perbedaan tegangan <i>von mises</i> terbesar simulasi statis tanpa las dengan simulasi statis dengan las ...	51
Gambar 4.6 (a) Tegangan <i>von mises</i> simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las (b) titik tegangan maksimum potongan rangka bogi tanpa las.....	52
Gambar 4.7 Umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las.....	53
Gambar 4.8 faktor keamanan simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las.....	54

Gambar 4.9 (a) Tegangan <i>von mises</i> simulasi transien potongan rangka bogi dengan las (b) titik tegangan maksimum potongan rangka bogi dengan las.....	55
Gambar 4.10 Umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi dengan las	56
Gambar 4.11 angka keamanan hasil simulasi transien potongan rangka bogi dengan las.....	57
Gambar 4.12 Grafik perbedaan tegangan <i>von mises</i> simulasi transien.....	58
Gambar 4.13 Grafik perbandingan umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las dengan las	59

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tegangan Maksimum Yang Terukur Dari Uji Beban Statik.....	7
Tabel 2.2. Muatan Untuk Kereta Penumpang Jenis <i>Non-High Speed Or Long Distance Trains</i>	19
Tabel 3.1 Data Material JIS G3106.....	27
Tabel 3.2 Variabel normal service load.....	33
Table 3.3 Besar Gaya <i>Car Body</i> Untuk dan <i>Normal Service Load</i>	33
Tabel 3.4 Besar Pembebanan Eksternal yang Terjadi pada Bolster	35
Tabel 3.5 Gaya-gaya Yang Terjadi Pada Rangka Bogi Untuk Simulasi Fatik Beban F_{z4}	36

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

BAB I

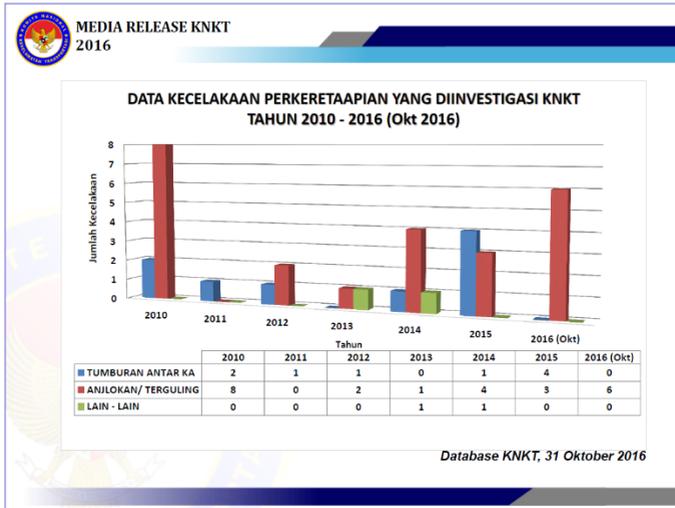
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Masyarakat di kota besar pada saat sekarang ini memiliki mobilitas yang sangat tinggi. Hal ini terjadi dikarenakan tuntutan pekerjaan ataupun memang karena kegiatan sehari-hari yang bisa berpindah-pindah tempat dalam jarak tempuh yang relatif jauh. Untuk menghadapi tuntutan mobilitas ini mayoritas orang memilih menggunakan kendaraan pribadi seperti mobil atau sepeda motor. Namun solusi ini dapat menimbulkan beberapa masalah baru, salah satunya ada kemacetan. Penggunaan bus sebagai solusi untuk mengurangi kemacetan tidak cukup karena jalan yang ada sudah digunakan oleh pengguna kendaraan pribadi.

Pemerintah Indonesia telah merencanakan untuk pengadaan angkutan umum komersial dalam kota maupun antar kotar untuk memperlancar sarana transportasi di Indonesia. salah satu angkutan yang dipilih adalah *Light Rail Transit* (LRT). LRT dipilih karena ukuran yang relatif kecil dan cocok untuk transportasi dalam kota. LRT juga dapat mengurangi kemacetan di jalan perkotaan dan dapat menekan penggunaan kendaraan pribadi. LRT memiliki jalur khusus yang tidak digunakan oleh kendaraan lain sehingga penggunaan LRT juga dapat mengurangi jumlah kecelakaan lalu lintas. Dengan beberapa kelebihan yang telah disebutkan, LRT memiliki kategori kecelakaan yang berbeda, seperti menabrak benda-benda berukuran kecil yang menghalangi lintasan dan anjlokkan. Komponen LRT yang akan digunakan terdiri dari

70% produk import dari “BOMBARDIER” dan sisanya produksi dalam negeri.



Gambar 1.1 Jumlah kecelakaan perkeretaapian tahun 2010-2016

Pada gambar 1.1 dapat dilihat jumlah kecelakaan perkeretaapian yang dibagi atas 3 kategori kecelakaan yaitu akibat tumbukan, anjlokkan dan lain-lain. Terjadi fluktuasi jumlah kecelakaan setiap tahunnya dan rata-rata kategori kecelakaan paling tinggi yaitu kategori anjlokkan atau terguling. Kecelakaan ini menyebabkan kerugian yang cukup besar dan banyak jatuh korban luka-luka bahkan meninggal.

Kecelakaan akibat anjlokkan dapat terjadi akibat kondisi rel kereta yang tidak bagus atau kegagalan pada rangka bogi kereta. Kegagalan pada rangka bogi kereta atau yang sering disebut dengan *fatigue failure* diakibatkan oleh ketidakmampuan rangka bogi untuk menahan beban yang

diterima dari *car body* dan penumpang saat beroperasi. Salah satu bagian dari rangka bogi yang memiliki risiko *fatigue failure* yang tinggi adalah pada bagian sambungan las pada rangka bogi. Oleh karena itu, diperlukan studi numerik struktur rangka bogi berupa simulasi *fatigue* pada rangka bogi untuk memastikan rancangan sambungan las pada rangka bogi yang digunakan aman saat beroperasi dan dapat digunakan untuk rujukan dalam pembuatan bogie berikutnya. Pada penelitian ini, rangka bogi yang akan dianalisis adalah bogi dari LRT Palembang.

1.2. Perumusan Masalah

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan beberapa hal, diantaranya.

1. Bagaimana umur pakai (ketahanan) sambungan las akibat pengaruh beban kerja normal saat kondisi dinamis.
2. Bagaimana nilai dari faktor keamanan sambungan las rangka bogi akibat pengaruh beban kerja normal saat kondisi dinamis.

1.3. Batasan Masalah

Agar permasalahan yang akan dibahas dapat dipersempit, maka perlu diberikan batasan masalah, diantaranya:

1. Besar dan arah pembebanan yang terjadi merujuk pada standar EN 13479.
2. Gaya yang diaplikasikan ke *bogie frame* merupakan gaya eksternal dari *car body* sumbu z.

3. Menggunakan perangkat lunak CATIA V6 untuk pemodelan 3D dan simulasi dinamik tanpa las.
4. Menggunakan perangkat lunak Ansys Workbench 2018 untuk simulasi bagian rangka bogi dengan las.

1.4. Tujuan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui umur pakai (ketahanan) sambungan las akibat pengaruh beban kerja normal saat kondisi dinamis.
2. Mengetahui nilai dari faktor keamanan sambungan las rangka bogi akibat pengaruh beban kerja normal saat kondisi dinamis.

1.5. Manfaat Tugas Akhir

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini antara lain:

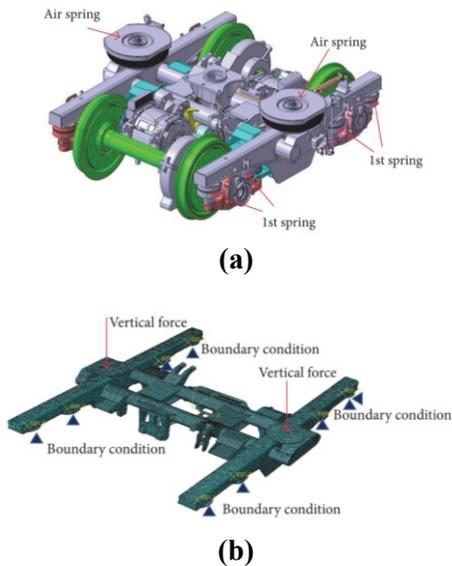
1. Memberikan wawasan baru tentang simulasi CATIA khususnya mengenai analisis statik maupun dinamik.
2. Memastikan keamanan desain las pada rangka bogi pada saat beroperasi.
3. Sebagai rujukan dalam merancangan dimensi las bogi LRT.
4. Memberikan wawasan baru kepada mahasiswa dalam memahami konsep analisis dengan metode elemen hingga.

BAB II

KAJIAN PUSTAKA

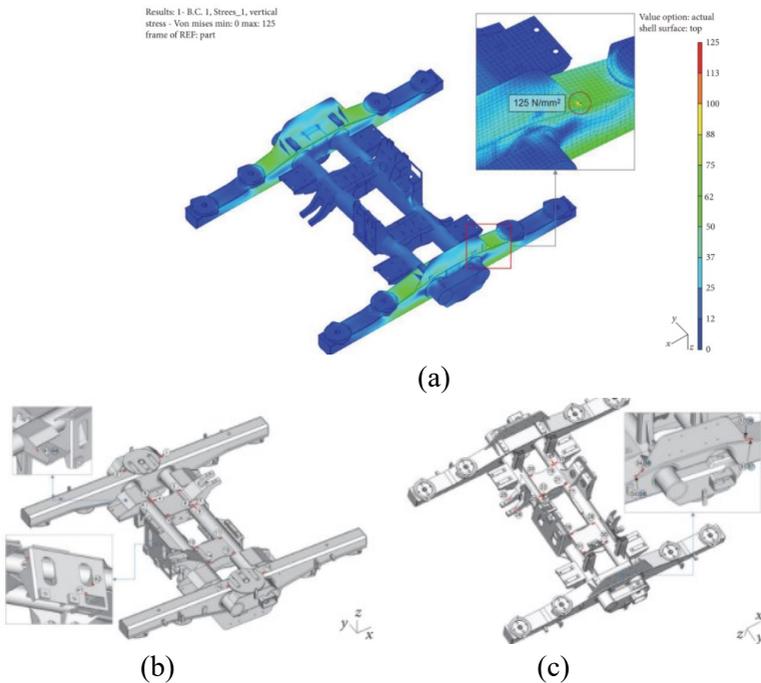
2.1. Penelitian Sebelumnya

Jung-Won Seo dkk. (2016) melakukan penelitian yang berhubungan dengan bogi kereta yaitu menyimulasikan dan melakukan pengujian pengaruh yang diakibatkan oleh adanya beban statis, beban *fatigue* dan beban *track* terhadap struktur bogi kereta. Jenis pembebanan yang digunakan pada jurnal ini adalah EN 13798, yaitu beban normal dan beban yang melebihi batas normal (*exceptional load*). Desain bogi yang diuji dapat dilihat pada gambar 2.1 (a) dan (b) untuk model elemen hingga (*finite element model*) yang digunakan.



Gambar 2.1 (a) Driving Bogie (b) elemen model hingga

Pada Gambar 2.2 (a) menunjukkan hasil simulasi terhadap beban statis. tegangan *von mises* maksimum yang diterima oleh rangka bogi sebesar 125 N/mm^2 yang ditunjukkan dengan bagian yang berwarna merah, lalu beban minimum sebesar 0 N/mm^2 yang ditunjukkan dengan bagian rangka yang berwarna biru gelap. Pada Gambar 2.2 (b) dan 2.2 (c) menunjukkan lokasi *strain gauge* pada pengujian statis. Dengan (b) untuk bagian atas dan (c) untuk bagian bawah.



Gambar 2.2 (a) Tegangan maksimum rangka bogi disaat diberi beban vertikal. (b) lokasi *strain gauge* untuk uji statis di bagian atas bogi (c) lokasi *strain gauge* untuk uji statis di bagian bawah bogi

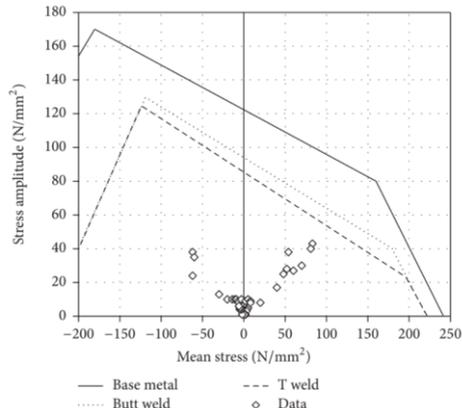
Tabel 2.1 menunjukkan hasil uji beban static dengan pembebanan exceptional dan Beban normal. Jenis beban *exceptional* yaitu beban vertikal, beban transversal, beban longitudinal, beban *lozenging*, beban puntir, beban inersia motor traksi, beban motor traksi, beban pengereman darurat dan beban *active steering*. Sedangkan untuk beban normal merupakan kombinasi antara beberapa beban meliputi beban vertikal dengan beban transversal dan beban vertikal, transversal dan puntir. Setiap jenis pembebanan yang terjadi menghasilkan tegangan maksimum dan minimum yang terdistribusi pada rangka.

Tabel 2.1 Tegangan Maksimum Yang Terukur Dari Uji Beban Statik.

Load case	Load conditions	Maximum stress (MPa)	Yielding strength (MPa)	Safety factor	Material	Gauge no.
1	Vertical force	-127	325	2.56	SM490A	02
		113	325	2.87	SM490A	37
2	Transverse force	-114	325	2.85	SM490A	02
		104	325	3.13	SM490A	38
3	Longitudinal force	95	315	3.32	STKM18A	32
		84	325	3.86	SM490A	36
4	Lozenging forces	-87	325	3.74	SM490A	02
5	Twist load	-93	325	3.49	SM490A	42
6	Traction motor	-106	325	3.01	SM490A	10
	Inertia load					
7	Traction motor load	-93	325	3.49	SM490A	01
8	Emergency braking load	-107	325	3.04	SM490A	02
9	Active steering force	140	315	2.25	STKM18A	32
10*	Vertical + transverse force	123	325	2.64	SM490A	34
11*	Vertical + transverse + twist force	135	325	2.41	SM490A	34

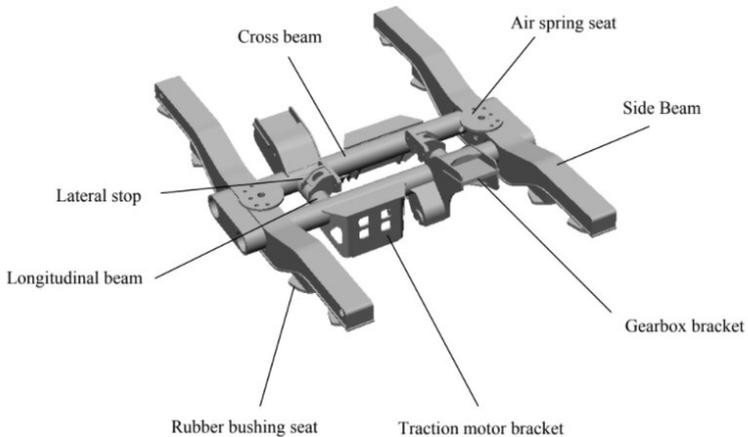
* Combined load at normal service load.

Pada Gambar 2.3 menunjukkan hasil uji *fatigue* untuk menaksir *fatigue limit* menggunakan *Goodman Diagram* setelah dilakukan perhitungan untuk menentukan *mean stress* dan *stress amplitude* dengan nilai yang didapat dari kondisi pembebanan normal. *Stress amplitude* dan *mean stress* dihitung untuk setiap jenis pembebanan yang akan diuji. *Stress* terhadap semua area yang dipasang *strain gauge* berada di area aman. Sehingga *fatigue strength* dapat dianggap aman.



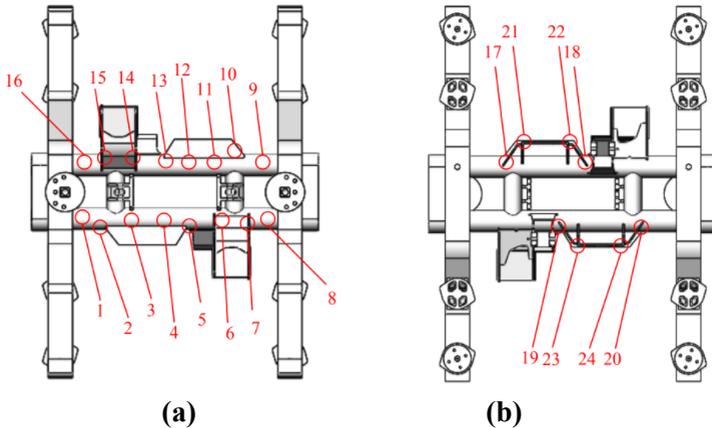
Gambar 2.3 Hasil uji *fatigue* dalam *Goodman diagram*

Jishan Li dkk. (2015) melakukan studi eksperimen tentang *fatigue strength* rangka bogi pada *Subway* Beijing. Pada penelitian tersebut dilakukan eksperimen mengenai kekuatan rangka bogi disaat mengalami keadaan beban berlebih. Untuk struktur rangka bogi dari *Subway* Beijing dapat dilihat pada Gambar 2.4.



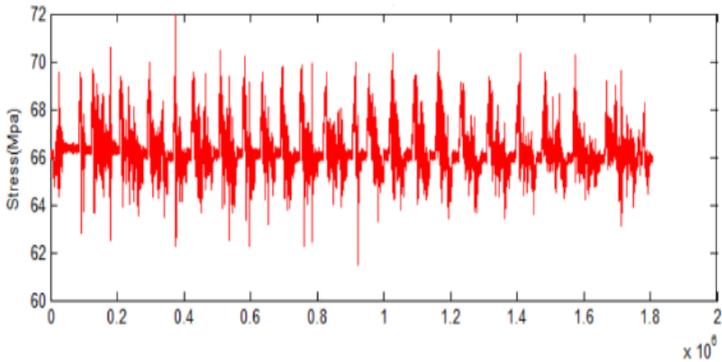
Gambar 2.4 Struktur rangka bogi

Untuk mendapatkan tegangan yang terjadi pada rangka bogi. Dipasangkan titik-titik uji pada rangka bogi. Titik-titik uji tersebut dipasang sebanyak 24 titik yang dapat dilihat pada Gambar 2.5 (a) untuk tampilan tampak atas dan (b) untuk tampilan tampak bawah.

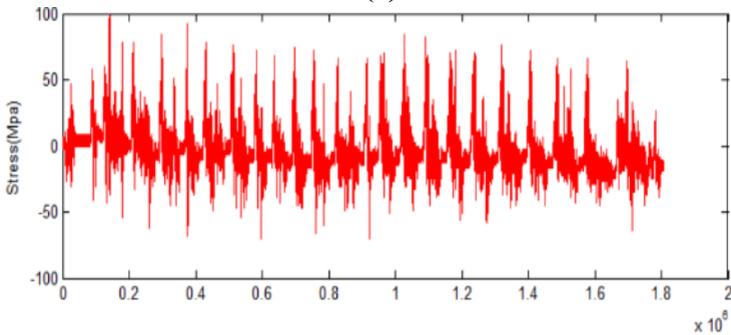


Gambar 2.5 Titik-titik pemasangan *strain gauge* pada *frame* bogi dari (a) tampilan tampak atas (b) tampilan tampak bawah

Pada gambar 2.6 (a) (b) dapat dilihat grafik hasil eksperimen pada titik 13 dan titik 20. Parameter pada Grafik ini adalah pada periode puncak aktivitas manusia, pada pagi dan sore hari. Dari hasil tersebut, tegangan yang diterima hampir mendekati *yield strength*. Dari kekuatan material, rangka bogi tidak akan rusak dan memiliki usia pakai yang panjang. Namun berdasarkan catatan perawatan menunjukkan adanya kerusakan pada rangka bogi. Oleh karena itu, metode *fatigue analysis* dibutuhkan untuk menemukan keamanan produk yang bekerja dibawah *yield strength*.



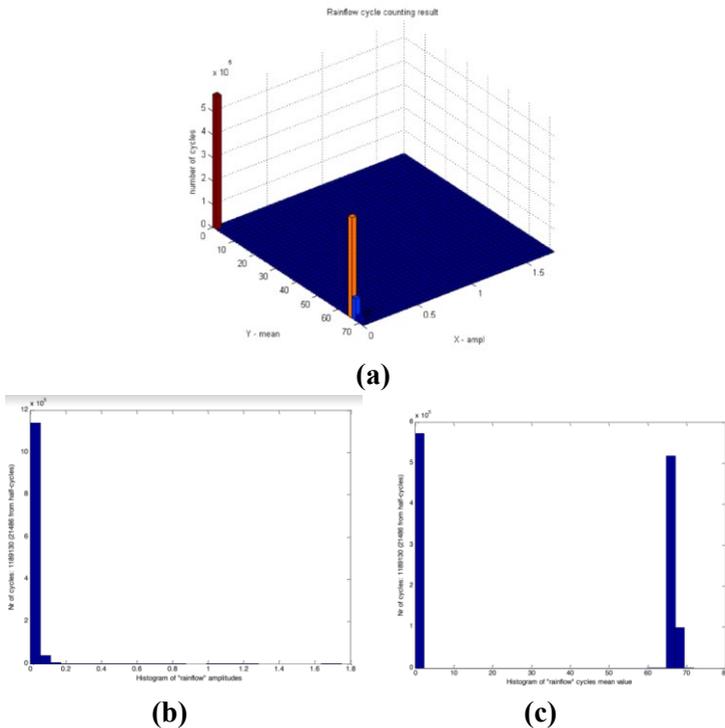
(a)



(b)

Gambar 2.6 Stress histories yang terjadi pada (a) titik 13 dan (b) titik 20

Metode yang digunakan untuk *fatigue analysis* pada penelitian tersebut adalah *Rainflow Cycle Counting Method*. Metode ini adalah metode dua-parameter yang sering digunakan. Pada Gambar 2.7 menunjukkan histogram hasil perhitungan metode *Rainflow Cycle Counting Method*. (b) untuk histogram jumlah *cycle* terhadap *amplitude* beban. Sedangkan (c) untuk histogram jumlah *cycle* terhadap *mean stress*.



Gambar 2.7 (a) Matriks hasil perhitungan rainflow cycle (b) grafik jumlah cycle terhadap besar amplitude (c) Grafik jumlah cycle terhadap beban rata-rata

2.2. Metode Elemen Hingga

Terdapat dua pendekatan umum untuk *Finite Element Method* untuk permasalahan struktur mekanik. Pendekatan pertama adalah *force method* yang menjadikan gaya internal sebagai variabel yang tidak diketahui. Sedangkan pendekatan kedua disebut *displacement method* yang mengasumsikan *displacement* pada titik sebagai variabel yang tidak diketahui. Kedua pendekatan tersebut memberikan hasil dan formulasi yang

berbeda. Namun untuk komputasi digunakan pendekatan *displacement* karena formulasi yang lebih sederhana di kebanyakan permasalahan analisis struktur.

Finite element method memerlukan permodelan pada struktur menggunakan elemen kecil yang saling terhubung yang disebut finite element. Fungsi perpindahan berhubungan pada setiap elemen. Semua elemen yang saling berhubungan terhubung secara langsung maupun tidak langsung. Dengan menggunakan tegangan dan regangan yang diketahui, dapat ditentukan perilaku nodal pada setiap elemen pada struktur.

Terdapat beberapa langkah dalam metode finite elemen ini, langkah-langkah tersebut adalah:

1. Diskritisasi dan memilih tipe elemen

Langkah ini memerlukan pembagian bodi menjadi sistem equivalent pada *finite element* dengan memilih tipe elemen paling sesuai dengan bentuk fisik sebenarnya. Jumlah dan variasi ukuran elemen merupakan hal utama dalam penilaian *engineering*. Untuk mendapatkan hasil yang dapat digunakan, ukuran elemen harus sekecil mungkin dan cukup besar untuk mengurangi beban komputasi.

2. Memilih fungsi perpindahan

Langkah ini adalah memilih fungsi perpindahan di setiap elemen. Fungsi perpindahan didefinisikan ke dalam elemen menggunakan nilai nodal pada elemen.

3. Definisikan hubungan regangan/*displacement* dan tegangan/regangan

Hubungan regangan/*displacement* dan tegangan/regangan digunakan untuk menurunkan persamaan untuk setiap *finite element*. Untuk kasus deformasi satu-dimensi pada sumbu x , didapat regangan \mathcal{E}_x berhubungan terhadap *displacement* u seperti pada persamaan berikut

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (2-1)$$

Lalu hubungan antara tegangan/regangan disebut hukum Hooke, yang sering digunakan untuk analisis tegangan yang dinyatakan sebagai

$$\sigma_x = E\varepsilon_x \quad (2-2)$$

4. Dapatkan matriks dan persamaan kekakuan elemen

Salah satu metode yang digunakan adalah *Direct Equilibrium Method*. Dengan metode ini, hubungan nodal gaya dengan nodal displacement didapatkan dengan kondisi kesetimbangan gaya.

5. Gabungkan persamaan elemen untuk mendapatkan persamaan total

Dalam langkah ini, persamaan individu kesetimbangan elemen nodal yang didapatkan dari langkah 4 digabung menjadi persamaan kesetimbangan nodal global. Secara implisit pada *direct method* adalah konsep terhadap kesesuaian yang mengharuskan struktur tetap terhubung dan tidak terjadi robekan didalam struktur. Persamaan dasar yang disebut persamaan kekakuan global sebagai berikut.

$$F = Kd \quad (2-3)$$

Komponen-komponen yang ada persamaan tersebut kemudian dibagi menjadi matriks seperti komponen gaya ($F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, F_{2x}, F_{2y}, F_{2z}, \dots, F_{nx}, F_{ny}, F_{nz}$) bekerja pada titik yang berbeda (1, 2, ..., n) terhadap suatu struktur, lalu perpindahan nodal ($d_{1x}, d_{1y}, d_{1z}, \dots, d_{mx}, d_{xy}, d_{xz}$) dan matriks *stiffness coefficients* K yang dapat dinyatakan berupa matriks pada persamaan berikikut.

$$\{F\} = F = \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{2z} \\ \vdots \\ F_{nx} \\ F_{ny} \\ F_{nz} \end{Bmatrix}; \{d\} = d = \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{1y} \\ d_{1z} \\ d_{2x} \\ d_{2y} \\ d_{2z} \\ \vdots \\ d_{mx} \\ d_{my} \\ d_{mz} \end{Bmatrix}; \{K\} = K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{11} & \dots & K_{1m} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nm} \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

Subskrip yang ada di sebelah kanan F dan d berturut-turut menunjukkan titik dan arah gaya atau perpindahan. Sebagai contoh, F_{1x} menunjukkan gaya yang diterapkan di nodal 1 pada arah sumbu x. Matriks persamaan F dan d disebut matriks kolom dan memiliki ukuran $n \times 1$. Sedangkan matriks K merupakan matriks segi empat yang menggunakan kurung kotak []. Ketiga matriks tersebut di substitusikan ke persamaan (1) menjadi persamaan berikut

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ \vdots \\ F_{nz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{11} & \dots & K_{1m} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{1y} \\ d_{1z} \\ \vdots \\ d_{mz} \end{Bmatrix} \quad (2-5)$$

Persamaan tersebut menunjukkan elemen $K_{11}, K_{21}, \dots, K_{n1}$, adalah nilai terhadap titik gaya yang dibutuhkan untuk mendapatkan perpindahan d_{1x} . Begitu juga pada kolom kedua matriks K yang menunjukkan nilai gaya yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai d_{1y} .

6. Selesaikan elemen regangan dan tegangan

Setelah displacement pada setiap nodal didapatkan, nilai regangan dan tegangan dapat diperoleh. Dengan menggunakan persamaan (2) dan persamaan (3) yang menunjukkan hubungan

antara regangan dengan displacement dan antara tegangan dengan regangan.

7. Analisis hasil

Hasil dari metode matematik ini dianalisis untuk proses perancangan.

2.3. Goodman Diagram

Goodman diagram dipublikasikan pertama kali oleh John Goodman pada tahun 1899 dan Haigh pada 1917. Sehingga kadang juga sering disebut “Goodman-Haigh Diagram”. Diagram ini merupakan suatu metode yang digunakan untuk memeriksa jika sebuah beban siklik berada dalam wilayah infinite life. Bentuk *Goodman Diagram* bergantung terhadap jenis materialnya. Penting diketahui bahwa apabila beban siklik yang diaplikasikan melewati infinite life endurance limit, akan terjadi kelelahan pada material.

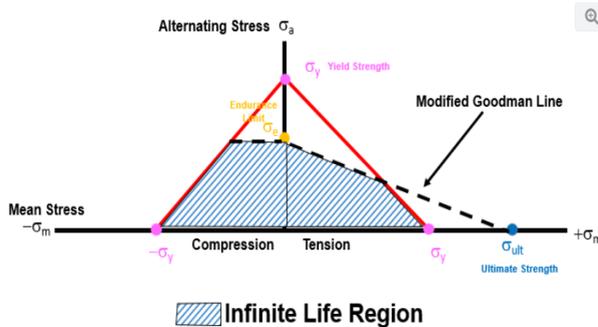
Terdapat dua (2) bagian penting informasi yang dibutuhkan untuk membuat Goodman-Haigh Diagram, yaitu:

1. Sifat mekanik material seperti *yield strength*, *ultimate strength* dan *endurance limit*. Informasi sifat material ini digunakan untuk mendefinisikan daerah *infinite life*.
2. Komponen beban siklik berupa *amplitude* dan beban rata-rata yang diaplikasikan. Beban siklik ini diplot ke diagram yang telah dibuat.

Terdapat beberapa langkah untuk membuat *Goodman Diagram*, yang akan dijelaskan pada kalimat berikut:

1. Dapatkan besar nilai sifat mekanik material seperti *yield strength* (S_{yp}), *ultimate strength* (S_u) dan *endurance limit* (S_e) dari suatu material. Dan tentukan faktor keamanan N . Ketiga sifat material tersebut dibagi dengan N .

2. Buat sebuah bagan dengan σ_m pada sumbu x dan σ_a pada sumbu y. plot besar S_{yp}/N dan S_u/N ke σ_m dan S_{yp}/N dan S_e/N ke σ_a .
3. Tarik garis lurus dari titik S_{yp}/N sumbu σ_m sampai ke titik S_{yp}/N sumbu σ_a . Lalu Tarik garis lurus yang menyentuh titik S_u/N dan S_e/N . Daerah yang diarsir pada gambar 2. Merupakan daerah *infinite life* material tersebut.



Gambar 2.8 Goodman diagram pada suatu material

Untuk menentukan bahwa beban siklik yang diaplikasikan berada pada daerah infinite life. Diperlukan nilai beban rata-rata σ_m dan amplitudo beban σ_a . lalu nilai kedua beban tersebut diplot ke *Goodman Diagram* dengan σ_m pada sumbu σ_m dan σ_a pada sumbu σ_a .

2.4. Pembebanan LRT

Merujuk pada standar EN 13749:2011 yang menjelaskan tentang beban-beban yang diaplikasikan pada rangka bogi. Untuk beban-beban tersebut dikategorikan berdasarkan jenis kereta yang digunakan, untuk LRT dimasukan ke dalam kategori B-IV. Untuk perhitungan beban yang terjadi pada rangka bogi LRT dibagi menjadi dua, yaitu perhitungan beban dari *car body* dan bogi.

2.4.1. Beban Car Body

Persamaan 2-6 menunjukkan persamaan jumlah massa *Car Body* dan penumpang (m_1). Dengan rumus penjumlahan massa kereta (M_v) dengan massa penumpang (P) dikurangi dua kali massa bogi (m_2) seperti seperti berikut :

$$m_1 = (M_v + P) - 2m_2 \quad (2-6)$$

Beban pada *Car Body* terbagi atas 3 sumbu yaitu beban car body longitudinal (F_{xc}) yang sebesar massa *car body* dan penumpang (m_1) dikali percepatan *car body* pada arah sumbu x (a_{xc}). Lalu juga ada beban car body transversal yang sebesar massa *car body* dan penumpang (m_1) dikali jumlah percepatan *car body* pada arah sumbu y (a_{yc}) dan percepatan sentrifugal *car body* (a_{ycc}). Dan yang terakhir adalah gaya car body arah vertikal (F_{zc}) yang sebesar massa *car body* dan penumpang (m_1) dikali jumlah percepatan gravitasi (g) dan percepatan *car body* pada arah sumbu y (a_{zc}) yang berturut-turut dapat dilihat pada persamaan berikut :

- 1) Gaya Longitudinal

$$F_{xc} = m_1 \times a_{xc} \quad (2-7)$$

- 2) Gaya Transversal

$$F_{yc} = m_1 \times (a_{yc} + a_{ycc}) \quad (2-8)$$

- 3) Gaya Vertikal

$$F_{zc} = m_1 \times (g + a_{zc}) \quad (2-9)$$

- 4) Gaya Transversal Oleh Angin

$$F_w = A_w \times q \quad (2-10)$$

2.4.2. Pembebanan Dinamik

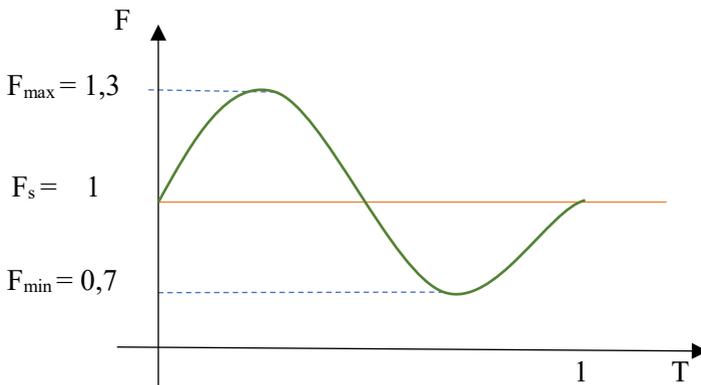
Fatigue analysis menggunakan *normal service load* dengan batasan tidak terjadi kegagalan *fatigue* selama diberikan *cyclic load*. Uji *fatigue* terdiri dari beban *cyclic* berdasarkan beban vertikal yang terdiri dari tiga bagian yaitu gaya statik sumbu vertikal (F_z), gaya kuasi-statik sumbu vertikal (F_{zqs}) dan gaya dinamis sumbu vertikal (F_{zd}) yang dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$F_{z1} = F_{z2} = F_z/2 \quad (2-11)$$

$$F_{z1qs} = F_{z2qs} = +\alpha F_z/2 \quad (2-12)$$

$$F_{z1d} = F_{z2d} = +\beta F_z/2 \quad (2-13)$$

Dengan menggunakan persamaan-persamaan tersebut, didapatkan gaya-gaya yang mempengaruhi rasio pembebanan untuk simulasi fatik. Dimana rasio pembebanan tersebut dipengaruhi oleh gaya kuasi-statis (F_{qs}) dan gaya dinamis (F_d). Skema pembebanan dapat dilihat pada Gambar 2.8.



Gambar 2.9 Grafik pembebanan fatik pada rangka bogi

2.4.3. Muatan Pada LRT

Merujuk pada standar EN 15663:2009 yang memberikan penjelasan mengenai klasifikasi muatan pada LRT. Muatan pada kereta terdiri dari dua yaitu *design mass* dan *operational mass*. Untuk *design mass* terdapat tiga klasifikasi yaitu *design mass in working order*, *design mass under normal payload* dan *design mass under exceptional payload*. Sedangkan untuk operasional mass terdapat dua klasifikasi muatan yaitu *operational mass in working order* dan *operational mass under normal payload*.

Tabel 2.2. Muatan Untuk Kereta Penumpang Jenis *Non-High Speed Or Long Distance Trains*

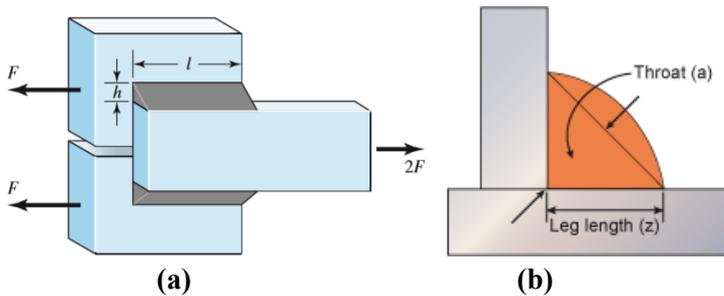
	<i>Design mass</i>	<i>Operational mass</i>
<i>normal payload</i>	<p><i>Normal design payload</i></p> <p>a) massa penumpang = 70 kg</p> <p>b) 280 kg/m² (4 penumpang/m²)</p>	<p><i>Normal operational payload</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Massa penumpang = 70 kg • 80% dari <i>normal design payload</i>
<i>exceptional payload</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Massa penumpang 70 kg • 350 – 700 kg/m² (5 – 10 penumpang) 	-

Untuk LRT, terdapat definisi pembebanan pada *design mass* dan *operational mass*. Untuk *design mass* terdiri dari *normal service payload* dan *exceptional payload*, sedangkan untuk

operational mass hanya ada *normal service payload*. Detail dari klasifikasi tersebut dapat dilihat pada tabel 2.2.

2.5. Las

Las adalah salah satu metode penyambungan dua komponen logam dengan cara memanaskan logam sampai mencair sehingga terjadi suatu sambungan. Pemanasan komponen logam pada temperature yang sangat tinggi ini bersifat lokal sehingga benda kerja yang meleleh hanya pada bagian benda kerja yang berdekatan dengan sumber panas.



Gambar 2.10 (a) Pembebanan geser yang terjadi pada sambungan las fillet paralel, **(b)** dimensi las

Dalam merancang sambungan las, dibutuhkan material yang cocok dengan sifat mekanik logam yang akan disambung. Sebagai contoh seperti pada gambar 2.16 (b) untuk pengelasan jenis *fillet weld*, kegagalan material pada las dapat terjadi pada tegangan geser. Sehingga dalam perancangannya dibutuhkan nilai kekuatan luluh geser material las, panjang total sambungan las, ketebalan sambungan las dan factor keamanan N , yang ditunjukkan pada persamaan berikut:

$$F = \frac{0,707h S_{syp} L}{N} \quad (2-14)$$

Apabila nilai S_{syp} tidak diketahui, secara umum diasumsikan menjadi:

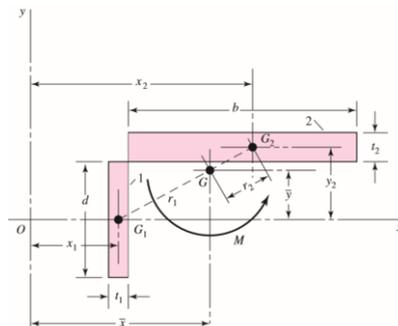
$$S_{syp} = \frac{2}{3} S_{yp} \quad (2-15)$$

2.5.1. Sambungan Las Untuk Beban Eksentrik

Gambar 2.11 menunjukkan 2 sambungan las dengan profil *letter* L. kedua sambungan las tersebut memiliki momen polar masing-masing yang terdiri dari momen polar ke sumbu x dan momen polar ke sumbu y. secara berurutan, momen polar untuk las 1 dan las 2 ditunjukkan pada persamaan berikut:

$$J_{G1} = I_x + I_y = \frac{t_1 d^3}{12} + \frac{d t_1^3}{12} \quad (2-16)$$

$$J_{G2} = I_x + I_y = \frac{b t_2^3}{12} + \frac{t_2 b^3}{12} \quad (2-17)$$



Gambar 2.11 Profil dua las

Dengan adanya 2 atau lebih sambungan las menyebabkan terjadinya perubahan pusat massa las secara keseluruhan atau

sering disebut *Center of Gravity* (CG). CG keseluruhan sambungan las terbagi atas sumbu x dan sumbu y yang didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\bar{x} = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A} \quad (2-18)$$

$$\bar{y} = \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A} \quad (2-19)$$

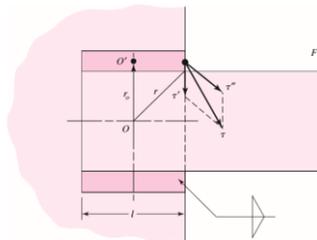
Setelah didapatkan CG las keseluruhan, ditentukan jarak CG las keseluruhan terhadap CG las masing-masing yang untuk mendapatkan nilai tersebut menggunakan hukum dasar pythagoras sebagai berikut:

$$r_1 = [(\bar{x} - x_1)^2 + \bar{y}^2]^{1/2} \quad (2-20)$$

$$r_2 = [(y_2 - \bar{y})^2 + (x_2 - \bar{x})^2]^{1/2} \quad (2-21)$$

Dengan dididatkannya jarak CG las keseluruhan terhadap CG las masing-masing, dapat diperoleh nilai momen polar total sambungan las sebagai berikut:

$$J = (J_{G1} + A_1r_1^2) + (J_{G2} + A_2r_2^2) \quad (2-22)$$



Gambar 2.12 Arah tegangan yang terjadi pada sambungan las

Dapat dilihat pada Gambar 2.12 bahwa dua komponen yang disambungkan dengan 2 sambungan las yang terdapat pembebanan sebesar F. beban ini menyebabkan 2 jenis tegangan

geser pada sambungan las. Yang pertama adalah *primary shear* yang tegangan tersebut dikarenakan beban F. Sedangkan tegangan geser yang kedua adalah *secondary shear* yang diakibatkan oleh adanya beban torsi pada sambungan las. *Primary shear* dan *secondary shear* secara berurutan memiliki persamaan sebagai berikut:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (2-23)$$

$$\tau'' = \frac{M r}{J} \quad (2-24)$$

2.6. CATIA Simulia V6

2.6.1. Static Study

Static study merupakan salah satu aplikasi simulasi pada CATIA Simulia V6 untuk melakukan simulasi struktural dengan *output* yang akan didapatkan respons terhadap struktur yang kompleks dibawah pembebanan statik. Simulasi statis dapat dilakukan terhadap berbagai produk berupa *part*, *solid*, *part 3D* atau kumpulan dari berbagai part. Aplikasi ini juga dapat membuat koneksi antara dua *part* yang saling bersentuhan. Dengan pembebanan yang diaplikasikan dapat berupa berat dari *part* itu sendiri maupun beban eksternal berupa gaya atau *pressure*.

2.7. ANSYS Workbench 2018

2.7.1. Transient Structural Analysis

Analisis struktural transien merupakan salah satu tipe analisis pada perangkat lunak ANSYS Workbench 2018 yang memberikan pembebanan terhadap fungsi waktu. Analisis *structural transient* diperlukan untuk mengevaluasi respons

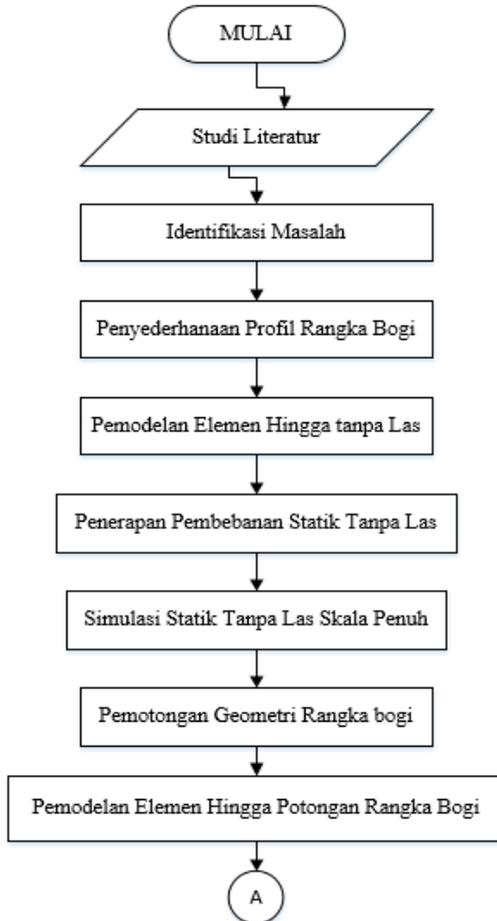
struktur disaat mengalami fluktuasi beban terhadap fungsi waktu dengan mengabaikan respons dinamik struktur. Analisis struktur transient dapat menentukan *displacement*, *strain*, *stress* dan gaya terhadap sebuah struktur sebagai respons terhadapat beban transien yang diaplikasikan.

Terdapat perbedaan antara analisis struktural transien dengan analisis eksplisit dinamik. Pada analisis struktural transien respons dinamik struktur diabaikan saat terjadi fluktuasi pembebanan, sedangkan analisis eksplisit dinamik respons dinamik struktur tidak diabaikan. Untuk kasus terhadap durasi pembebanan yang lebih lama cukup menggunakan analisis struktural transien sedangkan analisis eksplisit dinamik digunakan untuk suatu kasus efek beban kejut atau durasi pembebanan yang sangat singkat.

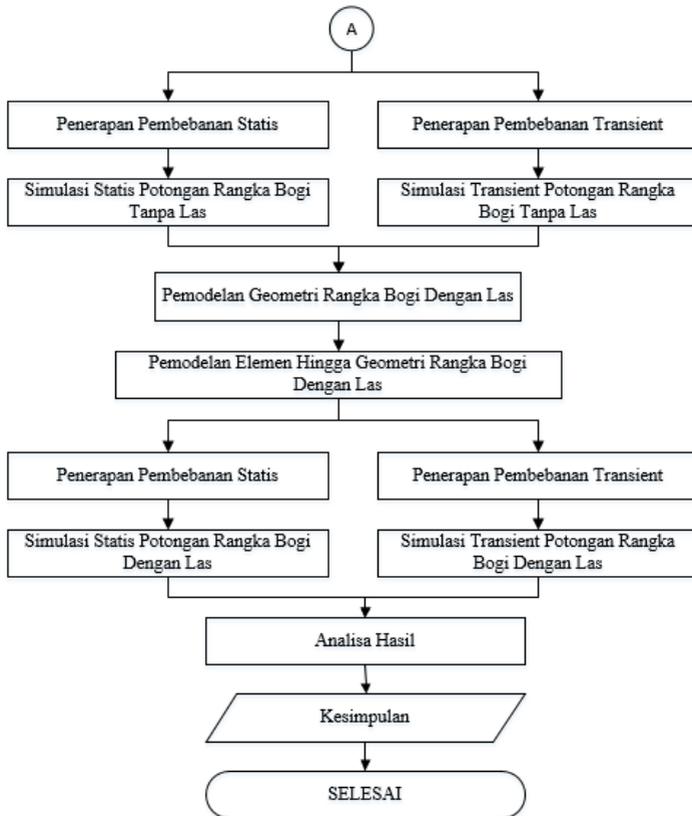
BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian (lanjutan)

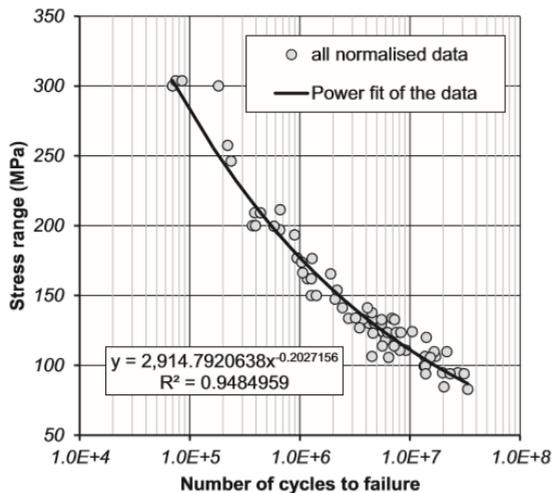
3.2. Model Material

Material yang digunakan pada rangka bogi adalah SM490BW / JIS G3106 *low-alloy high-strength steel*. Sifat mekanik material ini meliputi modulus elastisitas sebesar 200 GPa, *Poisson's ratio* sebesar 0.3, Kekuatan tarik sebesar 490 MPa dan tegangan luluh sebesar 325 MPa. Sifat-sifat tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Data Material JIS G3106

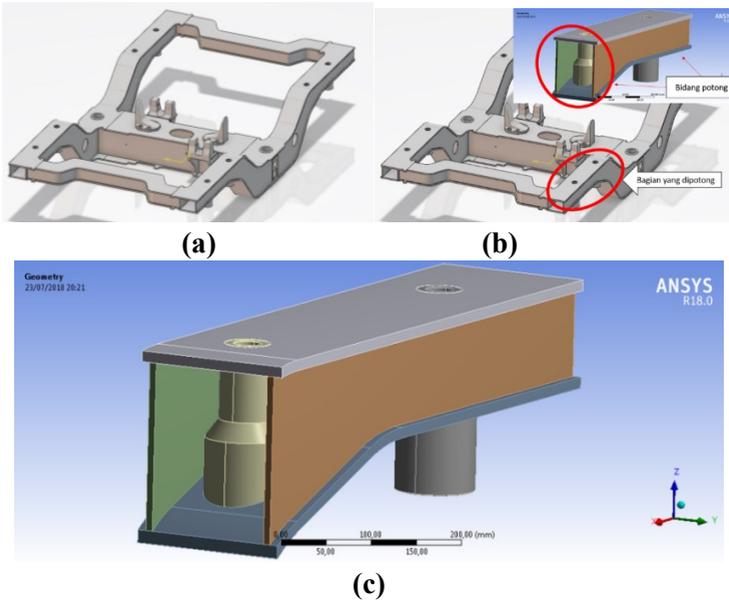
Properties	Constants	Dimension
Modulus elastisitas	200	GPa
Poisson's ratio	0,3	
Ultimate tensile strength	490	Mpa
Yield stress	325	Mpa

Diagram *Stress-Life* (S-N) menyediakan informasi tentang *Fatigue Strength* (S) vs *Cycle Life* (N) terhadap sebuah material. Diagram yang didapatkan merupakan hasil tes laboratorium yang telah dikontrol. Diagram yang terbentuk menggambarkan sifat fatigue dengan amplitudo pembebanan konstan. Gambar 3.2 menunjukkan kurva S-N material JIS G3106 yang didapatkan dari penelitian yang dilakukan oleh Yefgen Gorash dkk (2017).

**Gambar 3.2** Kurva S-N material JIS G3106

3.3. Geometri Rangka Bogi

Tahap pemodelan 3D menggunakan perangkat lunak CATIA simulia 2018 yang kemudian akan dianalisis menggunakan perangkat lunak CATIA Simulia Static Study untuk geometri skala penuh, dan ANSYS 18 untuk geometri yang telah dipotong dengan sambungan las dan tanpa sambungan las. Gambar 3.3 (a) merupakan geometri bogi skala penuh (b) menunjukkan bagian dari rangka bogi yang dipotong dengan penampang potongan dan (c) untuk rangka bogi yang sudah dipotong tanpa sambungan las.



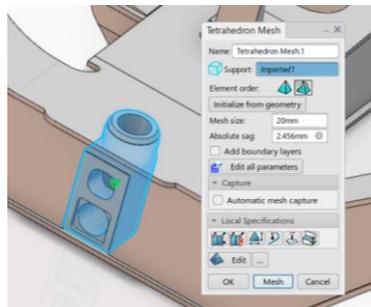
Gambar 3.3 (a) Geometri rangka bogi keseluruhan tanpa sambungan las. (b) bagian rangka bogi yang akan dan dipotong penampang potongan (c) rangka bogi yang sudah dipotong.

3.4. Model Elemen Hingga

Simulasi pada penelitian ini menggunakan perangkat lunak CATIA Simulia untuk simulasi statik rangka bogi skala penuh. Perangkat ini dapat menyesuaikan solusi untuk masalah mekanika struktural dan memberi parameter untuk menganalisis beberapa skenario simulasi. Dalam simulasi ini yang model elemen hingga yang dimodelkan adalah rangka bogi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.4.



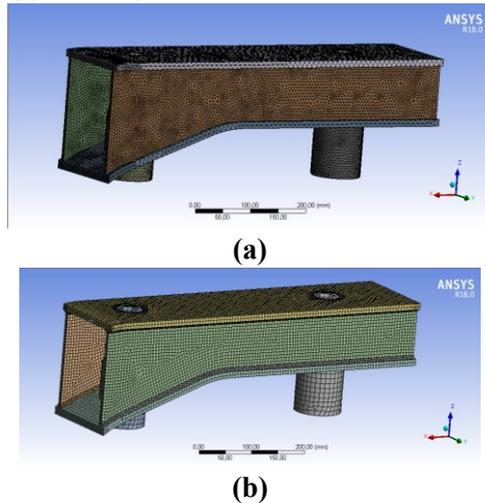
Gambar 3.4 Model elemen hingga tanpa Geometri Las



Gambar 3.5 *Interface* untuk proses pemodelan elemen hingga pada CATIA SIMULIA V6

Pada perangkat lunak ini ukuran elemen dapat diubah mengikuti geometri yang akan dijadikan model elemen hingga. Agar elemen-elemen dapat mengikuti geometri terdapat konfigurasi *initialize from geometry* untuk mengatur ukuran *mesh* dan *absolute sag*. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 3.5

yang menunjukkan *user interface* untuk membentuk model elemen hingga suatu geometri.



Gambar 3.6 Model elemen hingga potongan rangka bogi (a) tanpa las (b) dengan las

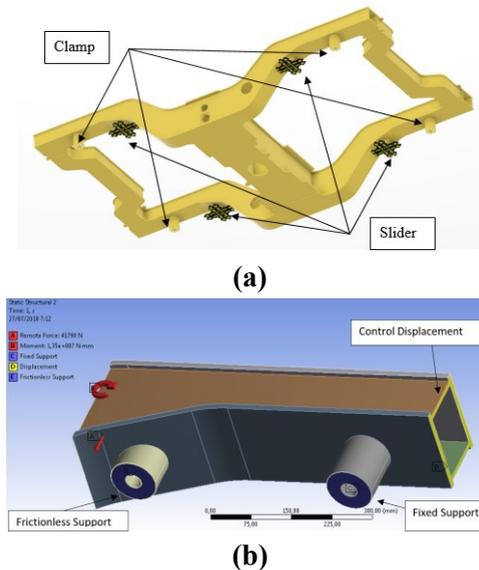
Gambar 3.6 menunjukkan model elemen hingga potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las. Model elemen hingga pada geometri potongan rangka bogi menggunakan perangkat lunak ANSYS Workbench yang berupa *hex dominant* dan *body sizing* sebesar 6 mm.

3.5. Kondisi Batas Dan Pembebanan

3.5.1. Boundary Condition

Boundary condition pada simulasi statik rangka bogi skala penuh pada dudukan *secondary suspension*. *Boundary condition* tersebut berupa *clamp* yang menahan bagian dari model agar tidak berpindah posisi dan *slider* yang menahan

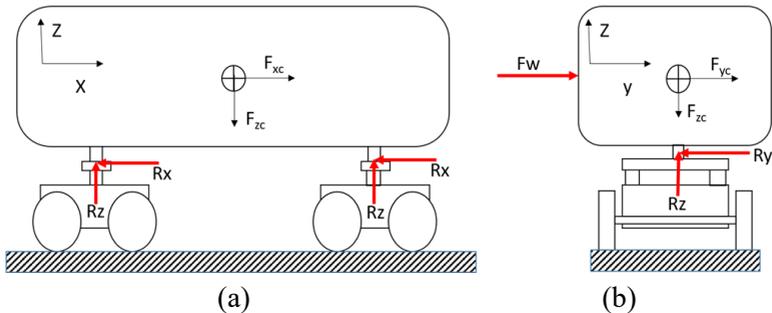
bidang yang dipilih agar tidak terjadi perpindahan posisi pada sumbu normal bidang. Terdapat empat bagian dari model yang diaplikasi *boundary condition clamp* yang dipasang pada ujung dudukan *secondary suspension* dan *boundary condition slider* yang dipasang pada dudukan *secondary suspension* bagian tengah untuk analisis bogi secara utuh. Sedangkan geometri bogi yang sudah di potong terdapat *boundary condition* berupa *fixed support* di bidang dudukan suspensi belakang, *frictionless support* pada bidang dudukan suspensi depan dan sebuah *control displacement* yang berada pada bidang potong bagian belakang yang menahan bidang agar tidak terdeformasi pada sumbu x dan y, namun bebas pada sumbu z. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 3.7 (a) untuk bogi utuh dan (b) bogi yang sudah dipotong.



Gambar 3.7 (a) *Boundary condition* pada rangka bogi. (b) *Boundary condition* rangka bogi setelah dipotong

3.5.2. Pembebanan

Gambar 3.8 menunjukkan *Free Body Diagram* (FBD) dari kereta pada sumbu x - z dan sumbu y - z . Pada sumbu x - z terdapat gaya inersia pada Car Body yaitu F_{xc} dan F_{zc} , dan juga ada gaya reaksi pada tumpuan yang berada pada kedua bolster bogi berupa dua gaya reaksi R_x dan dua gaya reaksi R_z . Sedangkan Pada sumbu y - z terdapat gaya inersia pada *car body* yaitu F_{yc} , F_w dan juga ada gaya reaksi pada tumpuan bolster bogi berupa dua gaya reaksi R_y dan dua gaya reaksi R_z . Setelah didapatkan gaya yang terjadi pada semua sumbu dilakukan perhitungan untuk mendapat kan besar gaya reaksi pada tumpuan bolster bogi.



Gambar 3.8 *Free Body Diagram* Kereta (a) sumbu x - z (b) sumbu y - z

Berdasarkan persamaan-persamaan yang dibahas pada bab 2.5. Terdapat variabel-variabel yang sudah diketahui nilainya. Nilai yang ada pada variabel-variabel tersebut terbagi atas 2 berdasarkan klasifikasi muatan *car body* yaitu *exceptional load* dan *normal service load*. Dari kedua klasifikasi muatan *car body* terdapat 3 *load case* yang terjadi yaitu *switches* untuk kondisi saat kereta berpindah lintasan,

straight track untuk kondisi kereta saat melintasi jalan lurus dan *running through curves* saat kondisi kereta saat melintasi lintasan melengkung. Klasifikasi dan *load case* didapatkan dari standar EN 13749 yang nilai-nilai parameternya dilihat pada Tabel 3.2 sehingga didapatkan besar gaya *car body* untuk kondisi *normal service load* yang dapat dilihat pada Tabel 3.3.

Tabel 3.2 Variabel normal service load

Load Case	Car Body				
	m_1 (kg)	a_{zc} (m/s ²)	a_{yc} (m/s ²)	a_{yc} (m/s ²)	a_{xc} (m/s ²)
Switches	26764.5	2.4	1.6	0	0
Straight Track	26764.5	1.2	0.9	0	1.3
Running Through Curves	26764.5	1.2	0.9	1	1.3

Table 3.3 Besar Gaya *Car Body* Untuk dan *Normal Service Load*

Load Case	Car Body Loads (N)			
	Fzc	Fyc	Fx	Fw
Switches	326799	42824	0	8621
Straight track	294682	24088	34794	0
Running trough curves	294682	50853	34794	0

a) Distribusi gaya F_z

Dengan menerapkan rumus statika didapatkan gaya normal pada masing-masing tumpuan bogie yang posisi tumpuannya dirumuskan sebagai berikut:

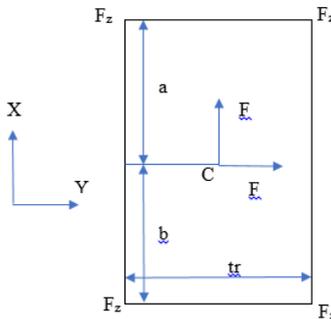
$$F_{z1} = \frac{a}{2(a+b)} (F_z) - \frac{a}{(a+b)} \left[\frac{F_y \cdot h + F_w \cdot h}{tr} \right] - \frac{-F_x \cdot h}{2(a+b)}$$

$$F_{z2} = \frac{b}{2(a+b)} (F_z) - \frac{b}{(a+b)} \left[\frac{F_y \cdot h + F_w \cdot h}{tr} \right] + \frac{-F_x \cdot h}{2(a+b)}$$

$$F_{z3} = \frac{b}{2(a+b)} (F_z) + \frac{b}{(a+b)} \left[\frac{F_y \cdot h + F_w \cdot h}{tr} \right] + \frac{-F_x \cdot h}{2(a+b)}$$

$$F_{z4} = \frac{a}{2(a+b)} (F_z) + \frac{a}{(a+b)} \left[\frac{F_y \cdot h + F_w \cdot h}{tr} \right] - \frac{-F_x \cdot h}{2(a+b)}$$

Dimana F_y adalah gaya transfersal, F_w adalah gaya transfersal akibat angina, F_z adalah gaya vertikal, a adalah jarak dari *center of gravity* ke tumpuan depan, b adalah jarak dari *center of gravity* ke tumpuan belakang, h adalah ketinggian dari *center of gravity* ke tumpuan dan tr adalah lebar antar *sideframe*. Untuk titik dan arah gaya yang terjadi dapat dilihat pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 Gambar distribusi gaya F_z pada tiap tumpuan sumbu xy

Rumus diatas digunakan untuk menentukan besar gaya F_z pada tiap *sideframe* bogie. Rumus ini diadaptasi dari (Sutantra, 2010). Dengan menggunakan kasus pembebanan *straight track* pada kondisi *normal service load* diketahui besar gaya F_z untuk setiap tumpuan sebesar:

$$F_{z1} = 65231,32 \text{ N}$$

$$F_{z2} = 62313,35 \text{ N}$$

$$F_{z3} = 80678,18 \text{ N}$$

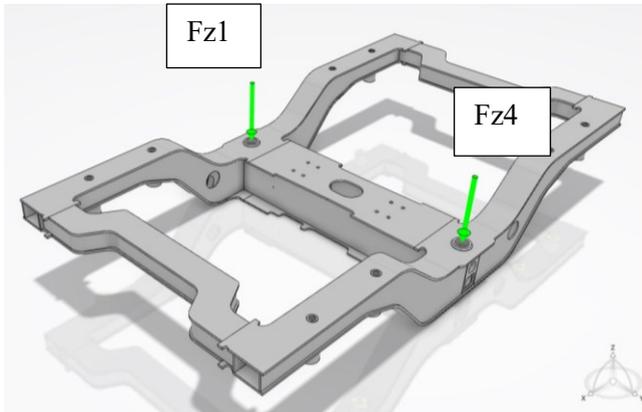
$$F_{z4} = 83596,15 \text{ N}$$

Sehingga untuk besar gaya-gaya yang terjadi pada rangka bogi untuk setiap kasus pembebanan ditunjukkan pada Tabel 3.5.

Tabel 3.4 Besar Pembebanan Eksternal yang Terjadi pada Bolster

Load Case	F_{z1} (N)	F_{z2} (N)	F_{z3} (N)	F_{z4} (N)
Switches (kN)	57944,67	57944,67	103867,8	103867,8
Straight track (kN)	55028,63	52110,66	90880,87	93798,84
Running Through curves (kN)	65231,32	62313,35	80678,18	83596,15

Besar gaya F_{z1} , F_{z2} , F_{z3} dan F_{z4} tersebut terdistribusi ke rangka bogi dengan F_{z1} dan F_{z4} pada rangka bogi belakang, sedangkan F_{z2} dan F_{z3} pada rangka bogi depan. Simulasi ini menggunakan gaya F_{z1} dan F_{z4} pada rangka bogi belakang. Untuk titik pembebanan rangka bogi belakang dapat dilihat pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Titik dan arah beban-beban rangka bogi.

Dengan menggunakan persamaan-persamaan yang telah dibahas pada subbab 2.4.2 tentang pembebanan dinamik didapatkan gaya-gaya yang mempengaruhi rasio pembebanan untuk simulasi fatik. Dimana rasio pembebanan tersebut dipengaruhi oleh gaya kuasi-statis (F_{qs}) dan gaya dinamis (F_d). Nilai gaya tersebut untuk seriap kasus pembebanan dapat dilihat Tabel 3.5.

Tabel 3.5 Gaya-gaya Yang Terjadi Pada Rangka Bogi Untuk Simulasi Fatik Beban F_{z4}

Gaya	Load Case		
	Switches (N)	Straight Track (N)	Running Through curves (N)
Statik (F_s)	103867,8	83596,15	93798,84
Quasi-statik (F_{qs})	10386,7	8359,62	9379,88
Dinamik (F_d)	20773,4	16709,24	18759,77

Besar gaya yang terjadi pada setiap kasus pembebanan memiliki nilai yang berbeda-beda, dengan beban yang terbesar terjadi saat pembebanan *switches*. Kasus pembebanan *switches* terjadi saat kereta mengalami pergantian lintasan. Namun kasus pembebanan *switches* jarang terjadi sehingga digunakan kasus pembebanan *straight track* untuk simulasi fatik dikarenakan kasus pembebanan *straight track* lebih sering terjadi. Untuk skema pembebanan yang akan diaplikasikan ke rangka bogi menggunakan skema *constant amplitude proportional loading* dengan besar amplitudo beban yang konstan yang dapat dilihat pada Gambar 3.11.



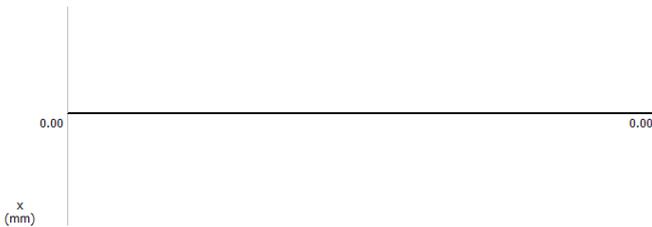
Gambar 3.11 skema pembebanan constant amplitudo proportional loading

3.5.2.1. Pembebanan Untuk Bagian Bogi Yang Dipotong

Pembebanan yang akan diaplikasikan ke bagian bogi yang dipotong merupakan internal force dari rangka bogi setelah diberikan gaya F_z . Dengan menggunakan perangkat lunak *MD Solids* untuk mendapatkan momen geser dan momen diagram pada sumbu $x-z$ dan sumbu $y-z$.



(a)



(b)

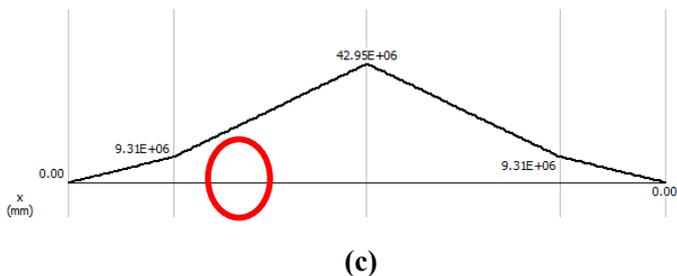
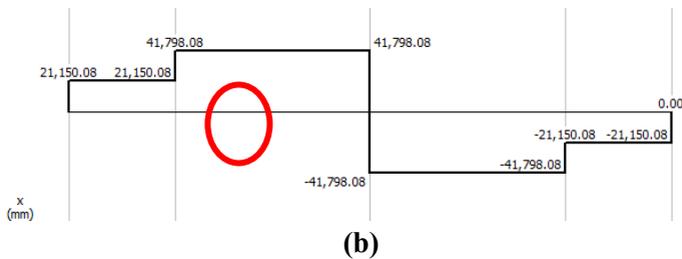
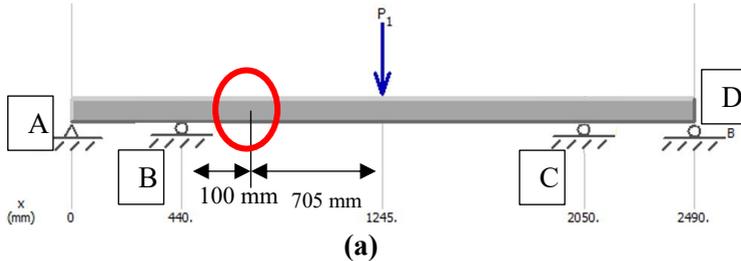


(c)

Gambar 3.12 (a) Arah dan posisi gaya side beam (b) momen geser side beam (c) momen diagram side beam untuk side beam sumbu y-z

Gambar 3.12 (a) merupakan bentuk sederhana dari rangka bogi tampak y-z Dengan jarak antar tumpuan sebesar 1560 mm dan P_1 merupakan beban F_{z1} yang berada tepat di tumpuan A dan P_2 merupakan beban F_{z2} yang berada tepat di titik tumpuan B. Gaya-gaya yang terjadi pada beam tidak menyebabkan momen geser dikarenakan beban-beban yang

terjadi berada tepat di titik tumpuan. Sehingga juga tidak terdapat momen pada *beam*.

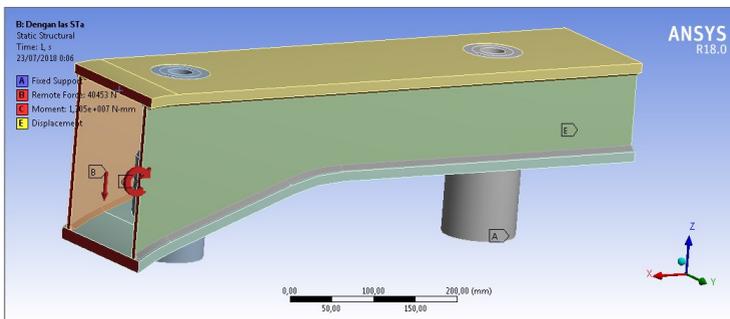


Gambar 3.13 (a) Arah dan posisi gaya side beam (b) momen geser side beam (c) momen diagram side beam untuk side beam tampak x-z

Gambar 3.10 (a) merupakan bentuk sederhana dari rangka bogi tampak x-z Dengan jarak antar tumpuan sebesar 2490 mm dan P merupakan beban F_{z1} yang berada tepat di titik

tengah rangka. Lalu gaya $Fz1$ memberikan reaksi terhadap tumpuan sebesar 21150,08 N untuk R_A , 20648,25 N untuk R_B , 20648,25 N untuk R_C dan 21150,08 N untuk R_D . Gaya reaksi tersebut menyebabkan momen geser pada segmen beam kiri sebesar 41798,08 N dan segmen kan sebesar -41798,08 N seperti dapat dilihat pada gambar 3.9 (b). dan gambar 3.9 (c) merupakan diagram momen *side beam* dengan momen tertinggi terjadi pada bagian tengah sebesar 42,95E+06 Nmm.

Untuk meninjau gaya internal yang terjadi pada rangka bogi yaitu pada jarak 100 mm dari titik kritis. Didapatkan gaya geser sebesar 41798,08 kN ke arah atas dan momen sebesar 13,5E+06 N.mm dengan arah berlawanan arah jarum jam. Besar dan arah gaya-gaya tersebut dapat diaplikasikan ke rangka bogi yang sudah dipotong seperti dapat dilihat pada Gambar 3.14.



Gambar 3.14 Arah gaya dan momen internal rangka bogi yang sudah dipotong

3.5.3. Frekuensi Kerja

Frekuensi kerja digunakan untuk mengonversi umur siklus dari hasil simulasi menjadi satuan jam. Berdasarkan Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 tahun 2012 tentang persyaratan teknis jalur kereta api yang mengatur

dimensi rel standar di Indonesia. Pada peraturan tersebut, juga diatur panjang potongan (segmen) batang rel memiliki panjang antara 18,00/24,00 m. Pada penelitian ini digunakan panjang tiap segmen rel 18,00 m (Republik Indonesia, 2012).

Dengan kecepatan rata-rata operasional LRT Palembang yaitu 57,7 km/jam dan satu segmen rel diasumsikan terjadi satu gelombang. Maka, frekuensi kerja dari LRT dapat diperoleh melalui persamaan sebagai berikut.

$$f = \frac{v}{\lambda}$$

Kecepatan rata-rata operasional dikonversikan menjadi 16,03 m/s. Sehingga, dari persamaan di atas didapatkan frekuensi kerjanya sebesar 0,89 Hz. Frekuensi kerja ini lah yang akan digunakan untuk mengonversi umur siklus hasil simulasi dalam satuan jam.

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

BAB IV

PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dibahas hasil simulasi dari simulasi statik dan simulasi transien. Pada analisis simulasi statik akan dibahas tegangan von mises hasil statik dari perangkat lunak CATIA dan lunak ANSYS. Lalu pada hasil simulasi transien dari perangkat lunak ANSYS akan dibahas tegangan *von mises*, angka keamanan dan umur siklus.

4.1. Analisis Simulasi Statis

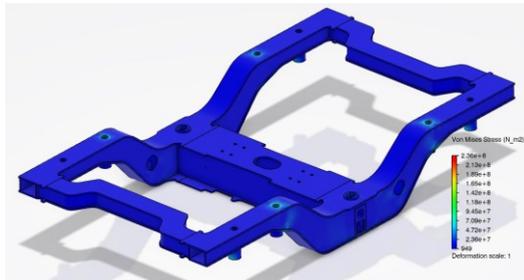
Tegangan *von mises* digunakan untuk mengetahui keamanan model saat diberikan beban tertentu. Tegangan von mises yang diketahui dibandingkan dengan yield strength dari material yang digunakan. Apabila tegangan von mises yang didapatkan lebih besar dibandingkan yield strength dari material yang digunakan pada model, maka model akan melewati keadaan deformasi plastis. Material yang digunakan pada penelitian ini adalah JIS G3106 / SM490BW. Yield strength dari material JIS sebesar 325 MPa.

4.1.1. Analisis Simulasi Statis Bogi Skala Penuh

Gambar 4.1 (a) menunjukkan tegangan *von mises* yang terjadi pada rangka bogi skala penuh dengan pembebanan statis pada kasus pembebanan *straight track*. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan *von mises* sebesar 236 MPa. Gambar 4.1 (b) menunjukkan tegangan terbesar terjadi pada *sideframe* di dekat salah satu *first spring*.

Dari hasil simulasi statik skala penuh, nilai tegangan von mises maksimal yang terjadi ada adalah 236 MPa. Sedangkan material SM490BW memiliki kekuatan tarik luluh

sebesar 325 MPa. Apabila dibandingkan dengan *mechanical properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih jauh di bawah *yield*, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa rangka bogi masih aman dan tidak mengalami kegagalan saat menerima beban pada sumbu z dari *car body*.



(a)



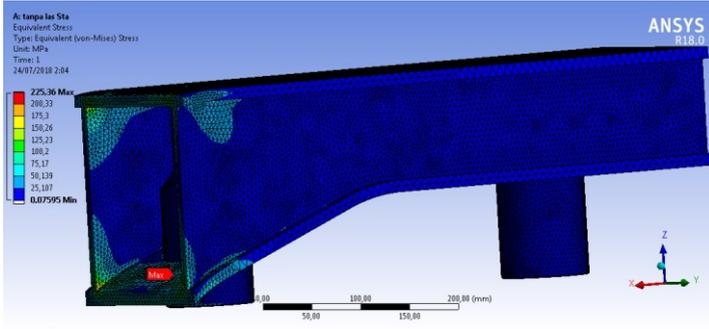
(b)

Gambar 4.1 (a) Tegangan *von mises* rangka bogi untuk kasus pembebanan *switches* **(b)** titik tegangan maksimum pada rangka bogi

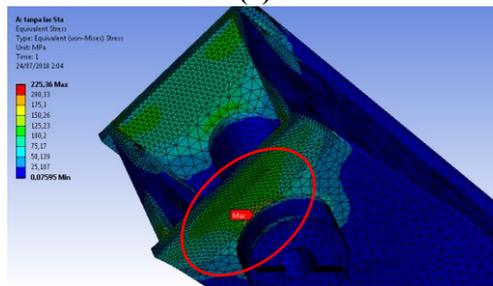
4.1.2. Analisis Statik Potongan Bogi Tanpa Las

Gambar 4.2 menunjukkan tegangan *von mises* yang terjadi pada potongan rangka bogi tanpa las dengan pembebanan statis pada kasus pembebanan *straight track*. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan *von mises* sebesar 225,36

MPa. Gambar 4.2 (b) menunjukkan tegangan terbesar terjadi pada *sideframe* di dekat salah satu *first spring*.



(a)

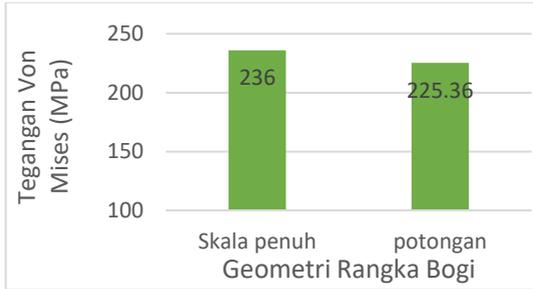


(b)

Gambar 4.2 (a) Tegangan *von mises* potongan rangka bogi tanpa las **(b)** titik tegangan maksimum pada potongan rangka bogi tanpa las

Dari hasil simulasi statik skala penuh, nilai tegangan von mises maksimal yang terjadi ada adalah 225,36 MPa. Sedangkan material SM490BW memiliki kekuatan tarik luluh sebesar 325 MPa. Apabila dibandingkan dengan *mechanical properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih jauh di bawah yield, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa rangka bogi masih aman dan tidak

mengalami kegagalan saat menerima beban pada sumbu z dari *car body*.



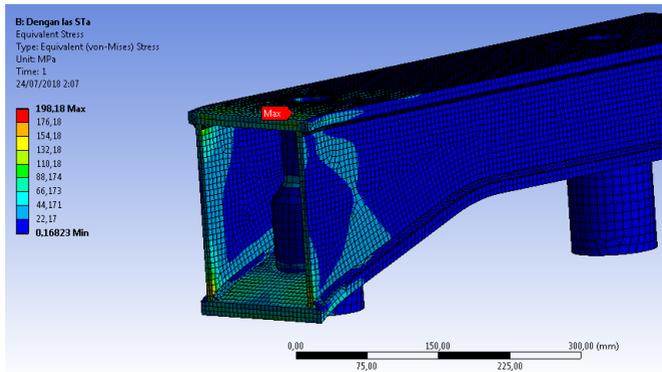
Gambar 4.3 Grafik perbedaan tegangan von mises simulasi statik bogi rangka penuh dengan potongan bogi tanpa las.

Dari kedua hasil simulasi yang telah dilakukan, didapatkan selisih tegangan *von mises* sebesar 10,64 MPa dengan nilai *error* sebesar 4,5% seperti yang dapat dilihat pada Gambar 4.3. Dan juga bagian kritis dari kedua hasil simulasi statik berada pada bagian yang sama yaitu bidang yang bersentuhan antara plat bawah *side frame* dengan tabung penyangga *suspension*. Dengan nilai *error* sebesar 4,5% dapat dinyatakan mendekati sebenarnya sehingga metode pemotongan geometri dan pemindahan gaya menggunakan teori *Internal Force* dapat dilakukan untuk simulasi *transient*.

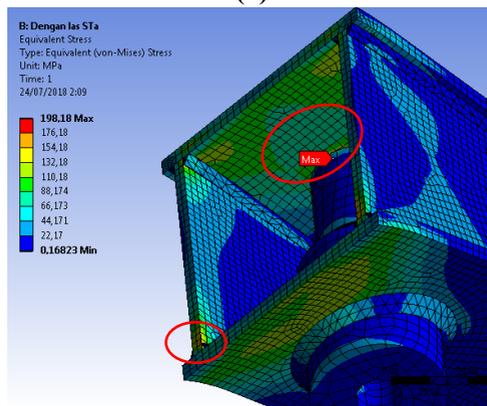
4.1.3. Analisis Statik Potongan Bogi Dengan Las

Gambar 4.4 (a) menunjukkan tegangan von mises yang terjadi pada potongan rangka bogi tanpa las dengan pembebanan statis pada kasus pembebanan *straight track*. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan *von mises* sebesar 198,18 MPa. Gambar 4.4 (b) menunjukkan konsentrasi tegangan yang terjadi pada rangka bogi. Terdapat 2 area rangka bogi dengan konsentrasi tegangan yang tinggi yaitu di bagian sambungan las plat bawah dengan plat samping kiri dan di bagian

sambungan las plat atas dengan tabung dukungan suspensi. Dengan tegangan terbesar terjadi pada sambungan las plat atas dengan tabung dukungan suspensi. Konsentrasi tegangan pada sambungan las terjadi karena tegangan pada plat diteruskan lewat sambungan las lalu diteruskan ke plat yang disambungkan oleh las.



(a)



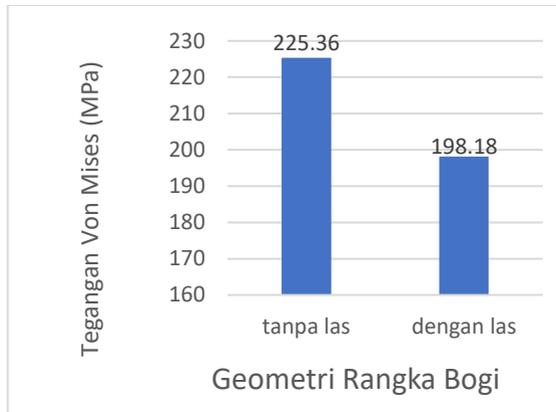
(b)

Gambar 4.4 (a) Tegangan *von mises* potongan rangka bogi dengan las **(b)** titik tegangan maksimum pada potongan rangka bogi dengan las

Dari hasil simulasi statik skala penuh, nilai tegangan von mises maksimal yang terjadi ada adalah 198,18 MPa. Sedangkan material SM490BW memiliki kekuatan tarik luluh sebesar 325 MPa. Apabila dibandingkan dengan *mechanical properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih jauh di bawah titik *yield*, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa rangka bogi masih aman dan tidak mengalami kegagalan saat menerima beban pada sumbu z dari *car body*.

4.1.4. Perbandingan Hasil Simulasi Statik Potongan Bogi Dengan Las Dan Tanpa Las

Gambar 4.5 menunjukkan grafik tegangan *von mises* yang terjadi pada potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las. Dengan tegangan von mises potongan rangka bogi tanpa las sebesar 225,36 MPa dan dengan las sebesar 198,18 MPa, terdapat selisih tegangan sebesar 27,18 MPa. Dan juga terdapat perbedaan bagian kritis dari kedua hasil simulasi tersebut, untuk simulasi tanpa las terjadi pada pertemuan bidang yang bersentuhan antara plat bawah *side frame* dengan tabungudukan suspensi sedangkan bagian kritis simulasi statik dengan las terjadi 2 titik konsentrasi tegangan. Selisih besar tegangan *von mises* dan perbedaan konsentrasi tegangan ini terjadi dikarenakan adanya perbedaan geometri dan kontak gaya yang terjadi terhadap kedua simulasi tersebut.



Gambar 4.5 Grafik perbedaan tegangan *von mises* terbesar simulasi statis tanpa las dengan simulasi statis dengan las

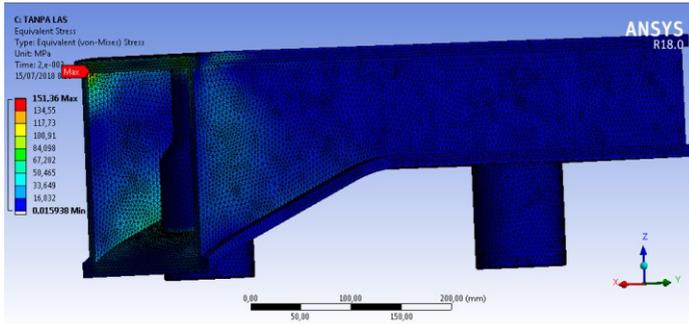
4.2. Analisis Simulasi Transient

Simulasi transient dilakukan untuk mengetahui kekuatan sambungan las rangka bogi terhadap beban transient. Pada simulasi ini digunakan model yang sama seperti yang digunakan pada simulasi statis dengan las maupun tanpa las.

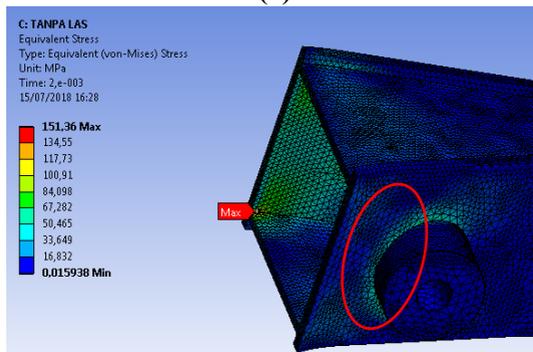
4.2.1. Analisis Simulasi Transien Potongan Bogi Tanpa Las

Gambar 4.6 (a) menunjukkan tegangan von mises yang terjadi pada potongan rangka bogi tanpa las dengan pembebanan transient dengan rata-rata sebesar 80,90 kN. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan *von mises* sebesar 151.36 MPa. Gambar 4.6 (b) menunjukkan konsentrasi tegangan yang terjadi pada rangka bogi. Terdapat 2 area rangka bogi dengan konsentrasi tegangan yang tinggi yaitu di bagian plat atas dengan plat samping kiri dan di bagian plat bawah dengan tabung dudukan suspensi. Dengan tegangan terbesar terjadi pada plat atas *side frame* dengan plat samping kiri *side frame*.

Konsentrasi tegangan pada sambungan las terjadi karena pada bagian tersebut menerima beban yang sangat besar.



(a)

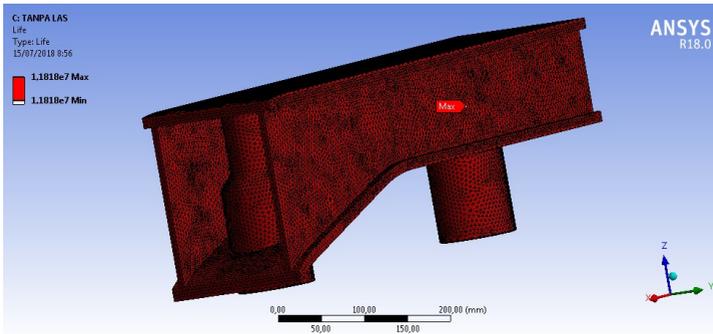


(b)

Gambar 4.6 (a) Tegangan *von mises* simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las **(b)** titik tegangan maksimum potongan rangka bogi tanpa las.

Dari hasil simulasi statik skala penuh, nilai tegangan von mises maksimal yang terjadi ada adalah 151,36 MPa. Sedangkan material SM490BW memiliki kekuatan tarik luluh sebesar 325 MPa. Apabila dibandingkan dengan *mechanical properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih jauh di bawah titik *yield*, sehingga dari

hasil ini menunjukkan bahwa rangka bogi masih aman dan tidak mengalami kegagalan saat menerima beban pada sumbu z dari *car body*.



Gambar 4.7 Umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las

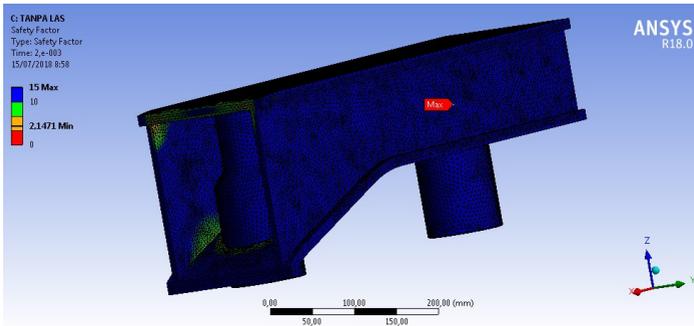
Gambar 4.7 menunjukkan umur siklus potongan rangka bogi tanpa las terhadap pembebanan dinamis. Dari hasil simulasi di dapatkan jumlah siklus umur potongan rangka bogi adalah $1,1818 \times 10^7$ siklus. Umur siklus ini merupakan umur keseluruhan dari potongan rangka bogi. Berdasarkan frekuensi kerja yang telah dibahas pada subbab 3.5.3 maka dapat dikonversikan umur siklus menjadi sebagai berikut:

$$\text{Operational Life} = \frac{1,1818E + 07 \text{ cycle}}{0,89 \text{ cycle/second}} \times \frac{1 \text{ hour}}{3600 \text{ seconds}}$$

$$\text{Operational Life} \approx 3688 \text{ hour}$$

Dari hasil perhitungan di atas, didapatkan bahwa umur kerja dari potongan rangka bogi tanpa las yaitu 3688 jam operasional. Dalam hal ini, masih terbatas asumsi LRT beroperasi dengan kecepatan 57,7 km/jam. Belum mempertimbangan lama waktu pemberhentian di stasiun dan

lain sebagainya. Dengan waktu operasional dari LRT yang direncanakan selama 9 jam/hari maka umur potongan rangka bogi didapatkan selama 409,78 hari atau satu tahun 44,78 hari.



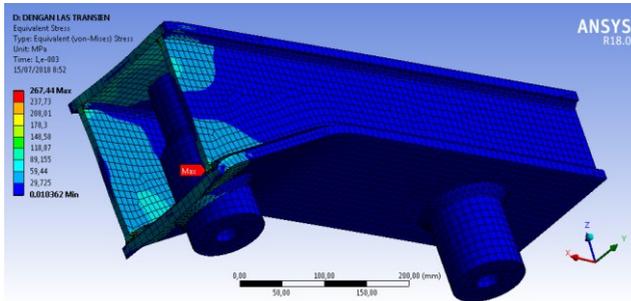
Gambar 4.8 faktor keamanan simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las

Gambar 4.8 menunjukkan nilai angka keamanan hasil simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las. Dari hasil simulasi didapatkan nilai angka keamanan minimal sebesar 2,15. Untuk pembebanan dinamis, nilai angka keamanan berada pada rentang 2 – 3. Sehingga berdasarkan hasil simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las didapatkan angka keamanan yang berada pada rentang aman.

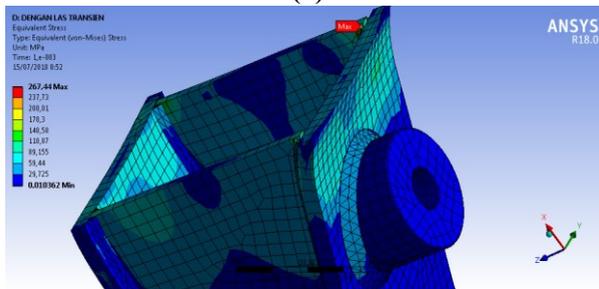
4.2.2. Analisis Simulasi Transien Potongan Bogi Dengan Las

Gambar 4.6 (a) menunjukkan tegangan von mises yang terjadi pada potongan rangka bogi tanpa las dengan pembebanan transien dengan rata-rata sebesar 80,90 kN. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan *von mises* sebesar 267,44 MPa. Gambar 4.6 (b) menunjukkan konsentrasi tegangan yang terjadi pada rangka bogi. Terdapat area rangka bogi dengan konsentrasi tegangan yang tinggi yaitu di bagian sambungan

plat bawah dengan plat samping kanan. Tegangan terbesar terjadi pada plat atas *side frame* dengan plat samping kiri *side frame*. Konsentrasi tegangan pada sambungan las terjadi karena pada bagian tersebut menerima beban dari kedua plat yang disambungkan.



(a)

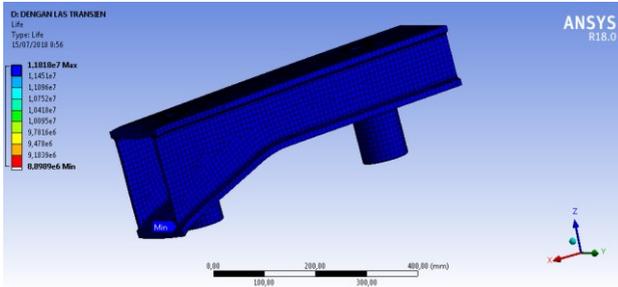


(b)

Gambar 4.9 (a) Tegangan *von mises* simulasi transien potongan rangka bogi dengan las **(b)** titik tegangan maksimum potongan rangka bogi dengan las

Dari hasil simulasi transien potongan rangka bogi dengan las, nilai tegangan von mises maksimal yang terjadi adalah 267,44 MPa. Sedangkan material SM490BW memiliki kekuatan tarik luluh sebesar 325 MPa. Apabila dibandingkan dengan *mechanical properties* material tersebut dibandingkan

dengan tegangan hasil simulasi masih jauh di bawah titik *yield*, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa rangka bogi masih aman dan tidak mengalami kegagalan saat menerima beban pada sumbu z dari *car body*.



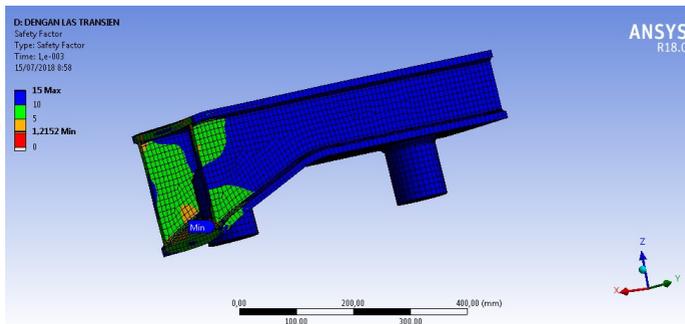
Gambar 4.10 Umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi dengan las

Dapat dilihat pada Gambar 4.10 yang menunjukkan umur siklus dari hasil simulasi transien potongan rangka bogi dengan las didapatkan rentang umur siklus $8,8989 \times 10^6 - 1,1818 \times 10^7$. Nilai umur siklus minimum terjadi pada sambungan las rangka bogi yang menyambungkan plat samping kanan dengan plat bawah. Sedangkan untuk umur siklus maksimal mendominasi bagian potongan rangka bogi dengan las. Umur siklus minimum dapat terjadi dikarenakan terjadinya konsentrasi tegangan pada sambungan las yang menyambungkan plat samping kanan dengan plat bawah. Berdasarkan frekuensi kerja yang telah dibahas pada subbab 3.5.3 maka dapat dikonversikan umur siklus paling rendah menjadi sebagai berikut:

$$\text{Operational Life} = \frac{8,8989 \text{ E} + 06 \text{ cycle}}{0,89 \text{ cycle/second}} \times \frac{1 \text{ hour}}{3600 \text{ seconds}}$$

$$\text{Operational Life} \approx 2777 \text{ hour}$$

Dari hasil perhitungan di atas, didapatkan bahwa umur kerja dari potongan rangka bogi tanpa las yaitu 2777 jam operasional. Dalam hal ini, masih terbatas asumsi LRT beroperasi dengan kecepatan 57,7 km/jam. Belum mempertimbangan lama waktu pemberhentian di stasiun dan lain sebagainya. Dengan waktu operasional dari LRT yang direncanakan selama 9 jam/hari maka umur potongan rangka bogi didapatkan selama 308,56 hari. Umur siklus yang kurang dari satu tahun ini merupakan umur siklus sambungan las rangka bogi yang merupakan umur siklus yang sangat rendah untuk LRT, sehingga dibutuhkan analisa lebih mendalam terhadap ketahanan sambungan las rangka bogi dengan melakukan percobaan skala lab terhadap rangka bogi dengan pembebanan fatik aktual.



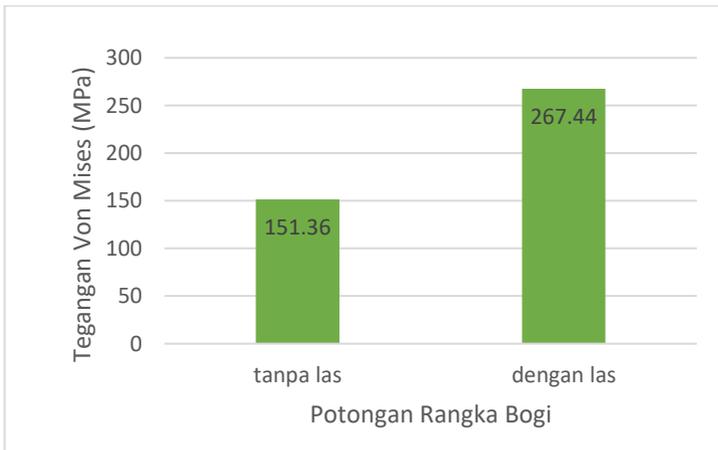
Gambar 4.11 angka keamanan hasil simulasi transien potongan rangka bogi dengan las

Gambar 4.11 menunjukkan nilai angka keamanan hasil simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las. Dari hasil simulasi didapatkan nilai angka keamanan minimal sebesar 1,22. Untuk pembebanan dinamis, nilai angka keamanan berada pada rentang 2 – 3. Sehingga berdasarkan hasil simulasi

transien potongan rangka bogi dengan las didapatkan angka keamanan yang berada pada nilai yang tidak aman.

4.2.3. Perbandingan Hasil Simulasi Fatik Potongan Bogi Dengan Las Dan Tanpa Las

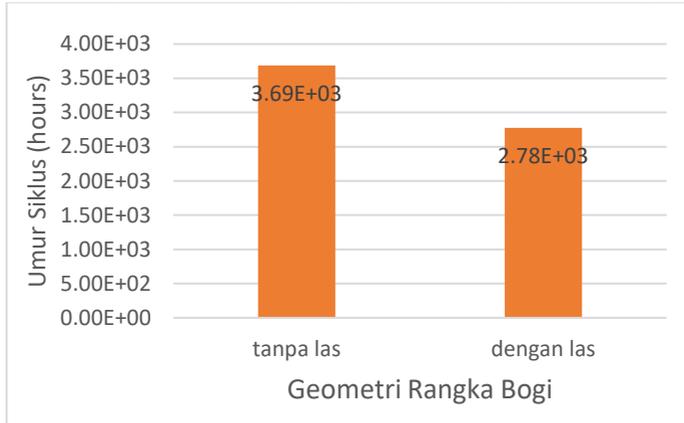
Gambar 4.12 menunjukkan grafik tegangan von mises yang dari hasil simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las dibandingkan. Terjadi perbedaan yang cukup besar untuk tegangan von mises simulasi transien dengan selisih sebesar 116,08 MPa. Selisih ini terjadi dikarenakan adanya perbedaan definisi kontak yang terjadi antara potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las.



Gambar 4.12 Grafik perbedaan tegangan von mises simulasi transien

Gambar 4.13 menunjukkan umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las dan dengan las. Terdapat selisih yang sangat besar pada umur siklus sebesar 911 jam. Selisih yang terjadi ini dikarenakan tegangan *von*

mises pada potongan rangka bogi dengan las sangat besar dari pada tegangan von mises pada potongan rangka bogi tanpa las.



Gambar 4.13 Grafik perbandingan umur siklus simulasi transien potongan rangka bogi tanpa las dengan las

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Dari analisis hasil simulasi yang telah dibahas, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari hasil simulasi transien untuk potongan rangka bogi dengan las menunjukkan umur siklus sambungan las adalah sebesar 8.90×10^6 siklus, atau setara dengan 2777 jam operasional.
2. Angka keamanan sambungan las dari hasil simulasi transien potongan rangka bogi dengan las menunjukkan angka sebesar 1,22.

5.2. Saran

Adapun saran yang dapat diberikan dari hasil simulasi ini adalah:

1. Dibutuhkan analisis rangka bogi skala penuh dengan sambungan las.
2. Dibutuhkan analisis statik dengan mempertimbangkan semua gaya yang bekerja pada rangka bogi.

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

DAFTAR PUSTAKA

- Ardhian A., 2016. Spesifikasi Teknis 8 (Delapan) Trainset LRT Palembang. PT. INKA (Persero)
- Budynas, R. G., Nisbett, J.K. 2011. Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition. Ney York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Deutschman, A. D., W. j. Michels., dan c. E. Wilson. 1975. Machine Design Theory and Practice. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- European Committee for Standarization. 2009. "EN-15663 Railway Applications – Definition of Vehicle Reference Masses". UK: CEN.
- European Committee for Standarization. 2011. "EN-13749 Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Method of Specifying The Structural Requirements og Bogie Frame". UK: CEN.
- Hiatt, J. 2017. The Goodman-Haigh Diagram for Infinite Life, <<https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/The-Goodman-Haigh-Diagram-for-Infinite-Life/ta-p/410585>>
- Hibbeler, R.C. 2010. Engineering Mechanics Statics 12th Edition. Pearson
- Ketua Sub Komite Investigasi Kecelakaan Perkeretaapian, 2016. Data Investigasi Kecelakaan Perkeretaapian Tahun 2010-2016, <http://knkt.dephub.go.id/knkt/ntsc_home/Media_Release/Media%20Release%20KNKT%202016/Media

[%20Release%202016%20-%20IK%20KA%2020161130.pdf>.](#)

- Li, Jishan dkk. 2015. “The Experiment Study for Fatigue Strength of Bogie Frame of Besijing Subway Vehicle Under Overload Situation”. The Open Mechanical Engineering Journal, 2015, 9, 260-265
- Socie, D. 2018. Multiaxial Strain-Life Technical Background <<https://www.efatigue.com/multiaxial/background/strainlife.html>>
- Seo, Jung-Won dkk. 2017. “Fatigue Design Evaluation of Railway Bogie with Full-Scale Fatigue Test”. Hindawi.
- Sutantra, N., Sampurno B. 2010. Teknologi Otomotif (Edisi 2). Guna Wijaya

LAMPIRAN

A. EN 13749

Annex A (Simbol dan satuan yang digunakan pada annex)

A.1 Gaya-gaya

Tabel A.1 – Gaya-gaya

Gaya (N)	Posisi	Simbol		
		Statis	Kuasi-statis	Dinamis
Vertikal	Beban pada bogie	F_z		
	Gaya pada <i>sideframe</i> 1 atau <i>sidebearer</i> 1	F_{z1}	F_{z1qs}	F_{z1d}
	Gaya pada <i>sideframe</i> 2 atau <i>sidebearer</i> 2	F_{z2}	F_{z2qs}	F_{z2d}
	Gaya pada <i>center pivot</i>	F_{zp}	F_{zpq}	F_{zpd}
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{zc}		
Transfersal	Beban pada bogie	F_y		
	Gaya pada axle 1	F_{y1}	F_{y1qs}	F_{y1d}

	Gaya pada axle 2	F_{y2}	F_{y2qs}	F_{y2d}
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{yc}		
	Gaya akibat angin	F_{w1}		
Longitudinal	Gaya pada setiap roda	F_{x1}		
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{xc}		
	Gaya pada (bogie) titik berat	F_x		

A.2 Akselerasi

Tabel A.2 – Akselerasi

Akselerasi (m/s ²)	Simbol	
	Gerbong	Bogie (pegas utama)
Vertikal	α_{zc}	α_{zb}
Transfersal (dinamis)	α_{yc}	α_{yb}
Sentrifugal (kuasi-statis)	α_{ycc}	α_{ycb}
Longitudinal	α_{xc}	α_{xc}

A.3 Masa-masa

Tabel A.3 – Masa-masa

Masa (kg)	Simbol
Kendaraan saat berjalan	M_V
Gerbong kendaraan	m_l
Masa bogie tanpa pegas sekunder (jika ada)	m^+
Masa pegas utama bogie	m_2
Payload luar biasa	P_1
Payload normal	P_2

Besaran yang digunakan pada simbol diatas didasari oleh diskripsi kuantitas dalam EN 15663

A.4 Simbol-simbol dan satuan-satuan lain

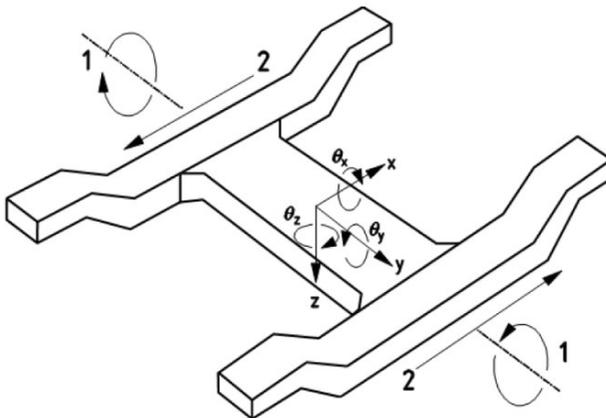
Tabel A.4 - Simbol-simbol dan satuan-satuan lain

Lain	Simbol	Satuan
Percepatan akibat gravitasi	g	$9,80665 \text{ m/s}^2$
Tekanan udara	q	N/m^2
Tegangan	σ	N/mm^2
Tegangan tertentu	σ_c	N/mm^2
Tegangan yield material	R_{eH}	N/mm^2
Tegangan <i>yield</i> 0,2% material	$R_{p0,2}$	N/mm^2

<i>Ultimate stress material</i>	R_m	N/mm^2
Faktor keamanan	S_1	
Luas permukaan gerbong	A_w	m^2
Koefisien <i>roll</i>	α	
Koefisien <i>bounce</i>	β	
Koefisien gesek	μ	

A.5 Sistem koordinat

Gambar A.1 menunjukkan sistem koordinat yang diadopsi dari standar eropa



Kunci

1. Puntir
2. Geser

Gambar A.1 – Sistem koordinat

Tabel A.5 mendefinisikan pergerakan dan deformasi dan arahnya

Tabel A.5 – Pergerakan dan deformasi pada rangkaian bogie perkeretaapian

Arah	Simbol	Penjelasan
Longitudinal	x	Linier pada arah tempuh
Transfersal	y	Pararel linier pada bidang jalur, tegak lurus pada arah tempuh
Vertikal	z	Linier tegak lurus pada bidang tempuh
<i>Roll</i>	θ_x	Rotasi pada sumbu longitudinal
<i>Pitch</i>	θ_y	Rotasi pada sumbu transfersal
<i>Yaw</i>	θ_z	Rotasi pada sumbu vertikal
Puntir	-	Gerakan diluar sumbu (x-y) menghasilkan rotasi relatif dari <i>sideframe</i>
Geser	-	Tegangan geser akibat gerakan longitudinal dari <i>sideframe</i>

A.6 Klasifikasi bogie

Standar eropa ini melingkupi variasi tipe bogie yang luas. Untuk tujuan referensi, mudah untuk mengkategorikan dalam annex-annex. Meskipun identifikasi biasanya berdasarkan jenis kendaraan, pemilihan kategori dari bogie sebaiknya juga berdasarkan kebutuhan struktural dari rangka bogie.

Kebutuhan struktural dari bogie pada kategori tertentu tidak khusus dan sebaiknya selalu didefinisikan menurut kebutuhan

saat beroperasi. Akan ada perbedaan dalam memilih antara aplikasi-aplikasi. Hal ini yang diharapkan dan tidak dianggap bertentangan dengan standar Eropa. Beberapa dari bogie tidak sesuai pada beberapa kategori yang ditetapkan.

Kategori B-I bogie bakal pelanting memuat penumpang untuk jalur utama dan dalam kota termasuk kecepatan tinggi dan kendaraan sangat cepat, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-II bogie kendaraan memuat penumpang untuk dalam dan luar pinggiran kota, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-III bogie untuk bakal pelanting metro dan transit, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-IV bogie untuk kereta ringan dan trem;

Kategori B-V bogie untuk bakal pelanting kargo dengan suspensi satu tahap;

Kategori B-VI bogie untuk bakal pelanting kargo dengan suspensi dua tahap;

Kategori B-VII bogie untuk lokomotif.

Note Klasifikasi-klasifikasi serupa (tetapi tidak selalu) dengan badan kendaraan di EN 12663 [1, 2].

Annex C (Beban yang disebabkan oleh bogie saat beroperasi)

C.5 Contoh beban untuk bogie kereta *metro*, *rapid transit*, *light rail vehicle* dan trem – kategori B-III dan B-IV.

C.5.1 Aplikasi

Kasus pembebanan diaplikasikan pada banyak, berartikulasi dan satu gerbong dengan bogie. Untuk kendaraan dengan bentuk lain yang memiliki prinsip yang sama dapat digunakan untuk menentukan alternatif pembebanan lain yang sesuai.

C.5.1 Kasus Pembebanan

Kasus pembebanan dasar dibawah ini diturunkan dari [14]. Kasus ini menyatakan beban tiap bogie sesuai dengan masing-masing beban axle pada bogie. Kombinasi beban dinyatakan pada Annex F

Untuk beban gerbong m_1 beban luar biasa, termasuk penumpang, pada bogie tertentu adalah:

$$m_1 = \frac{(M_V + P_1)c}{100} - m^+ \quad (C.23)$$

Untuk beban gerbong m_1 beban normal, termasuk penumpang, pada bogie tertentu adalah:

$$m_1 = \frac{(M_V + P_2)c}{100} - m^+ \quad (C.24)$$

Dimana

M_V adalah masa gerbong saat beroperasi

P_1, P_2 adalah masa dari penumpang (seperti dijelaskan dengan fungsi masa pada EN 15663)

c adalah beban roda dari bogie dalam %

m^+ adalah masa bogie

mengingat gaya dari tekanan angin, proporsi dari permukaan lateral gerbong, A_w , pada setiap bogie ditentukan berdasarkan beban axle seperti diatas.

Gaya inersia diasumsikan terjadi pada *center of gravity* untuk gerbong atau bogie, yang sesuai. Gaya angin diasumsikan terjadi pada *center of pressure* dari sisi gerbong.

Kasus pembebanan dibawah menggunakan simbol yang di definisikan dalam Annex A

C.5.3 Pernyataan umum dari kasus beban dasar

C.5.3.1 Beban Gerbong

Gaya longitudinal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{xc} = m_1 \times a_{xc}$$

Gaya transfersal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{yc} = m_1(a_{yc} + a_{ycc})$$

Gaya vertical (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{zc} = m_1(g + a_{zc})$$

Gaya transfersal akibat angin (diterapkan pada *center of pressure* dari sisi gerbong)

$$F_{w1} = A_w \times q$$

C.5.3.2 Beban rangka bogie

Gaya longitudinal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{xb} = m_2 \times a_{xb}$$

Gaya transfersal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{yb} = m_2(a_{yb} + a_{ycb})$$

Gaya vertical (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{zb} = m_2(g + a_{zb})$$

C.5.3.3 Beban pada penghubung antara bogie dan gerbong (kondisi buffing)

$$F_{xb} = m^+ \times 3g$$

Annex F (Contoh dari program tes statis)

F.5 Program tes statis untuk bogie kereta ringan dan trem

F.5.1 Umum

Tes statis meniru beban yang sama seperti yang digunakan pada analisis tegangan berdasarkan Annex C

F.5.2 Tes saat beban luar biasa

Rangka bogie di analisis dengan kasus pembebanan luar biasa yang diturunkan dari akselerasi dan lain-lain seperti pada Tabel F.4. Sebagai tambahan kasus pembebanan juga diaplikasikan dalam kombinasi dengan beban dari komponen yang melekat pada rangka bogie:

- *Gear box* dan motor dengan akselerasi vertikal. (D.2.2 dan D.2.3)
- 1.3 kali beban pengereman darurat (D.4)
- 1.3 kali maksimum percepatan dan perlambatan (D.5)

Tabel F.4 – Beban luar biasa

Kasus Pembebanan	Masa Gerbong					Masa Bogie			
	α_{zc} (m/s ²)	α_{yc} (m/s ²)	α_{ycc} (m/s ²)	α_{xc} (m/s ²)	q (N/m ²)	α_{zb} (m/s ²)	α_{yb} (m/s ²)	α_{ycb} (m/s ²)	α_{xb} (m/s ²)
Perpindahan Rel	3,2	2,2	-	Angka pengereman darurat	600 ^a	30	16	-	Angka pengereman

									darurat
Melalui Tikungan	1,6	1,3	2,0	Angka pengereman darurat	600 ^a	12	6,5	2	Angka pengereman darurat
^a kecepatan angin 105 km/jam									

F.5.3 Tes saat beban normal

Rangka bogie di analisis dengan kasus pembebanan normal yang diturunkan dari akselerasi dan lain-lain seperti pada Tabel F.5. Sebagai tambahan kasus pembebanan juga diaplikasikan dalam kombinasi dengan beban dari komponen yang melekat pada rangka bogie:

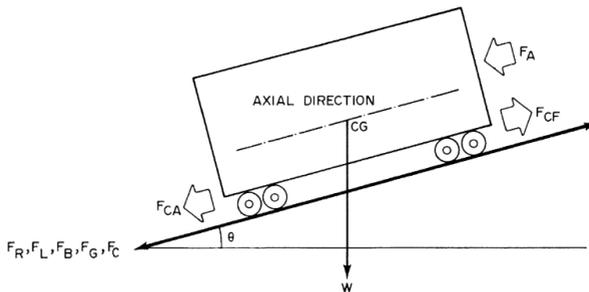
- Gear box dan motor dengan akselerasi vertikal. (D.2.2 dan D.2.3)
- 1.1 kali beban pengereman darurat (D.4)
- 1.1 kali maksimum percepatan dan perlambatan (D.5)

Tabel F.5 – Beban Normal

Kasus Pembebanan	Masa Gerbong					Masa Bogie			
	α_{zc} (m/s ²)	α_{yc} (m/s ²)	α_{yc} (m/s ²)	α_{xc} (m/s ²)	q (N/m ²)	α_{zb} (m/s ²)	α_{yb} (m/s ²)	α_{ycb} (m/s ²)	α_{xb} (m/s ²)
Perpindahan Rel	2,24	1,6	-	-	20 0 ^a	25	12	-	-

Lintasan Lurus	1,2	0,9	-	Angka penge reman	-	8,5	4,5	-	Ang ka pen gere man
Melalui Tikunga n	1,2	0,9	1,0	Angka penge reman	-	8,5	4,5	1,0	Ang ka pen gere man
^a kecepatan angin 60 km/jam									

B. DINAMIKA KERETA



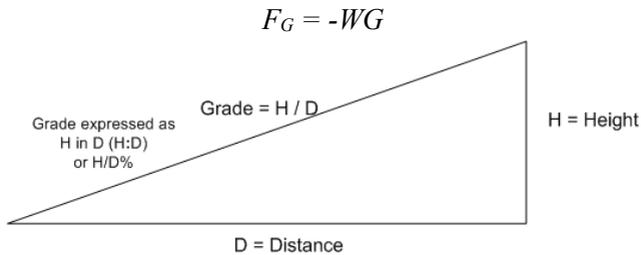
Gambar B.1 Model dinamis kereta

Berdasarkan buku karangan Vijay K. Garg dan Rao V. Dukkipati yang berjudul *Dynamics of railway Vehicle Systems* menjelaskan tentang dinamika kereta. Dimana gaya-gaya yang bekerja pada kereta berjumlah 6 buah gaya. 6 buah gaya tersebut adalah F_R , F_A , F_B , F_C , F_G , F_L dan F_R . F_R adalah tahanan rolling pada gaya gesek antara *wheel* dengan rel. Sedangkan F_A adalah gaya karena tahanan angin. Kedua gaya tersebut masuk ke dalam Persamaan Davis menjadi:

$$F_R + F_A = (A + Bn + Cv)W + Dv^2$$

Dimana W adalah berat kendaraan, v adalah kecepatan kendaraan, A adalah koefisien tahanan *rolling*, B adalah koefisien tahanan *Bearing*, C adalah tahanan terhadap lintasan yang berbelok. D adalah koefisien tahanan aerodinamik, dan n adalah jumlah poros pada kendaraan.

F_G terjadi disaat ada kendaraan melewati jalan miring. F_G dapat menahan atau membantu gerak kendaran, tergantung terhadap jenis kemiringannya, dengan *positive grade* untuk lintasan mendaki dan *negative grade* untuk lintasan menurun. Besar nilai F_G adalah:



Gambar B.2 Persamaan rumus grade

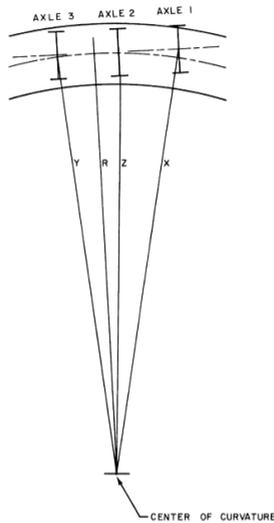
F_C adalah gaya tahanan kendaraan disaat melewati lintasan melengkung. Besar gaya ini dipengaruhi oleh beberapa faktor, namun untuk dinamika kereta, besar gaya F_C adalah

$$F_C = - 0.0004WD$$

Dengan D adalah derajat lengkungan. Besar D didapatkan melalui persamaan Berikut:

$$D = (X^2 - Y^2 + W_B^2) / 2W_B$$

X merupakan jarak antara titik tengah poros depan dengan pusat kelengkungan. Seadngkan Y adalah jarak antara titik tengah poros belakang dengan pusat kelengkungan. Dan W_B adalah wheel base. Pada gambar menjelaskan geometri kereta disaat melewati lintasan melengkung.



Gambar B.3 Geometri kereta disaat melewati lintasan melengkung

F_L adalah gaya aksial yang terjadi pada kendaraan selama melaju atau saat pengereman. F_L yang terjadi disaat akselerasi disebut *Tractive Effort* (TE). Besar TE dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:

$$TE = 2650 \frac{\eta P}{V}$$

Dimana TE adalah *Tractive Effort* dalam satuan Newton (N). P adalah output daya dalam satuan Horsepower (HP). V adalah kecepatan dalam satuan Kilometer/jam (km/h). dan η merupakan efisiensi lokomotif dalam mengonversi output daya menjadi TE, normalnya nilai η adalah 0,7.

Sedangkan untuk F_B yang terjadi saat perlambatan disebut dengan *braking effort* (F_B). *Braking effort* ini terjadi

dikarenakan adanya gesekan antara rem dengan kanvas. Besar gaya F_B tergantung pada jenis rem yang digunakan. Disaat terjadi keadaan darurat, besar gaya F_B menjadi maksimum. Secara umum persamaan gaya pengereman adalah

$$B_T = \frac{F_T}{\beta}$$

$$B_F = \frac{F_F}{\beta}$$

Dimana B_T adalah gaya pengereman ekivalen dalam kondisi beban kosong dalam satuan kilo Newton (kN). B_F adalah gaya pengereman ekivalen dalam kondisi beban penuh dalam satuan kilo Newton (kN). Dan β adalah konstanta dengan nilai 0.13.

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Lubuak Aluang, 28 Desember 1995. Merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Muchrizal dan Arni Fitria. Mengawali pendidikan formal di TK Kubang Putiang, SDN 08 Tarok Dipo, SMPN 1 Bukittinggi dan SMAN 5 Bukittinggi. Setelah menyelesaikan studi di SMAN 5 Bukittinggi, penulis mengikuti SBMPTN dan dinyatakan lulus di jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar dengan NRP 2113-100-101. Di Jurusan Teknik Mesin penulis mengambil bidang studi Mekanika Benda Padat. Penulis sempat aktif dalam kegiatan kemahasiswaan dan beberapa kepanitian serta pernah menjadi pengurus di komunitas *Mechanical Engineering English Community* tahun kepengurusan 2015/2016. Penulis juga pernah aktif sebagai asisten mata kuliah Elemen Mesin 1 dan pernah masuk 10 besar Lomba Inovasi Industri *Danone Industrial Design Competition* tahun 2018 yang diselenggarakan oleh Danone. Untuk memberikan kritik dan saran kepada penulis dapat menghubungi *e-mail*: koniago@gmail.com.

[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]