



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS KELELAHAN PADA GERBONG
LOKOMOTIF KERETA API SEMI CEPAT (*MEDIUM
SPEED TRAIN*) DENGAN MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

MUHAMMAD FATIR RAHMAT
NRP. 02111640000118

Dosen Pembimbing
Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D
NIP. 197909262005011001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS KELELAHAN PADA GERBONG
LOKOMOTIF KERETA API SEMI CEPAT (MEDIUM
SPEED TRAIN) DENGAN MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

MUHAMMAD FATIR RAHMAT
NRP. 02111640000118

Dosen Pembimbing
Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D
NIP. 197909262005011001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TM184835

**FATIGUE ANALYSIS ON CAR BODY OF
LOCOMOTIVE MEDIUM SPEED TRAIN USING
FINITE ELEMENT METHOD**

MUHAMMAD FATIR RAHMAT
NRP. 02111640000118

Advisor
Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D
NIP. 197909262005011001

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
INSTITUTE OF TECHNOLOGY SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020**

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS KELELAHAN PADA GERBONG LOKOMOTIF KERETA API SEMI CEPAT (*MEDIUM SPEED TRAIN*) DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HIINGGA

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Muhammad Fatir Rahmat

NRP. 02111640000118

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. **Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D.** (Pembimbing)
NIP. 197909262005011001
2. **Ir. Julendra B. Ariatedja, MT** (Penguji 1)
NIP. 196807061999031004
3. **Yusuf Kaelani, Ir. M.Sc.E** (Penguji 2)
NIP. 196511031990021001
4. **Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng. Ph.D.** (Penguji 3)
NIP. 198202102006041002

SURABAYA
JULI 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**ANALISIS KELELAHAN PADA GERBONG LOKOMOTIF
KERETA API SEMI CEPAT (MEDIUM SPEED TRAIN)
DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN
HIINGGA**

Nama Mahasiswa : Muhammad Fatir Rahmat
NRP : 0211164000118
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

PT. INKA mengembangkan kereta untuk moda transportasi Jakarta-Surabaya dengan sistem kereta lokomotif *push-pull*. Pada konsep kereta lokomotif yang dikembangkan ini mempertimbangkan efek gaya hambat aerodinamis karena kereta lokomotif medium speed memiliki kecepatan maksimal 160km/jam. Pengaruh gaya hambat aerodinamis yang berubah – ubah seiring dengan kecepatan kereta beroperasi. Pada penelitian ini melakukan analisis kelelahan (*fatigue analysis*) pada gerbong kereta lokomotif untuk mengestimasi ketahanan dan umur kerja gerbong lokomotif terhadap pembebanan yang terjadi.

Penelitian ini mengacu pada data pendukung yang didapat dari berbagai sumber yang sudah divalidasi oleh tim riset pengembangan kereta medium speed Jakarta-Surabaya. Penelitian ini masih dalam tahap riset dan pengembangan sehingga kereta *medium speed* Jakarta-Surabaya belum dapat dibuat. Maka dari itu penelitian ini digunakan sebagai acuan riset dengan memvariasikan material dan kondisi pembebanan saat percepatan beroperasi. Variasi material gerbong adalah *Stainless Steel* AISI 301LN dan *Stainless Steel* AISI 301LN dengan sifat material keadaan las. Variasi pembebanan didapatkan dari perubahan percepatan dan kecepatan dalam operasi kereta semi cepat, yakni percepatan operasi sebesar $0,5 \text{ m/s}^2$, perlambatan operasi sebesar $1,25 \text{ m/s}^2$, perlambatan darurat sebesar $1,52 \text{ m/s}^2$, kecepatan operasi rata – rata sebesar 110km/j, dan kecepatan maksimum sebesar 160km/j.

Simulasi dilakukan dengan metode elemen hingga menggunakan perangkat lunak ANSYS Workbench 18.1. Model yang digunakan analisis merupakan model yang sudah disederhanakan dengan melakukan tahap merubah model *solid* menjadi model *surface*, dan pemotongan model *surface* menjadi setengah. Hasil simulasi berupa tegangan prinsipal maksimal dan tegangan prinsipal minimal. Hasil ini diplot pada diagram tegangan *mean-fluctuating* dengan kriteria garis modified goodman. Penggunaan garis goodman dipilih karena daerah keamanan yang lebih cocok untuk gerbong agar pemilihan material yang lebih ekonomis. garis modified goodman untuk melihat keamanan *fatigue strength* dari beban yang bekerja pada gerbong terhadap material gerbong.

Dari hasil perhitungan didapatkan hasil *fatigue strength*, faktor keamanan kelelahan, dan umur kelelahan dari gerbong lokomotif termasuk dalam kategori desain *infinite life* kecuali pada kasus pembebanan penumpang penuh dengan perlambatan operasi sebesar 1.25 m/s^2 , dan kasus pembebanan penumpang penuh dengan perlambatan darurat sebesar 1.52 m/s^2 . Dari diagram modified goodman penelitian ini didapatkan visualisasi jenis tegangan fluktuasi yang muncul akibat pembebanan seluruh kasus yaitu *fluctuating stress*. Untuk mendapatkan kategori desain *infinite life*, maka penulis melakukan modifikasi pada model dengan menggunakan skenario kasus yang mengalami kategori desain *finite life*. Dari hasil modifikasi model underframe gerbong lokomotif, didapat penurunan nilai *fatigue strength*, kenaikan nilai faktor keamanan kelelahan, dan umur kelelahan untuk kasus yang mengalami kategori desain *finite life* yaitu kasus IV dan kasus V.

Kata kunci : Gerbong, tegangan prinsipal maksimal, tegangan prinsipal minimum, metode elemen hingga, modified goodman.

FATIGUE ANALYSIS ON CAR BODY OF LOCOMOTIVE MEDIUM SPEED TRAIN USING FINITE ELEMENT METHOD

Student Name : Muhammad Fatir Rahmat
Student's ID : 02111640000118
Department : Mechanical Engineering
Advisory Lecturer : Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

PT. INKA develops trains for the Jakarta-Surabaya transportation mode with a push-pull locomotive train system. The concept of the locomotive train being developed considers the effect of aerodynamic drag because a medium speed locomotive train has a maximum speed of 160km / hour. The effect of aerodynamic drag changes with increasing train speed. In this final project research, a analysis of fatigue (fatigue analysis) is carried out on locomotive car body to estimate the durability and working life of the locomotive car body against the loadings that occur.

This study refers to supporting data obtained from various sources that have been validated by the Jakarta-Surabaya medium speed train development research team. This research is still in the research and development stage so that the Jakarta-Surabaya medium speed train cannot yet be built. Therefore this research is used as a research reference by varying the material and loading conditions during acceleration. The variations of the car body material are Stainless Steel AISI 301LN and Stainless Steel AISI 301LN with weld state material properties. The variation of loading condition is obtained from changes in acceleration and speed in semi-fast train operations, the operating speed of 0.5 m/s², operating deceleration of 1.25 m/s², emergency deceleration of 1.52 m/s², average operating speed of 110 km/h, and the maximum speed of 160 km/h. The simulation was using the finite element method using ANSYS Workbench 18.1 software. The model used

for analysis is a simplified model by changing the solid model to the surface model and cutting the surface model in half. The simulation results are maximum principal stress and minimum principal stress. These results are plotted on a mean-fluctuating stress diagram with the modified goodman line criterion. The use of the modified goodman line was chosen because the safety area is more suitable for car body so that the selection of materials is more economical. Modified goodman line is used to see the fatigue strength of the loads acting on the car body against the car body material.

From the results of the calculation of fatigue strength, safety factor, and the life cycle of the locomotive car body, it is classified in the infinite life design's category except in the case of full passenger loading with operating deceleration of 1.25 m/s^2 , and in the case of full passenger loading with emergency deceleration of 1.52 m/s^2 . From the diagram of the modified goodman of this final project research, it is obtained a visualization of the type of fluctuation stress that arises from the loading of all cases, namely the fluctuating stress. To get the infinite life design's category, the authors modify the model by using the cases scenario that experience the finite life design's category. From the modification of the locomotive car body underframe model, a decrease in the value of fatigue strength, an increase in the value of the safety factor, and the life cycle.

Keywords : Car body, maximum principal stress, minimum principal stress, finite element method, modified goodman.

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya sampaikan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat, hidayah, serta rizki sehingga laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Syamsul Hadi dan Ibu Nur Aini Sofwana, serta keluarga yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan, dan nasehat kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T., Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Eng.Sc., Bapak Alief Wikarta, S.T., M. Eng., Ph.D., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik dalam penyusunan tugas akhir.
4. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS - ITS yang telah memberikan bekal berupa ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana selama perkuliahan.
5. Rekan BEM FTI dan rekan SMA Negeri 16 Surabaya yang telah memberikan banyak pelajaran hidup utamanya jiwa sosial.
6. Rekan – rekan penghuni terakhir kos kurnia yang selalu menemani penulis dalam masa pandemi Covid-19.
7. Seluruh rekan saya di ITS khususnya rekan Departemen Teknik Mesin utamanya angkatan M59.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari Allah SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk

penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan terimakasih.

Surabaya, Juli 2020

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xvi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Ruang Lingkup.....	4
1.3.1 Variabel yang diteliti	4
1.3.2 Variabel yang diabaikan	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB 2 DASAR TEORI DAN KAJIAN PUSTAKA	7
2.1 Perkembangan Kereta PT.INKA (Persero)	7
2.2 Hambatan Kereta.....	8
2.2.1 Rolling Resistance.....	9
2.2.2 Curve Resistance	12
2.2.3 Gradient Resistance.....	12
2.3 Penelitian Terdahulu.....	13
2.4 Metode Elemen Hingga.....	17
2.4.1 <i>Stiffness</i> Matriks	18
2.4.2 Prosedur software berbasis metode elemen hingga	19
2.5 <i>Shell Element</i>	19
2.6 Analisis Kelelahan (<i>Fatigue Analysis</i>)	20
2.6.1 Konsep Tegangan	20
2.6.2 Konsep Regangan.....	21
2.6.3 Hubungan Tegangan dan Regangan.....	21
2.6.4. Metode <i>fatigue-life</i>	23

2.6.5 Metode <i>stress-life</i>	23
2.6.6 <i>Fatigue strength</i>	25
2.6.7 Persamaan Miner's Rule.....	27
2.6.8 Beban Siklik	27
2.6.9 Kriteria kegagalan <i>fatigue</i>	29
2.7 Standarisasi.....	30
2.7.1 Standar EN-12663-1:2010 (European Standard).	30
2.7.2 Standar PM 175 Tahun 2015.....	32
BAB 3 METODE PENELITIAN	35
3.1 Diagram Alur Penelitian.....	35
3.2 Material Model	37
3.3 Pembuatan Model.....	39
3.4 Diagram Alur Metode Elemen Hingga.....	41
3.4.1 Symmetry region	42
3.4.2 Bonded Contact	44
3.4.3 <i>Meshing</i>	44
3.4.4 Kondisi Batas dan Perhitungan Beban	49
3.4.4.1 Perhitungan Beban.....	50
3.4.5 Tipe Analisis dan Kontrol Solusi	64
3.4.5.1 Convergent Test.....	64
BAB 4 PEMBAHASAN	66
4.1 Hasil Simulasi.....	67
4.2 Pengolahan data hasil simulasi.....	70
4.3 Pembahasan	75
4.3.1 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi percepatan operasi $0,5 \text{ m/s}^2$	75
4.3.2 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi percepatan operasi $0,5 \text{ m/s}^2$	77
4.3.3 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi perlambatan operasi $1,25 \text{ m/s}^2$	80
4.3.4 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan operasi $1,25 \text{ m/s}^2$	82

4.3.5 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan darurat $1,52 \text{ m/s}^2$	84
4.3.6 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi kecepatan operasi 110 km/j	86
4.3.7 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan operasi 110 km/j	88
4.3.8 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi kecepatan maksimal 160 km/j	91
4.3.9 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan maksimal 160 km/j	93
4.3.10 Perbandingan penelitian sebelumnya	95
4.3.11 Pengoptimalan model analisa	100
BAB 5 KESIMPULAN.....	105
5.1 Kesimpulan.....	105
5.2 Saran.....	106
DAFTAR PUSTAKA	xix
BIODATA PENULIS	xxiii
LAMPIRAN.....	xxv

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Data emisi gas buang CO2 dan Data Prakiraan Tahun 2030 penggunaan Kereta Api.....	1
Gambar 1. 2 Kebutuhan KA Eksekutif Tahun 2017.....	2
Gambar 1. 3 Grafik Hambatan Terhadap Kecepatan kereta	3
Gambar 2. 1 Lokomotif Diesel Hidraulik	7
Gambar 2. 2 Lokomotif Diesel Elektrik	8
Gambar 2. 3 Grafik Gaya Tarik kereta terhadap kecepatan kereta	9
Gambar 2. 4 Kurva Goodman <i>Fatigue limit</i>	14
Gambar 2. 5 Model Gerbong	15
Gambar 2. 6 Kurva Goodman <i>fatigue limit</i> gerbong	17
Gambar 2. 7 Elemen Shell	20
Gambar 2. 8 Kurva Tegangan-Regangan.....	22
Gambar 2. 9 Diagram S-N yang diplot dari hasil pengujian <i>fatigue</i> untuk material UNS G41300 steel.....	24
Gambar 2. 10 Diagram S-N curve untuk aluminium alloy.	25
Gambar 2. 11 Diagram hubungan Stress-time a) General <i>Fluctuating stress</i> , b) <i>Repeated stress</i> , c) <i>Completely Reversed Stress</i>	28
Gambar 2. 12 Diagram garis kriteria tegangan mean-fluctuating.....	29
Gambar 3. 1 Diagram Alur Penelitian	36
Gambar 3. 2 Bagan Metodologi Penelitian.....	37
Gambar 3. 3 Model tiga dimensi Gerbong lokomotif medium speed train	39
Gambar 3. 4 Model Surface gerbong.....	40
Gambar 3. 5 Diagram alur metode elemen hingga	42
Gambar 3. 6 Penyederhaan model menggunakan Symmetry region a) model penuh b) model yang sudah dipotong	43
Gambar 3. 7 bonded contact pada bagian sambungan	44
Gambar 3. 8 hasil meshing model Gerbong lokomotif medium speed train	46
Gambar 3. 9 Element quality mesh.....	47

Gambar 3. 10 histogram persebaran kualitas mesh	47
Gambar 3. 11 perbedaan antara menggunakan a) mesh connection b) tidak menggunakan mesh connection	48
Gambar 3. 12 Penempatan posisi a) kondisi batas b) kondisi pembebanan.....	49
Gambar 3. 13 Susunan gerbong medium speed train.....	52
Gambar 3. 14 Free body diagram a) kondisi percepatan b) kondisi perlambatan c) kondisi kecepatan steady.....	54
Gambar 3. 15 Free body diagram Trailer Gerbong.....	55
Gambar 3. 16 Free body diagram Motor Gerbong.....	57
Gambar 3. 17 free body diagram Motor Car 2 kondisi percepatan.....	58
Gambar 3. 18 free body diagram Trailer Car kondisi percepatan.....	58
Gambar 3. 19 free body diagram Motor Car 2 kondisi perlambatan $1,25 \text{ m/s}^2$	60
Gambar 3. 20 free body diagram Trailer Car kondisi perlambatan $1,25 \text{ m/s}^2$	60
Gambar 3. 21 free body diagram Motor Car 1 kondisi kecepatan steady.....	62
Gambar 3. 22 Mesh Convergent Test pada Windows Mechanical Ansys	65
Gambar 4. 1 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus I.....	76
Gambar 4. 2 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus II	78
Gambar 4. 3 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus III	80
Gambar 4. 4 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus IV	82
Gambar 4. 5 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus V	84
Gambar 4. 6 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VI.....	87

Gambar 4. 7 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VII	89
Gambar 4. 8 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VIII	91
Gambar 4. 9 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus IX.....	93
Gambar 4. 10 Kontur tegangan von mises pada penelitian Xie et al.....	96
Gambar 4. 11 Diagram modified goodman penelitian ini	97
Gambar 4. 12 Kontur tegangan von mises pada penelitian Darren.....	98
Gambar 4. 13 Kontur tegangan prinsipal maksimal pada penelitian Darren	99

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

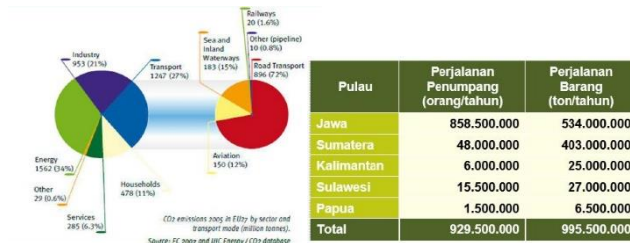
Tabel 2. 1 Material Gerbong Properties.....	14
Tabel 2. 2 Variasi kondisi beban	16
Tabel 2. 3 Hasil evaluasi <i>fatigue strength</i>	16
Tabel 2. 4 Pembenan Vertikal	31
Tabel 2. 5 Pembebanan Tarik	32
Tabel 2. 6 Pembebanan Kompresi	32
Tabel 3. 1 Material Properties Aluminium 6005A-T6	37
Tabel 3. 2 Material Properties AISI 301LN	38
Tabel 3. 3 Material Properties <i>Welded</i> AISI 301LN	38
Tabel 3. 4 Kondisi variasi pembebanan.....	51
Tabel 3. 5 Pembebanan komponen pada gerbong lokomotif	51
Tabel 3. 6 Pembebanan penumpang	53
Tabel 3. 7 Data berat Motor car dan Trailer car pada medium speed train	54
Tabel 3. 8 Nilai Gaya normal masing – masing tipe Trailer Car	56
Tabel 3. 9 Nilai gaya gesek masing – masing tipe Trailer Car...	56
Tabel 3. 10 Nilai beban tarik masing – masing tipe Trailer Car.	59
Tabel 3. 11 Nilai beban kompresi masing – masing tipe Trailer Car	61
Tabel 3. 12 Nilai beban tarik masing – masing kondisi.....	63
Tabel 3. 13 Nilai perhitungan aktual pembebanan kompresi dan pembebanan tarik	63
Tabel 3. 14 Hasil Mesh Convergent Test	64
Tabel 4. 1 Hasil simulasi	67
Tabel 4. 2 Tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata setiap kasus	70
Tabel 4. 3 Hasil perhitungan <i>fatigue strength</i> setiap kasus.....	71
Tabel 4. 4 Hasil perhitungan faktor pengamanan setiap kasus...	71
Tabel 4. 5 Hasil perhitungan umur kelelahan setiap kasus.....	71

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kereta api merupakan salah satu transportasi darat yang dapat mengangkut massa paling banyak dan memberikan kontribusi yang berdampak pada bidang perekonomian pada daerah – daerah yang dilalui jalur kereta api.



Gambar 1. 1 Data emisi gas buang CO2 dan Data Prakiraan Tahun 2030 penggunaan Kereta Api (Kementerian Perhubungan Direktorat Jenderal Perkeretaapian dan BPPT. 2018)

Menurut data bersumber dari EC 2007 dan UIC Energy/CO₂ mengatakan bahwa emisi CO₂ pada tahun 2005 di EU27 sebagian besar berdampak dari Sektor Transportasi sedangkan Sektor Transportasi kereta api berdampak emisi gas buang CO₂ yang sangat rendah apabila dibandingkan dengan Sektor Transportasi laut, udara, dan darat lainnya. PT. INKA melakukan berbagai pengembangan di bidang perkeretaapian dengan tujuan untuk memenuhi permintaan pasar yang sebagian besar permintaan dari pulau jawa dan melakukan modernisasi teknologi kereta api. Salah satu kebutuhan pasar pada bidang perkeretaapian merupakan permintaan Rute perjalanan Jakarta – Surabaya.

Tahun	JKT-CRB (PP)	JKT-SBY (PP)	JKT-SMG (PP)	CRB-SBY (PP)	CRB-SMG (PP)	SMG-SBY (PP)
2014	786,218	1,071,851	534,588			
2015	827,573	1,128,231	562,707	51,294	38,832	252,713
2016	871,104	1,187,575	592,306	61,773	53,039	382,844
2017	916,924	1,250,042	623,461	65,022	55,829	402,982

Gambar 1. 2 Kebutuhan KA Eksekutif Tahun 2017
(Kementerian Perhubungan Dirjen Perkeretaapian dan BPPT. 2018)

Teradapat kenaikan pengguna KA Eksekutif pada Tahun 2014 - 2015 sebesar 56.380 pengguna, Tahun 2015 – 2016 sebesar 59.344 pengguna, dan Tahun 2016 – 2017 sebesar 62.467 pengguna untuk rute Jakarta-Surabaya perjalanan Pulang-Pergi.

Untuk menjawab permintaan pasar dan modernisasi teknologi perkeretaapian, PT. INKA merencanakan pengomptimalan dan penambahan armada kereta api dengan mengusung konsep *Medium Speed Train* untuk Rute Jakarta-Surabaya. Pada keadaan sekarang, kereta Jakarta-Surabaya ditempuh dalam waktu 9 jam. Dengan menggunakan *Medium Speed Train*, waktu yang akan ditempuh menjadi 5,5 jam dengan kecepatan maksimum 160km/jam dengan *Track* 1067 mm atau *Narrow Gauge*. (Kementerian Perhubungan Dirjen Perkeretaapian dan BPPT. 2018)



Gambar 1. 3 Grafik Hambatan Terhadap Kecepatan kereta
(Coals to Newcastle. 2017)

Terlihat pada grafik 1.3 grafik hambatan terhadap kecepatan kereta bahwa kereta lokomotif yang diusung konsep oleh PT. INKA yaitu Gerbong Medium Speed Train memiliki kecepatan maksimal 160km/jam atau 100 miles per hour pada lintasan lurus mempunyai hambatan yang sangat besar yaitu mendekati angka 5000 lbf. Hal ini menjadi latar belakang penelitian ini yang mempertimbangkan hambatan udara yang terjadi.

PT. INKA mempunyai cita – cita untuk mengembangkan teknologi perkeretaapian Indonesia buatan dalam negeri. Jenis Kereta api yang dikembangkan PT. INKA saat ini untuk *Medium Speed Train* adalah Kereta Lokomotif *Push-Pull* dan Kereta *Diesel Multiple Unit* (DMU). Kereta yang menjadi fokus PT. INKA ialah Kereta Lokomotif *Push-Pull*. Karena Perancangan Kereta Lokomotif *Push-Pull Medium Speed* mempunyai kecepatan maksimal 160 km/jam maka dibutuhkan analisis secara statis dan dinamis pada bagian Gerbong kereta yang memperhitungkan gaya hambat yang disebabkan oleh pengaruh Aerodinamis kereta. Pengaruh Aerodinamis yang berubah – ubah yang sebanding dengan kecepatan kereta saat beroperasi mengikuti kondisi rel kereta meyebabkan gaya hambat dari kereta juga akan berubah –

ubah sehingga menjadi beban berulang atau siklik terhadap Gerbong kereta. Analisis dinamis yang dilakukan salah satunya Analisis *Fatigue* yang akan saya lakukan. Analisis keamanan *Fatigue* dilakukan berdasarkan beban siklik yang ditimbulkan oleh pengaruh Aerodinamis kereta yang dapat menyebabkan kegagalan struktur terhadap kelelahan.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah untuk penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a) Bagaimana *Fatigue strength* terhadap pembebanan bervariasi yang dilakukan pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga?
- b) Bagaimana hasil *Fatigue Safety factor* dari analisis struktur pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga?
- c) Bagaimana hasil umur kelelahan dalam siklus dari analisis struktur pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga?

1.3 Ruang Lingkup

Adapun ruang lingkup pada penelitian ini adalah sebagai berikut,

1.3.1 Variabel yang diteliti

- a) Analisis *Fatigue* pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* menggunakan metode elemen hingga (MEH).
- b) Jenis kereta yang disimulasikan adalah Kereta *Push-Pull Medium Speed*.
- c) Model yang diteliti dan disimulasikan adalah Gerbong Lokomotif.

1.3.2 Variabel yang diabaikan

- a) Sabungan las pada setiap *Joint* dianggap sempurna sehingga bentuk rangka menjadi satu kesatuan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang akan dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a) Mengetahui *Fatigue strength* terhadap pembebanan bervariasi yang dilakukan pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga.
- b) Mengetahui hasil *Fatigue Safety factor* dari analisis struktur pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga.
- c) Mengetahui hasil umur kelelahan dalam siklus dari analisis struktur pada Gerbong Lokomotif *Medium Speed Train* dengan menggunakan metode elemen hingga.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagi pemerintah khususnya PT. INKA, memberikan kontribusi dalam pengembangan pada konsep Kereta *Medium Speed* yang dapat digunakan sebagai referensi dalam menganalisis *Fatigue* menggunakan software simulasi metode elemen hingga.
2. Bagi Mahasiswa khususnya Mahasiswa Teknik Mesin FTIRS-ITS, hasil penelitian dapat menjadi rujukan mahasiswa untuk mengembangkan teknologi perkeretaapian dalam analisis *Fatigue*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

DASAR TEORI DAN KAJIAN PUSTAKA

2.1 Perkembangan Kereta PT.INKA (Persero)

PT. INKA (Persero) adalah perusahaan produsen kereta api terintegrasi pertama di Asia Tenggara yang didirikan pada tanggal 18 Mei 1981. PT. INKA (Persero) mendirikan dua anak perusahaan yaitu PT. INKA Multi Solusi yang bergerak menyediakan jasa “*Total Solution Provider*” di bidang konstruksi dan perdagangan komponen/suku cadang perkeretaapian dan produk transportasi darat, dan PT. Rekaindo Global Jasa yang bergerak bidang jasa konsultan *Engineering, Design, dan Maintenance* perkeretaapian. Kereta api hasil produksi dari PT. INKA selain beroperasi di Indonesia juga telah tersebar di berbagai negara seperti Bangladesh, Filipina, Malaysia, Thailand, Singapura, dan Australia. Produk Lokomotif yang diproduksi oleh PT. INKA adalah sebagai berikut :

a) Lokomotif Diesel Hidraulik



Gambar 2. 1 Lokomotif Diesel Hidraulik
(*Website PT.INKA*)

Lokomotif Diesel Hidraulik bertenaga 1700 kilowatt mempunyai kecepatan maksimum 120 km/jam yang beroperasi pada rel berjenis *Narrow gage* atau *track* 1067 mm. Lokomotif ini mempunyai berat maksimum 84 Ton dengan berat kosong 33 Ton.

b) Lokomotif Diesel Elektrik



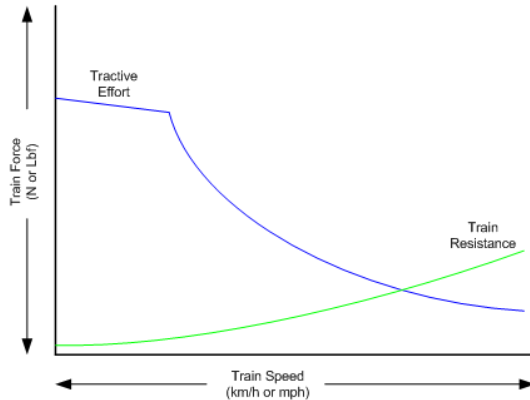
Gambar 2. 2 Lokomotif Diesel Elektrik
(Website PT.INKA)

Lokomotif Diesel Elektrik ditenagai oleh motor traksi berdaya 2150 HP bertipe SGE761A19 (6 buah) mempunyai kecepatan maksimum 120 km/jam yang beroperasi pada rel berjenis *Narrow gage*. Kereta ini dipesan oleh Filipina.

2.2 Hambatan Kereta

Diesel saat beroperasi memiliki ketergantungan pada pembakaran bahan bakar minyak untuk menggerakkan mesin diesel, yang umumnya digunakan untuk menggerakkan generator, motor traksi dan akhirnya *gearbox*. Kekuatan pendorong kereta adalah gaya Tarik atau *Tractive Effort* yang diproduksi oleh lokomotif, sedangkan gaya penahan atau *Train Resistance* adalah hambatan yang diberikan oleh kereta. Kereta akan bergerak maju apabila *Tractive Effort* lebih besar dari *Train Resistance*, setelah

Train Resistance melebihi *Tractive Effort*, maka kereta akan mulai melambat, dan berhenti.



Gambar 2. 3 Grafik Gaya Tarik kereta terhadap kecepatan kereta (<https://www.coalstonewcastle.com.au/physics/resistance/>)

Dilihat pada gambar 2.3 terdapat titik dimana dua kurva bersilangan akan menjadi "*Balanced Speed*", yaitu kecepatan maksimum yang dapat dicapai kereta di bawah kondisi operasi yang dijelaskan oleh dua kurva. (G. R Henderson. 1904)

Hambatan yang paling diperhitungkan pada umumnya yaitu *Rolling and Air resistance* (R_r), *Gradient resistance* (R_g) dan *Curvature resistance* (R_c), sehingga hambatan total dalam kereta api atau *Total Train Resistance* (R_t) adalah sebagai berikut :

$$R_t = R_r + R_g + R_c$$

(J. M. Valentino. 2015)

2.2.1 Rolling Resistance

Menurut pada penelitian W.J. Davis pada tahun 1926 mengatakan pada lintasan lurus dan rata, hambatan yang berlawanan arah dari gerak kereta dibagi menjadi tiga komponen berdasarkan hubungan dengan kecepatan adalah sebagai berikut :

- a) Komponen (A), hambatan yang dapat dipertimbangkan variabel konstan adalah kecepatan dan variabel berubah adalah berat per *axle*. Elemen hambatan ini terdiri dari *Journal Friction*, *Rolling Resistance* dan *Track Resistance* yang dapat dirumuskan sebagai $R_1 = f(w)$ dimana R_1 adalah *Journal Resistance* dalam *lb.* per ton dan w adalah berat per *axle*.
- b) Komponen (B), hambatan yang sebanding dengan tenaga yang dibutuhkan sesaat kereta akan bergerak dan gesekan *Wheel Flange* yang dapat dirumuskan sebagai $R_2 = bV$ dimana R_2 adalah Hambatan *Flange* dalam *lb.* per ton, dan V adalah kecepatan kereta dalam mph.
- c) Komponen (C), hambatan yang sebanding dengan fungsi kuadrat kecepatan. Hambatan ini terdiri efek luas penampang efektif kereta yang bervariasi disebabkan oleh tekanan udara. Hambatan ini disebut Hambatan udara yang dapat dirumuskan sebagai $R_3 = \frac{C A V^2}{w n}$ dimana R_3 adalah hambatan udara dalam *lb.* per ton, A adalah luas penampang efektif lokomotif, w adalah berat per *axle*, dan n adalah jumlah *axle* pada lokomotif.

Total hambatan lokomotif dalam *lb.* per ton merupakan jumlah dari ketiga komponen di atas maka akan menjadi persamaan Davis sebagai berikut,

$$R = f(w) + bV + \frac{C A V^2}{w n}$$

Dengan Nilai *Journal Resistance* sama dengan $1,3 + \frac{29}{w}$ untuk Lokomotif. Karena *wheel train* sangat jarang berukuran 8 ft maka koefisien untuk *Flange Resistance* sama dengan 0,03. (W. J. Davis. 1926)

Untuk Nilai *Air Resistance* atau Komponen C didefinisikan sama dengan *Aerodynamics Drag* yang dirumuskan sebagai berikut :

$$Cv^2 = F_D = \frac{1}{2} \rho A_f (C_p + C_s l) v^2$$

Dimana :

A_f adalah Luas Area Frontal yang terkena efek *aerodynamics*.

C_p adalah koefisien drag Total Rata – rata tekanan pada bagian depan kereta.

C_s adalah koefisien drag Total Rata – rata tekanan pada sepanjang kereta.

l adalah panjang kereta.

(G. Boschetti, A. Mariscotti. 2012)

Pada tahun 1970 Persamaan Davis mengalami modifikasi seiring perkembangan teknologi perkeretaapian pada *Freight Car* dengan pertimbangan bertambahnya dimensi kereta, berat beban kereta, kecepatan operasi kereta, dan berubahnya struktur rel kereta maka persamaan asli Davis mengalami modifikasi sebagai berikut :

$$R = 0,6 + \frac{20}{w} + 0,01v + \frac{Kv^2}{wn}$$

Dimana :

w adalah berat per *axle*

n adalah jumlah *axle*

K adalah koefisien total, untuk :

0,076 untuk *conventional equipment*

0,16 untuk *piggyback*

0,0935 untuk *containers*.

Pada tahun 1992 Persamaan hambatan kereta dipertahankan sebagai acuan namun tahun ke tahun nilai koefisien – koefisien dikembangkan untuk mempresentasikan kereta dengan kecepatan tinggi, peralatan modem yang lebih berkembang, dan berkembang rel dan gerbong jaman sekarang. Persamaan hambatan kereta versi *Canadian National* mengembangkan koefisien yang sebagian besar dikembangkan melalui *dynamometer car test* sehingga mendapatkan hasil persamaan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$Rr = 1,5 + \frac{18N}{w} + 0,03 + \frac{C A v^2}{10000w}$$

Dimana C adalah *Canadian National Streamlining Coefficient*.
(Coals to Newcastle.2017)

2.2.2 Curve Resistance

Curve Resistance atau hambatan yang terjadi saat kereta berbelok pada lengkungan rel karena gesekan *wheel* dengan rel. Hambatan pada lengkungan rel dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Rc = wK \times G$$

Dimana :

G adalah berat lokomotif ditambah berat rangkaian kereta

wK adalah hambatan tikungan spesifik, yang didapat dari :

$$wK = \frac{400}{R - 20}$$

(J. M. Valentino. 2015)

2.2.3 Gradient Resistance

Gradient resistance adalah hambatan yang terjadi ketika kereta melalui medan jalur rel yang menanjak, sehingga *Tractive Effort* atau gaya Tarik dari kereta menjadi lebih berat karena harus melawan gaya berat kereta karena dikenai gaya gravitasi. Persamaan hambatan *Gradient* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Rg = m g i$$

Dimana :

m adalah massa kereta

g adalah percepatan gravitasi bumi

i adalah *Track Grade (slope)*, i didapat dari :

$$i = 100 \tan \theta = 100 \frac{S_y}{S_x}$$

Dimana :

θ adalah derajat kemiringan

S_y adalah jarak kenaikan

s_m adalah jarak horizontal.

(G. Boschetti, A. Mariscotti. 2012)

2.3 Penelitian Terdahulu

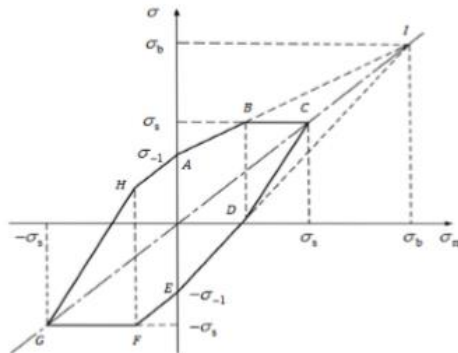
Penelitian terdahulu yang menggunakan terkait dengan analisis kekuatan *fatigue* pada Gerbong kereta menggunakan metode elemen hingga dilakukan oleh Xie et al (2015). Dalam penelitiannya yang berjudul “*Fatigue strength Research on Aluminum Alloy car body for Railway Vehicle Based on Finite Element Analysis Method*”. Xie et al melakukan penelitian berupa Analisis *fatigue strength* pada *Trailer* gerbong dengan acuan standar *EN12663* dengan menggunakan basis kurva koreksi Goodman dengan menghitung dari tegangan rata – rata dan tegangan amplitudo. Beberapa literatur *fatigue* struktur yang menjadi acuan Xie et al mengatakan bahwa arah dari *fatigue crack* pada struktur memiliki arah tegak lurus terhadap arah tegangan prinsipal maksimum sehingga Xie et al menentukan metode untuk menghitung tegangan prinsipal dari struktur dan arahnya untuk setiap kondisi beban berbeda, arah dari maksimum tegangan prinsipal, σ_{max} , pada semua kondisi beban dinyatakan sebagai dasar arah dari tegangan, lalu memproyeksikan tegangan prinsipal untuk beban dengan kondisi lainnya pada arah maksimum tegangan prinsipal. Minimum tegangan prinsipal, σ_{min} , merupakan proyeksi tegangan prinsipal struktur dengan nilai yang paling kecil.

Material gerbong yang digunakan adalah aluminium paduan A7N01. Menurut penelitian Xie et al, aluminium paduan A7N01 ideal untuk kekuatan struktur dengan las dan memiliki *weldability* dengan *weld quality* sedang. Material aluminium A7N01 memiliki *properties* sebagai berikut,

Tabel 2. 1 Material Gerbong *Properties*

	<i>Ultimate Strength</i> , σ_b (MPa)	<i>Yield strength</i> (MPa), σ_s	<i>Fatigue limit</i> (MPa), σ_{-1}	<i>Elastic Modulus</i> (GPa), E	<i>Poisson's ratio</i>	<i>Density</i> (kg/m ³), ρ
Base metal	430	295	102	70	0.3	2700
Weld	247	128	90	70	0.3	2700

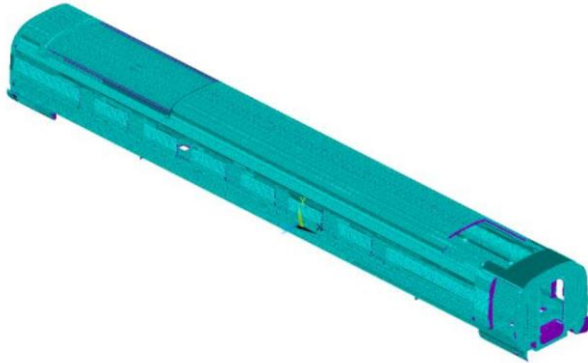
Pada analisis *fatigue strength* ini, Xie et al menggunakan Kurva Goodman *fatigue limit*. Kunci untuk menggambar kurva ini adalah mendapatkan *ultimate strength*, *yield strength*, dan *fatigue limit* suatu material dengan kondisi simetri sehingga terbentuk kurva Goodman *fatigue limit* sebagai berikut,



Gambar 2. 4 Kurva Goodman *Fatigue limit*

Menurut Xie et al, gerbong menggunakan profil ekstrusi aluminium dengan ukuran ketebalan yang jauh lebih kecil jika dibandingkan dengan parameter dimensi lain dari profil ekstrusi. Oleh karena itu, perubahan tegangan pada ketebalan dapat diabaikan. Gerbong harus dapat menahan gaya geser longitudinal dan transversal, gaya *bending* vertikal, gaya Tarik dan kompresi

disebabkan oleh gaya kompleks yang terjadi pada gerbong sehingga gerbong dimodelkan sebagai *shell element*.



Gambar 2. 5 Model Gerbong

Model gerbong dari Xie et al memiliki 310.452 elemen dan 232.042 nodal. Peralatan yang menempel pada gerbong seperti *Air Conditioner*, *Transformer* dan pendingin trafo, *auxiliary converter*, dan *equipment box* (Unit *brake controlling* dan *Power Supply*) dinyatakan sebagai sambungan satu kesatuan atau *rigid*. Massa Penumpang dan kursi dinyatakan uniform terhadap lantai gerbong.

Pada penelitian Xie et al, beban yang didefinisikan memiliki 2 kategori yaitu beban statik dan beban dinamik. Beban ini dijelaskan sebagai berikut,

Beban Statik

Beban statik yang bekerja pada gerbong terbagi menjadi 3 komponen yaitu,

- a. Beban vertikal, beban ini merupakan beban berat gerbong , F_z , dan beban maksimal operasi, F_{zmax} .
- b. Beban longitudinal, beban ini merupakan beban Tarik, $F_{ls} = 1000kN$ dan beban kompresi, $F_{ys} = 15000kN$.
- c. Beban kedap udara, beban ini merupakan beban perbedaan tekanan di dalam dan lur gerbong pada saat operasi, $P = 4000 Pa$.

Beban Dinamik

Beban dinamik yang bekerja pada gerbong saat kereta beroperasi tarik dan mengerem adalah beban dinamik longitudinal, vertikal, dan lateral pada rel. Sedangkan, beban bending irregular adalah beban dinamik vertikal dan transversal. Menurut standar *EN12663*, beban Dinamik, F_{xd} , beban dinamik transverse, F_{yd} , dan beban dinamik vertikal, F_{zd} , dapat dirumuskan sebagai berikut,

$$F_{xd} = F_{yd} = F_{zd} = 0.15m_1g .$$

Pada penelitian Xie et al, kondisi beban dan variasi yang digunakan sebagai berikut,

Tabel 2. 2 Variasi kondisi beban

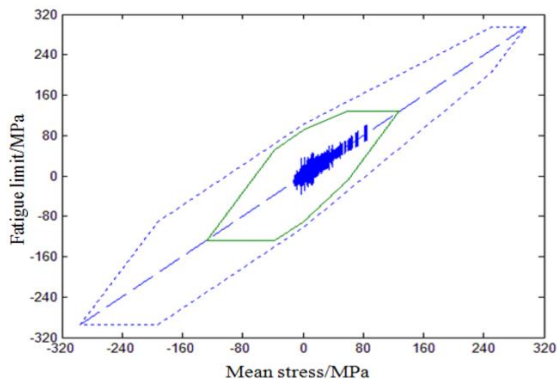
Kon disi	Beban			Kon disi	Beban		
	Longitudinal	Transverse	Vertikal		Longitudinal	Transverse	Vertikal
1	0	0	F_z	6	F_{xd}	F_{yd}	$F_z - F_{zd}$
2	F_{xd}	F_{yd}	$F_z + F_{zd}$	7	F_{xd}	$-F_{yd}$	$F_z - F_{zd}$
3	F_{xd}	$-F_{yd}$	$F_z + F_{zd}$	8	F_{xd}	F_{yd}	$F_z - F_{zd}$
4	$-F_{xd}$	F_{yd}	$F_z + F_{zd}$	9	$-F_{xd}$	F_{yd}	$F_z - F_{zd}$
5	$-F_{xd}$	$-F_{yd}$	$F_z + F_{zd}$	10	P		F_z

Dari hasil simulasi penelitian Xie et al didapat nilai maksimal dan nilai minimal tegangan prinsipal daerah kritis dari gerbong lalu dihitung untuk mendapatkan tegangan rata – rata dan tegangan amplitudo sebagai berikut,

Tabel 2. 3 Hasil evaluasi *fatigue strength*

Nodes number	principal stress (MPa)		Mean stress (MPa)	Stress amplitude (MPa)	Load condition of maximum principal stress	Load condition of minimum principal stress	Safety factor		Node position in model		
	max	min					Non-weld zone	Weld zone	x (mm)	y (mm)	z (mm)
77061	35.4	-39.2	-1.92	37.3	10	5	2.73	2.41	11941	1266	-555
67394	45	-20	12.5	32.5	10	4	3.05	2.63	-4810	3550	-897
3974	35.9	-24.1	5.93	30	10	5	3.35	2.93	5740	1180	-1400
86470	34.4	-16.7	8.86	25.5	10	6	3.92	3.4	10600	3510	-1310
67279	19.9	-21.4	-0.72	20.7	4	10	4.93	4.35	-4810	3500	-1120
45712	101	68.5	84.6	16.1	5	6	5.13	2.7	-3150	1020	-1440
6432	24.2	-15.3	4.46	19.7	4	7	5.13	4.49	815	1100	-1400
37764	10.8	-28.2	-8.7	19.5	8	10	5.23	4.62	9810	1180	-422
6887	18.6	-16.9	0.84	17.7	4	2	5.75	5.07	5670	1100	-1400
45713	87	59.1	73	14	5	6	6.09	3.93	-3090	1020	-1440

Dari hasil di tabel 2.3, setiap tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata diplotkan pada kurva Goodman *fatigue limit*, sehingga terbentuk kurva berikut,



Gambar 2. 6 Kurva Goodman *fatigue limit* gerbong

Terlihat pada hasil gambar 2.6 menunjukkan bahwa garis putus – putus merupakan zona basis material, dan garis *solid* menunjukkan zona basis material keadaan las.

Xie et al menarik kesimpulan bahwa penelitian yang dilakukan menunjukkan nilai *safety factor* terendah yaitu 2.41 terletak pada nodal 77.061 dan gerbong memenuhi kriteria *infinite design* dan aman terhadap *fatigue limit* material A7N01 karena nilai *safety factor* lebih besar dari pada 1 dan berbagai kondisi beban yang diberikan masih di dalam daerah zona basis material keadaan las.

2.4 Metode Elemen Hingga

Secara umum, analisis beban struktur dapat menggunakan dua pendekatan yang dilakukan dalam keadaan seimbang. Pertama, yaitu metode gaya atau fleksibilitas dengan gaya internal dan yang kedua adalah metode perpindahan atau kekakuan dengan perpindahan nodal. Pada beberapa struktur, metode konvensional

tidak mampu menentukan distribusi deformasi sehingga Metode Elemen Hingga (MEH) perlu diterapkan.

Metode Elemen Hingga adalah metode numerik untuk menyelesaikan masalah engineering dan matematika fisik. Metode ini menerapkan permodelan struktur dengan elemen kecil saling berhubungan yang disebut elemen hingga, di mana fungsi perpindahan yang digunakan berkaitan dengan setiap elemen tersebut. Seluruh elemen saling berhubungan secara langsung maupun tidak langsung dengan elemen lainnya, contohnya hubungan permukaan dan nodal. Kemudian, dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. (Logan, 2002)

2.4.1 Stiffness Matriks

Saat memodelkan suatu elemen, dibutuhkan matriks kekakuan untuk menghubungkan beban berupa gaya yang diberikan dengan perpindahan berupa translasi pada nodal elemen tersebut. Hubungan tersebut ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut:

$$[F]=[K][d]$$

Keterangan:

[F] : Matriks kolom gaya dan momen pada nodal elemen

[K] : Matriks kekakuan elemen

[d] : Matriks kolom berisi perpindahan translasi pada nodal elemen

Persamaan kesetimbangan gaya (untuk satu dimensi) dapat dirumuskan menjadi persamaan berikut:

$$F_{1x} = k(d_{1x} - d_{2x})$$

$$F_{2x} = k(d_{2x} - d_{1x})$$

Dalam bentuk matriks, kedua persamaan di atas ditulis menjadi:

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{2x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_{1x} \\ d_{2x} \end{bmatrix}$$

2.4.2 Prosedur software berbasis metode elemen hingga

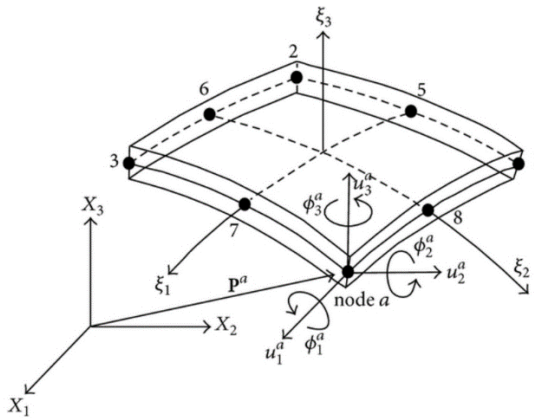
Secara umum, permasalahan berbasis MEH dapat diselesaikan menggunakan software dengan langkah-langkah sebagai berikut :

- a) Pembuatan geometri awal struktur yang akan dianalisis.
- b) Penentuan jenis material yang akan digunakan. Hal ini meliputi massa jenis, modulus elastis, *poisson's ratio*, dll dari material tersebut.
- c) Penentuan jumlah elemen yang akan diberikan pada model geometri tersebut.
- d) Pembuatan elemen pada model geometri tersebut (*Mesh generation*).
- e) Pemberian kondisi batas (*Boundary condition*). Hal ini meliputi pemberian jenis tumpuan sesuai dengan kondisi nyata seperti *fixed support*, *clamp*, dll.
- f) Pemberian kondisi pembebanan (*Loading condition*). Hal ini meliputi jenis dan lokasi pembebanan sesuai dengan kondisi nyata seperti beban gaya, tekanan, momen, dll.
- g) Analisis hasil. Langkah ini merupakan langkah terakhir dalam proses analisis MEH.
- h) Menginterpretasikan hasil yang didapat.

(Logan, 2002)

2.5 Shell Element

Shell Element merupakan elemen khusus yang digunakan pada desain model struktur yang relatif tipis.



Gambar 2. 7 Elemen *Shell*

https://www.researchgate.net/publication/258391289_An_8-Node_Shell_Element_for_Nonlinear_Analysis_of_Shells_Using_the_Refined_Combination_of_Membrane_and_Shear_Interpolation_Functions/figures?lo=1

Elemen *shell* 8 node terdiri atas delapan *node* pada ujung-ujungnya, seperti yang terlihat pada gambar 2.7 dan setiap *node* memiliki 6 derajat kebebasan *unconstrained* sehingga setiap elemen memiliki 48 derajat kebebasan *unconstrained*. (W.Y. Jung, S.C. Han. 2005)

2.6 Analisis Kelelahan (*Fatigue Analysis*)

Kegagalan *fatigue* merupakan kegagalan suatu material yang disebabkan oleh pembebanan secara berulang / bebab siklik. Hal ini dapat terjadi pada gerbong kereta karena getaran yang ditimbulkan kereta merupakan bentuk pembebanan berulang.

2.6.1 Konsep Tegangan

Tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dibagi oleh luas di tempat gaya tersebut

bekerja. Komponen tegangan pada sudut yang tegak lurus pada bidang di tempat bekerjanya gaya tersebut disebut tegangan langsung, yang merupakan tegangan tarik atau *tensile* (positif), atau tegangan tekan atau *compressive* (negatif). Satuan tegangan tersebut adalah N/mm² atau Megapascal (Mpa). Tegangan terjadi disaat adanya gaya yang bekerja tegak lurus dengan suatu luasan benda. Apabila gaya tersebut diukur dalam satuan N dan luasan dalam m².

Tegangan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Dimana :

σ adalah Tegangan.

F adalah Gaya Tarik.

A adalah Luas Penampang.

(R. C. Hibbeler. 2011)

2.6.2 Konsep Regangan

Regangan dinyatakan sebagai penambahan panjang per satuan panjang. Regangan digunakan untuk mengetahui deformasi yang terjadi pada suatu benda. Di bawah ini merupakan rumus dari regangan Regangan diperoleh dari perpanjangan (δ) dibagi dengan panjang awal (L) atau dirumuskan seperti berikut :

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l}$$

Dimana :

ε adalah Regangan.

δ adalah Perubahan panjang.

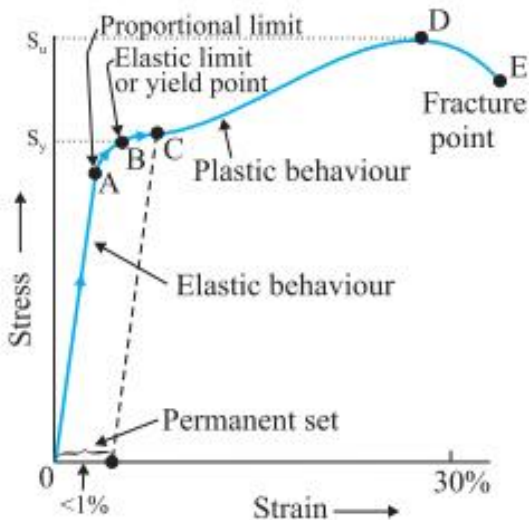
l adalah panjang mula – mula.

(R. C. Hibbeler. 2011)

2.6.3 Hubungan Tegangan dan Regangan

Besarnya tegangan tergantung pada sifat materialnya. Untuk mengetahui sifat masing-masing material biasanya dilakukan uji tarik terhadap spesimen material tersebut. Hasil uji tarik umumnya

menggambarkan hubungan antara besarnya tegangan tarik yang digunakan dengan regangan yang terjadi pada spesimen akibat tegangan tarik tersebut. Hubungan tersebut digambarkan pada suatu kurva yang disebut kurva tegangan-regangan.



Gambar 2. 8 Kurva Tegangan-Regangan

(<https://www.toppr.com/guides/physics/mechanical-properties-of-solids/hookes-law-and-stress-strain-curve/>)

Pada gambar 2.8 di atas dapat dilihat bahwa sampai pada titik Y, hubungan antara tegangan dan regangan adalah linear. Titik Y tersebut adalah batas proporsionalitas atau batas elastisitas. Hubungan yang menggambarkan antara tegangan dan regangan sampai pada titik elastisitas disebut Hukum Hooke, yang secara matematis diformulasikan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\sigma = E\varepsilon$$

Dimana :

σ adalah Tegangan.

E adalah Modulus elastisitas / Young.

ϵ adalah Regangan.

(R. C. Hibbeler. 2011)

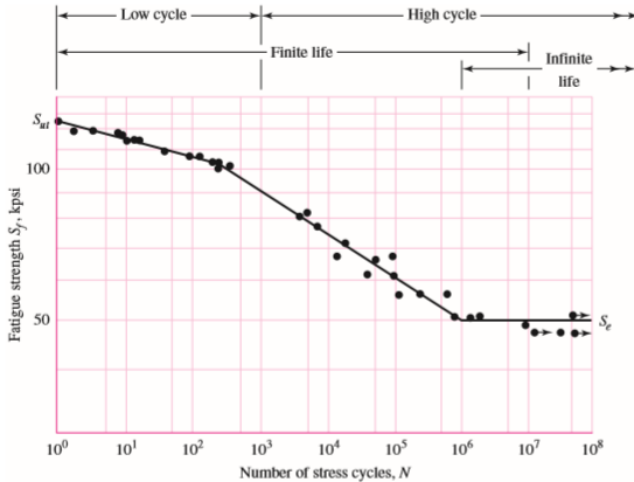
2.6.4. Metode *fatigue-life*

Metode *fatigue-life* memiliki 3 metode utama yang biasa digunakan dalam mendesain dan menganalisis yaitu metode *stress-life*, metode *strain-life*, dan metode *linear-elastic fracture mechanics*. Metode – metode tersebut digunakan untuk memprediksi umur dalam satuan *cycle* (N). Untuk umur $1 \leq N \leq 10^3$ dapat diklasifikasikan sebagai *low-cycle fatigue*, dan untuk umur $N > 10^3$ dapat diklasifikasikan sebagai *high-cycle fatigue*.

Stress-life method merupakan metode yang paling mudah untuk diimplementasikan terhadap aplikasi desain yang luas karena menjelaskan aplikasi *high-cycle fatigue* secara menyeluruh serta memiliki data pendukung yang cukup.

2.6.5 Metode *stress-life*

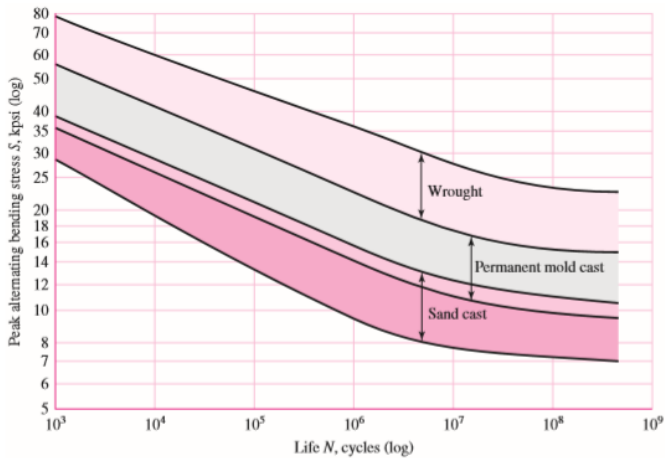
Metode *stress-life* digunakan menghitung untuk memprediksikan umur total dari sebuah benda kerja atau struktur. Metode ini sering disebut sebagai metode S-N *curve* atau metode *Nominal Stress*. S-N *curve* terbentuk dari pengujian *fatigue* secara eksperimen yang pada umumnya menggunakan mesin R. R. Moore *high-speed rotating-beam*. Mesin ini menguji spesimen dengan memberikan beban bending secara murni (tidak ada tegangan geser terjadi) dengan cara memutar spesimen yang diberikan tegangan tertentu, dan mencatat putaran yang dilakukan mesin sampai spesimen patah.



Gambar 2. 9 Diagram S-N yang diplot dari hasil pengujian *fatigue* untuk material UNS G41300 *steel*. (Shigley's. 2011)

Pengujian ini mendapat 1 titik dengan 1 pemberian beban tertentu diputar sampai patah sehingga membutuhkan beberapa titik sampai *S-N curve* dapat diplotkan. Hal ini menjadi alasan bahwa pengujian *fatigue* secara eksperimen menjadi sangat mahal dan lama untuk mengetahui *S-N curve* suatu material. *S-N curve* diplot menggunakan skala absis log-log karena memiliki nilai yang besar.

Sumbu vertikal pada diagram gambar 2.5 disebut sebagai *fatigue strength* (*S_f*) dan pada sumbu horizontal disebut sebagai jumlah cycle (*N*). Pada kurva terbentuk garis horizontal terhadap sepanjang jumlah cycle merupakan *endurance limit* (*S_e*) atau *fatigue limit*. *Fatigue limit* merupakan fenomena dimana material *ferrous* yang dikenai beban tertentu dan memiliki cycle sama dengan 10^6 mempunyai desain *infinite life*.



Gambar 2. 10 Diagram S-N curve untuk *aluminium alloy*. (Shigley's, 2011)

Material *non-ferrous* dan Alloy tidak memiliki *fatigue limit* dalam pengujian *fatigue* seperti gambar 2.10. material aluminium seperti yang digunakan gerbong kereta memiliki batas *cycle* yang digunakan, batas *cycle* ini merupakan kebutuhan saat mendesain. Pada umumnya, batas *cycle* aluminium adalah $N = 5 \times 10^8$.

2.6.6 Fatigue strength

Pada gambar 2.9 terlihat bahwa $N = 1$ sampai $N = 10^3$ merupakan daerah *low cycle fatigue* dan $N = 10^3$ sampai $N = 10^7$ (untuk material steel) merupakan daerah *high cycle fatigue*. Pada sub bab ini memiliki tujuan untuk mengembangkan metode pendekatan dari S-N diagram untuk daerah *high cycle*. Dengan mendefinisikan *fatigue strength* specimen pada jumlah siklus tertentu menjadi $(S'_f)_N = E \Delta \epsilon_e / 2$ maka,

$$(S'_f)_N = \sigma'_F (2N)^b$$

Pada siklus 10^3 ,

$$(S'_f)_{10^3} = \sigma'_F (2 \cdot 10^3)^b = f S_{ut}$$

$$f = \frac{\sigma'_F (2 \cdot 10^3)^b}{S_{ut}}$$

(Shigley's. 2011)

Sehingga untuk nilai tegangan sebenarnya menggunakan pendekatan SAE untuk baja $HB \leq 500$ maka,

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50 \text{ kpi atau } \sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa}$$

Didapat nilai tegangan sebenarnya sebagai berikut,

$$\sigma'_F = 1035 + 345 = 1380 \text{ MPa}$$

menentukan nilai dari b sebagai berikut,

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_F}{S'_e}\right)}{\log(2N_e)}$$

Dengan properties material *underframe* lokomotif yaitu $S_{ut} = 1035$ MPa dan $S'_e = 517.5$ MPa dengan $N_e = 10^6$ didapat,

$$b = -\frac{\log\left(\frac{1380}{517.5}\right)}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.0676$$

Sehingga,

$$f = \frac{1380(2 \cdot 10^3)^{-0.0676}}{1035} = 0.7976$$

Maka persamaan akhir sebagai berikut $(S'_f)_N = S'_f$ untuk *Stainless Steel* AISI 301LN,

$$(S'_f)_N = 1380(2N)^{-0.0676} = 1316.8292 N^{-0.0676}$$

Dari persamaan akhir di atas didapat sebuah persamaan utama yakni,

$$S_f = a N^b$$

Dimana,

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right)$$

Dengan $S_f = \sigma_{rev}$, σ_{rev} adalah tegangan bolak – balik sempurna (*completely reversed stress*) maka jumlah siklus mencapai kegagalan dapat dirumuskan sebagai,

$$N = \left(\frac{\sigma_{rev}}{a} \right)^{1/b}$$

Persamaan di atas hanya berlaku untuk tegangan bolak – balik sempurna (*completely reversed stress*).

(Shigley's. 2011)

2.6.7 Persamaan Miner's Rule

Persamaan miner's rule dapat dirumuskan sebagai,

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = c$$

Keterangan :

n_i : jumlah siklus pada tegangan tertentu, σ_i

N_i : jumlah siklus mencapai kegagalan pada tegangan tertentu, σ_i

c : parameter yang didapat dari eksperimen. Pada umumnya, $0.7 < c < 2.2$

Bentuk lain dari miner's rule dengan aturan kerusakan linear maka dari dirumuskan sebagai berikut,

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = D$$

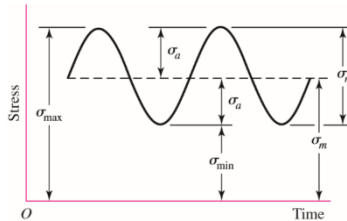
Dimana D adalah kerusakan akumulasi. Ketika $D = c = 1$ maka kegagalan total terjadi.

(Shigley's. 2011)

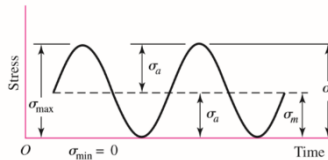
2.6.8 Beban Siklik

S-N *curve* diperoleh dari beban berulang dalam jumlah *cycle* tertentu. Beban berulang adalah level tegangan yang bergantian antara tarikan dan kompresi memiliki nilai tegangan

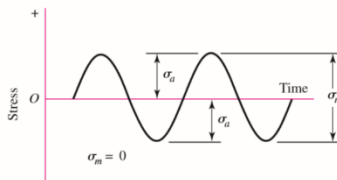
tertentu membentuk pola sinusoidal. Level tegangan ini yang berpengaruh terhadap kegagalan *fatigue* suatu material.



a



b



c

Gambar 2. 11 Diagram hubungan *Stress-time* a) *General Fluctuating stress*, b) *Repeated stress*, c) *Completely Reversed* (Shigley's. 2011)

Pada gambar 2.11 terdapat beberapa komponen tegangan yaitu sebagai berikut,

- a. σ_{min} = tegangan minimum
- b. σ_{max} = tegangan maksimum

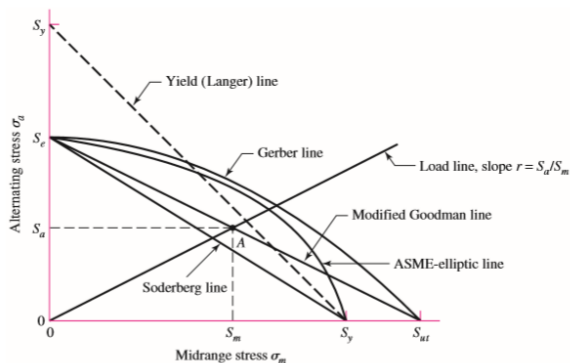
- c. $\sigma_m = \text{tegangan rata - rata} = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$
- d. $\sigma_f = \text{rentang tegangan} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$
- e. $\sigma_a = \text{tegangan amplitudo} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$
- f. $R = \text{Rasio tegangan} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
- g. $A = \text{Rasio amplitudo} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$

Sehingga hubungan rasio tegangan (R) dengan rasio amplitudo (A) dapat ditulis sebagai :

- a. Jika $R = -1$, maka $A = \infty$ (kondisi *fully reversed*)
- b. Jika $R = 0$, maka $A = 1$ (kondisi *zero to Maximum*)
- c. Jika $R = \infty$, maka $A = -1$ (kondisi *zero to Minimum*).

2.6.9 Kriteria kegagalan *fatigue*

Besar tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata yang bekerja menentukan aman tidaknya material terhadap kegagalan *fatigue*. Dengan melihat diagram tegangan *mean/fluctuating* sebagai berikut,



Gambar 2. 12 Diagram garis kriteria tegangan *mean-fluctuating* (Shigley's. 2011)

Kegagalan *fatigue* terjadi jika tegangan amplitudo bernilai lebih dari tegangan *endurance limit* suatu material dan tegangan

maksimal melebihi dari tegangan luluh. Beberapa kriteria kegagalan *fatigue* yang digunakan yaitu sebagai berikut,

a. Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1$$

b. Goodman

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}} = 1$$

c. Gerber

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}} \right)^2 = 1$$

d. ASME-Elliptic

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{Proof}} \right)^2 = 1$$

Dimana :

σ_a = Tegangan Amplitudo

σ_m = Tegangan rata – rata

σ_e = *Endurance limit*

σ_y = Tegangan luluh

σ_{UTS} = Tegangan Tarik Maksimal

σ_{Proof} = *Proof Strength*.

2.7 Standarisasi

2.7.1 Standar EN-12663-1:2010 (European Standard)

Standar ini bertujuan untuk menetapkan beban – beban yang harus dapat ditopang oleh gerbong, mengidentifikasi data – data yang digunakan untuk merancang gerbong, dan menyediakan beberapa prinsip yang digunakan untuk validasi desain dengan analisis dan tes. Standar ini berlaku untuk Lokomotif dan Kereta penumpang/Barang. Gerbong harus mampu menahan beban maksimum sesuai dengan persyaratan operasional tanpa deformasi permanen dan terjadi patahan. Dalam standar ini, semua parameter dinyatakan dalam Unit SI dengan menggunakan percepatan gravitasi sama dengan $-9,81 \text{ m/s}^2$.

Dalam standar EN 12663 dikatakan bahwa memiliki 3 kategori desain struktural yaitu Lokomotif (L), Kereta Penumpang (P), dan Kereta Barang (F). Kereta penumpang dibagi menjadi 5 kategori desain struktural yaitu :

- Kategori P-I, sebagai contoh kereta pada umumnya.
- Kategori P-II, sebagai contoh kereta dengan unit tetap.
- Kategori P-III, sebagai contoh kereta bawah tanah, kereta ringan, dan kereta cepat.
- Kategori P-IV, sebagai contoh kereta metro ringan, kereta listrik ringan.
- Kategori P-V, sebagai contoh kereta dengan satu set rel yang membentuk rute trem.

Pada penelitian ini, objek yang diteliti adalah Lokomotif sehingga desain structural terfokus pada kategori Lokomotif (L). Data pembantu untuk perhitungan beban pada gerbong yang ditarik kereta yaitu gerbong penumpang termasuk kategori P-I. Sehingga batasan dan pembebanan pada standarisasi ini mengacu pada Kereta Penumpang dengan Kategori P-I dan Lokomotif (L).

Tabel 2. 4 Pembebanan Vertikal

Load in newtons

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$1,3 \times g \times m_1$	$1,3 \times g \times (m_1 + m_4)$					$1,3 \times g \times (m_1 + m_3)^a$	
^a If the application produces a higher proof load (e.g. due to dynamic effects or loading conditions) then a higher value shall be applied and defined in the specification.							

Dalam analisis pembebanan diperlukan data beban – beban yang terjadi seperti pembebanan vertikal yang ditunjukkan tabel 2.2. Standar pembebanan vertical yang digunakan sesuai dengan data yang dibutuhkan untuk merancang Gerbong Lokomotif Kereta Kecepatan Sedang.

Tabel 2. 5 Pembebanan Tarik

Force in kilonewtons

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category L	Category P-I	Category P-II	Category P-III	Category P-IV	Category P-V	Category F-I	Category F-II
1 000 ^a	1 000 ^a	1 000	600 ^b	300 ^b	150 ^b	1 500 ^c	1 500 ^c
						1 000 ^d	1 000 ^d

^a A higher force (e.g. 1 500 kN) may be necessary for certain types of coupling.
^b These values can be adjusted but shall cover the maximum force which can be developed in normal operation or emergency recovery.
^c Tensile force of 1 500 kN applied to the draw gear stops "a", if this draw gear stop is used (see EN 12663-2).
^d Tensile force of 1 000 kN applied to the draw gear stops "b", if this draw gear stop is used and for other types for coupler attachment (see EN 12663-2).

Pembebanan Tarik yang digunakan pada kereta seperti yang disebutkan pada tabel 2.3. Data pembebanan yang digunakan adalah data sesuai kategori Lokomotif dan gerbong penumpang yaitu kategori L dan kategori P-I.

Tabel 2. 6 Pembebanan Kompresi

Force in kilonewtons

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category L	Category P-I	Category P-II	Category P-III	Category P-IV	Category P-V	Category F-I	Category F-II
2 000	2 000	1 500	800	400	200	2 000 ^a	1 200 ^a

^a Compressive force applied to the draw gear stops "c", if this draw gear stop is used (see EN 12663-2).
 When the compressive force is applied on side buffers, then half of the value shall be used for each buffer axis.

Pembebanan Kompresi yang digunakan pada kereta seperti yang disebutkan pada tabel 2.3. Data pembebanan yang digunakan adalah data sesuai kategori Lokomotif dan gerbong penumpang yaitu kategori L dan kategori P-I.

2.7.2 Standar PM 175 Tahun 2015

Rangka dasar harus memenuhi persyaratan dapat menahan beban, getaran, dan guncangan sebesar berat kereta, tahan terhadap korosi, dan kontruksi menyatu atau tidak menyatu dengan badan kereta. Badan kereta terdiri dari ruang penumpang, dan ruang masinis. Badan kereta harus mempunyai kekuatan serta kekakuan tinggi terhadap

pembebanan tanpa terjadi perubahan bentuk (deformasi) tetap. Dalam hal pembebanan terhadap badan kereta, harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

- a. Beban kompresi longitudinal yang merupakan beban statis yang dikenakan pada rangka dasar atau badan kereta, diperhitungkan bersama beban vertikal dan tanpa beban vertikal,
- b. Beban kompresi longitudinal dipersyaratkan sebagai berikut :
 1. Minimal 500kN untuk kereta kecepatan normal dengan penggerak sendiri dengan beban gandar besar (*Heavy Rail Transport*).
 2. Minimal 400kN untuk kereta api kecepatan normal dengan penggerak sendiri dengan beban gandar ringan (*Light Rail Transit*) yang berupa rangkaian dengan sejumlah kereta.
 3. Minimal 200 kN untuk kereta api kecepatan normal dengan penggerak sendiri dengan beban gandar ringan (*Light Rail Transit*) yang berupa kereta api dengan maksimal dua unit kereta.
- c. Beban vertikal badan kereta diperhitungkan berdasarkan formula sebagai berikut :

$$P_v = k (P_1 + P_2)$$

Dimana,

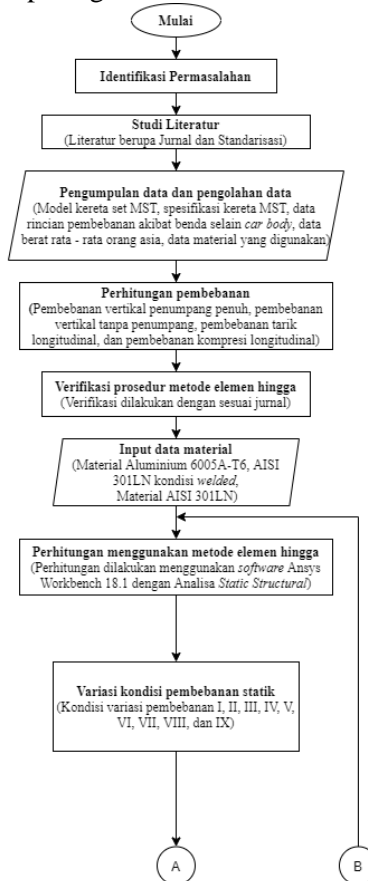
- P_v = beban vertical
 K = 1,3 (koefisien dinamis)
 P_1 = berat badan kereta siap operasi
 P_2 = jumlah penumpang x 57,7 kg

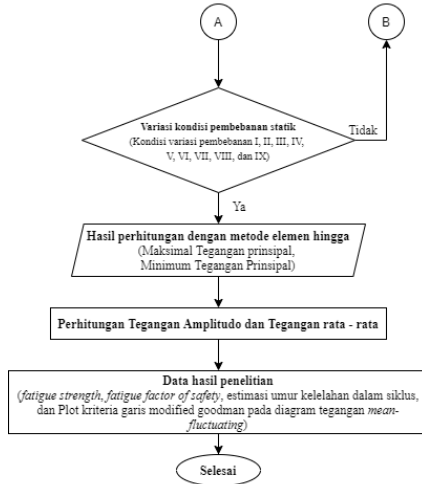
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alur Penelitian

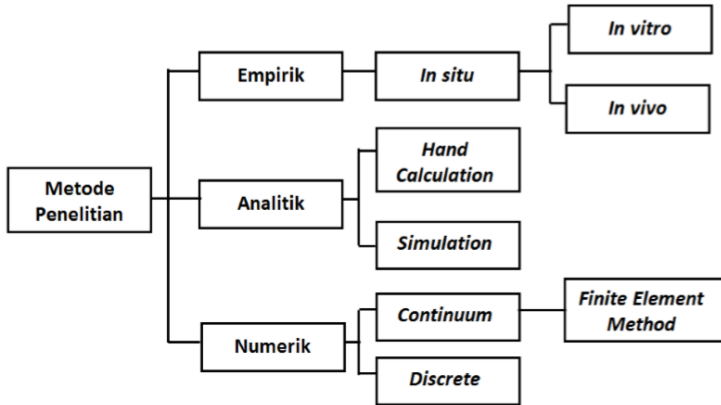
Metodologi penelitian adalah sebuah penyelesaian permasalahan secara sistematis yang dilakukan untuk menjawab permasalahan – permasalahan yang terjadi. Diagram alur penelitian ditunjukkan pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram Alur Penelitian

Dalam bidang keteknikan, terdapat tiga metode yang dapat digunakan dalam proses penelitian yang ditunjukkan pada gambar 3.2. Dari tiga metode penelitian tersebut, penulis memutuskan untuk menggunakan penelitian numerik berupa Metode Elemen Hingga (MEH). Penggunaan metode ini dikarenakan objek penelitian memiliki geometri yang kompleks sehingga analisis *Fatigue* tidak dapat dilakukan secara manual. Penulis menggunakan perhitungan numerik dengan metode elemen hingga menggunakan *software* Ansys Workbench 18.1.



Gambar 3. 2 Bagan Metodologi Penelitian
(Syah. 2017)

3.2 Material Model

Data yang digunakan pada Gerbong lokomotif *medium speed train* yang akan diteliti merupakan data yang merujuk pada data referensi yang digunakan oleh PT. INKA. Dalam proses perhitungan dengan metode elemen hingga, tahap pertama merupakan mendefinisikan material yang akan digunakan oleh model Gerbong lokomotif *medium speed train* tersebut. Material yang digunakan oleh Gerbong yang terdiri dari *underframe*, *roof*, *side wall*, dan *end wall* adalah material dengan Aluminium 6005A-T6, sedangkan pada *main support beam* adalah material AISI 301LN dan AISI 301LN keadaan las.

Tabel 3. 1 *Material Properties* Aluminium 6005A-T6

Properties	Value	Dimension
Density	2700	kg/m ³
Tensile <i>Yield strength</i>	230	MPa
Tensile Ultimate Strength	280	MPa
Young's Modulus	69	GPa
Poisson's Ration	0.33	-
<i>Fatigue strength</i>	88	MPa
Shear Modulus	26	GPa

Modulus of Resilience	370	kJ/m^3
-----------------------	-----	-----------------

Tabel 3. 2 *Material Properties AISI 301LN*

Properties	Value	Dimension
Density	7900	kg/m^3
Tensile <i>Yield strength</i>	760	MPa
Tensile Ultimate Strength	1035	MPa
Young's Modulus	193	GPa
Poisson's Ration	0.3	-
<i>Fatigue strength</i>	517.5	MPa

Tabel 3. 3 *Material Properties Welded AISI 301LN*

Properties	Value	Dimension
Density	7900	kg/m^3
Tensile <i>Yield strength</i>	648.63	MPa
Tensile Ultimate Strength	886.44	MPa
Young's Modulus	195.939	GPa
Poisson's Ration	0.3	-
<i>Fatigue strength</i>	443.22	MPa

Menurut *datasheet* material yang dilansir oleh Aalco Metal Ltd pada 2016, material Aluminium Alloy 6005A-T6 memiliki kekuatan sedang, dan daya tahan korosi yang sangat baik. *Properties* Aluminium 6005A berada diantara aluminium 6061 dan aluminium 6082, namun aluminium 6005A dalam proses pembuatan ekstrusi lebih mudah dari pada aluminium 6082. Menurut *datasheet* material yang dilansir oleh Atlas Steels pada 2008, material AISI 301LN memiliki kemampuan *weldability* dan pada umumnya untuk komponen struktur kereta api.

Pada tabel 3.3 menunjukkan nilai *yield strength* AISI 301LN dalam keadaan las sebesar 85.34% dari *yield strength* AISI 301LN, nilai UTS AISI 301LN dalam keadaan las sebesar 85.64% dari UTS AISI 301LN. Nilai perubahan pada sifat material keadaan las dari sifat material yang asli didapat dari hasil penelitian yang dilakukan A.Järvenpää et al pada tahun 2008 yang berjudul

“*Microstructure and mechanical properties of laser-welded high-strength AISI 301LN steel in reversion-treated and temper-rolled conditions.*” bahwa nilai *yield strength* AISI 301LN dalam keadaan las sebesar 85.34% dari *yield strength* AISI 301LN, dan nilai UTS AISI 301LN dalam keadaan las sebesar 85.64% dari UTS AISI 301LN (A.Järvenpää. 2008). Pada kereta, material *main support beam* harus lebih tangguh dibandingkan dengan semua material yang digunakan gerbong karena *main support beam* berfungsi untuk menyangga berat dan gaya yang terjadi saat operasi sepanjang gerbong.

3.3 Pembuatan Model

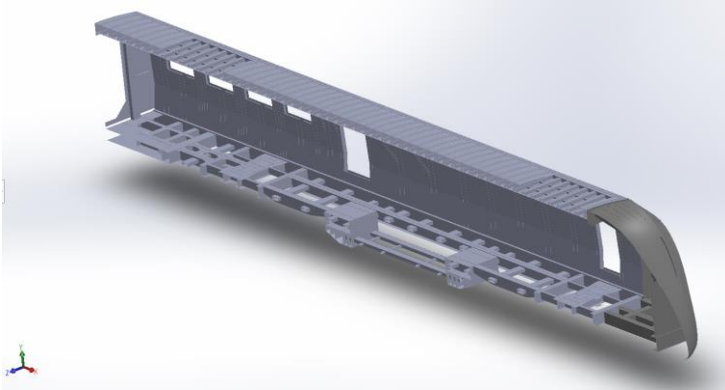
Pada penelitian ini, penulis membuat model gerbong lokomotif *medium speed train* menggunakan perangkat lunak Autodesk Inventor 2020 *Student Version* dan Fusion 360 *Student Version*. Perangkat lunak tersebut termasuk perangkat lunak CAD (*Computer Aided Design*) yang berfungsi untuk mendesain suatu gambar dua dimensi dan tiga dimensi. Model yang menjadi acuan merupakan model desain dari PT. INKA yang berupa tiga dimensi seperti pada gambar 3.3.



Gambar 3. 3 Model tiga dimensi Gerbong lokomotif *medium speed train*

Pada gambar 3.3 merupakan gambar rancangan sesungguhnya, namun penulis menyederhanakan model sesungguhnya bertujuan agar proses analisis menjadi lebih cepat. Penyederhaan dilakukan dengan menghilangkan komponen seperti AC, kuris, mesin diesel, dan komponen utama yang bukan bagian utama dari Gerbong

lokomotif. Penyederhaan berikutnya merupakan pemodelan kembali Gerbong dari model *solid* menjadi model *surface*. Model *surface* ini yang akan menjadi model yang akan dianalisis menggunakan Ansys Workbench 18.1 seperti pada gambar 3.4.

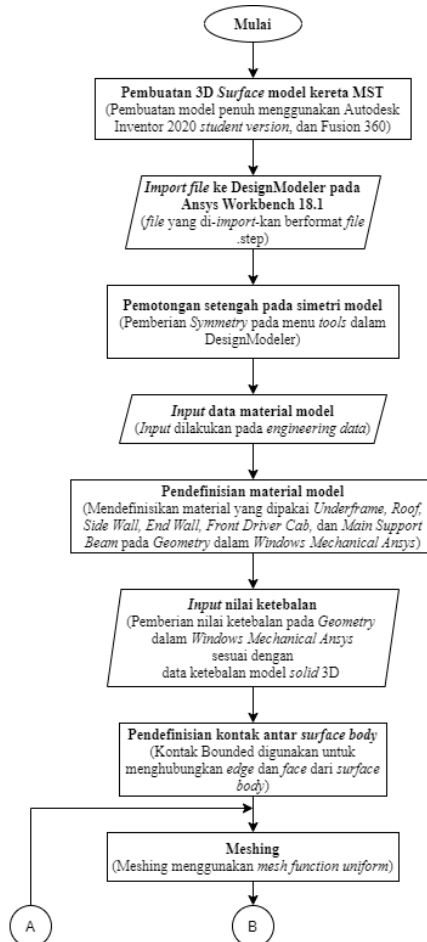


Gambar 3. 4 Model *Surface* gerbong

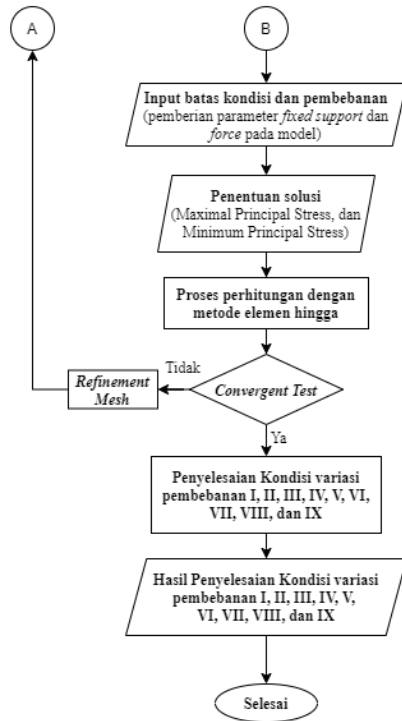
Menurut penelitian Xie et al, profil ekstrusi aluminium yang memiliki tebal yang relatif kecil maka perubahan tegangan terhadap tebal dapat diabaikan sehingga dapat dilakukan pembuatan model *surface*. Hal ini menjadi acuan penulis dalam pembuatan model *surface*. Pada akhir pembuatan model, model disimpan dengan tipe file *.step* atau *.igs* untuk memudahkan proses import geometry pada Workbench.

3.4 Diagram Alur Metode Elemen Hingga

Pada pengerjaan penelitian ini, penulis menggunakan metode elemen hingga dengan menggunakan *software* Ansys Workbench



18.1 maka langkah – langkah penggunaannya terdapat pada diagram alur seperti pada gambar 3.5.

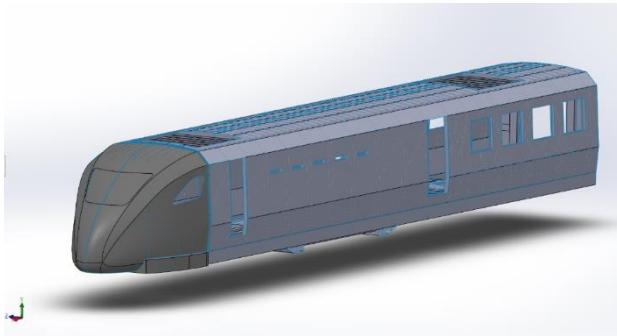


Gambar 3. 5 Diagram alur metode elemen hingga

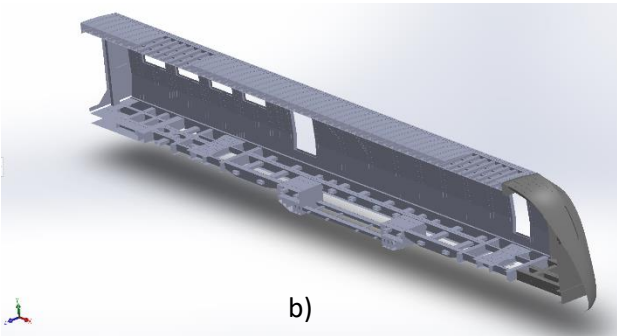
3.4.1 Symmetry region

Dalam perhitungan dalam model diperlukan penyederhanaan lebih lanjut seperti *symmetry region*. *Symmetry region* adalah pemotongan model menjadi setengah bagian model analisis dengan tujuan untuk mengurangi elemen dan nodal yang dihasilkan disaat proses meshing. Penyederhaan ini dapat dilakukan dan valid jika model yang akan dianalisis memiliki

geometry yang simetri seperti model gerbong lokomotif *medium speed train* pada gambar 3.6.



a)



b)

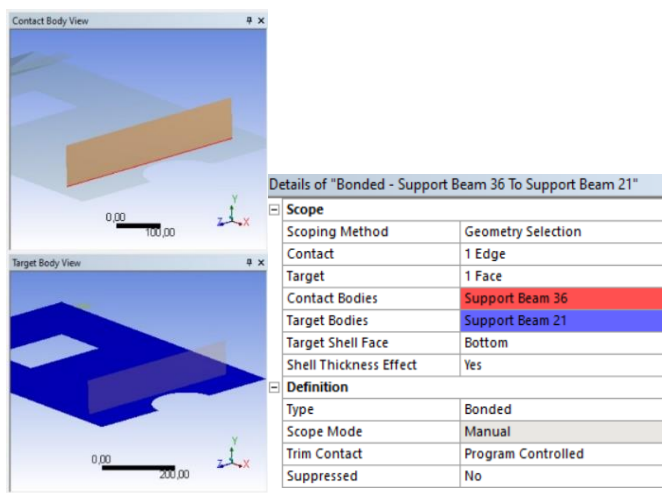
Gambar 3. 6 Penyederhaan model menggunakan *Symmetry region* a) model penuh b) model yang sudah dipotong

Symmetry region merupakan fungsi perintah dari DesignModeler pada Ansys dengan bentuk perintah *symmetry*. Model yang sudah menggunakan fungsi perintah pada DesignModeler akan berindikasikan *symmetry region* pada *Window Mechanical Ansys Multiphysics*. Penyederhanaan ini

penting karena berperan lebih dalam mengurangi waktu dalam proses *meshing*, *solving output* dan mengurangi daerah analisis yang tidak perlu karena sudah dapat ditampilkan pada sisi simetri yang lain.

3.4.2 Bonded Contact

Bonded contact adalah salah satu jenis pendefinisian sambungan antar *part* satu dengan *part* lainnya dengan pada sub-menu *contact*. Definisi sambungan dengan *bonded* yang dimaksud adalah *part* satu dengan *part* lain yang terjadi *contact* akan menjadi satu kesatuan *rigid body*. Pendefinisian *bonded contact* dapat dilakukan seperti gambar 3.7.

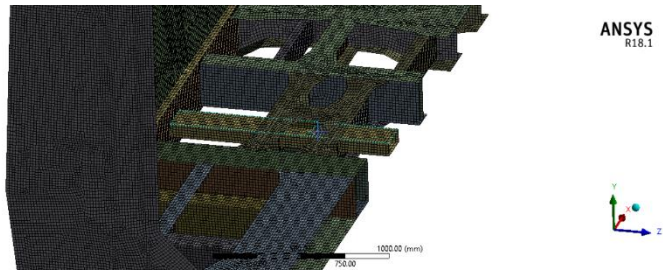


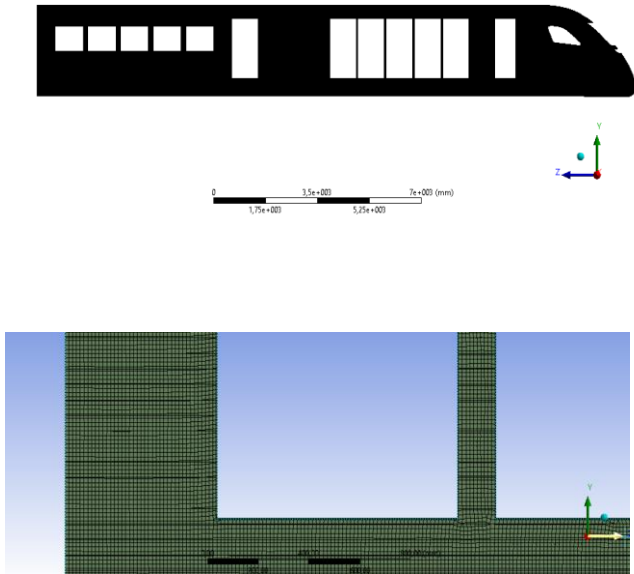
Gambar 3.7 *bonded contact* pada bagian sambungan

Pada penelitian ini yang menggunakan batasan masalah berupa sambungan las dianggap sempurna maka dilakukan pendefinisian *bonded contact* pada tiap kontak antar *part*. Pendefinisian ini juga dilakukan pada penelitian Xie et al, dituliskan bahwa Xie et al mendefinisikan koneksi antar *device* sebagai koneksi *rigid* atau satu kesatuan *body*.

3.4.3 Meshing

Meshing merupakan proses pembagian tiap part model menjadi bagian elemen – elemen yang lebih kecil dari segi ukuran dan pengaturan bentuk elemen. Proses ini sangat mempengaruhi nilai hasil *output*. Oleh karena itu, *meshing* dilakukan sesuai kebutuhan penelitian. Model yang akan dianalisis adalah model *surface* atau *shell element* sehingga elemen terhadap ketebalan *surface* akan berjumlah 1 seperti pada gambar 3.8.





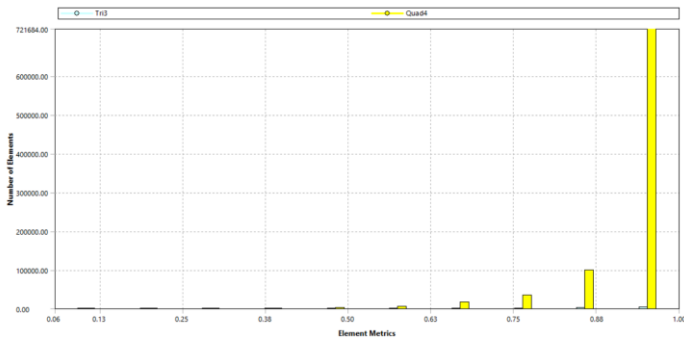
Gambar 3. 8 hasil *meshing model* Gerbong lokomotif *medium speed train*

Pada penelitian ini, penulis menggunakan metode *meshing* dengan *mesh function proximity*, *relevance center coarse*, *span angle center coarse*, dan *mesh defeature size 5 mm*. Dengan metode pemilihan *mesh* seperti di atas maka didapat *element quality* seperti pada gambar 3.9.

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	5.6435e-002
<input type="checkbox"/> Max	1.
<input type="checkbox"/> Average	0.94818
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	8.0376e-002

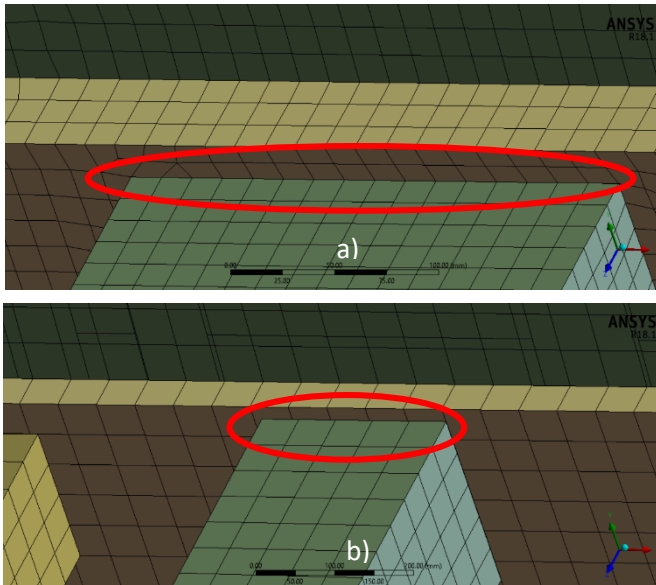
Gambar 3. 9 *Element quality mesh*

Dengan persebaran kualitas *mesh* seperti pada gambar 3.10 dengan jumlah elemen sebesar 722000 dengan *mesh* kualitas tertinggi yaitu 0.953.



Gambar 3. 10 histogram persebaran kualitas *mesh*

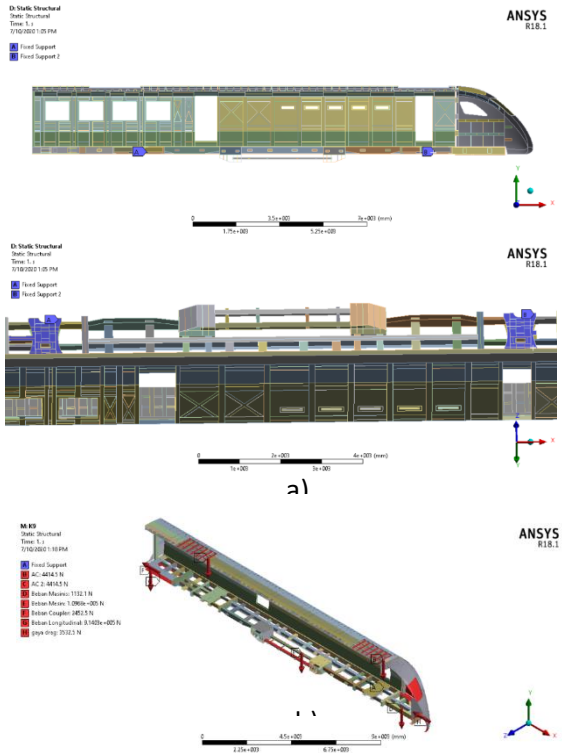
Penulis juga menggunakan fungsi *mesh connection* untuk membuat *meshing* antar *body* tersambung secara nodal dengan nodal dengan menyesuaikan ukuran elemen kedua *body*.



Gambar 3. 11 perbedaan antara menggunakan a) *mesh connection* b) tidak menggunakan *mesh connection*

Perbedaan penggunaan *mesh connection* dengan tidak menggunakan *mesh connection* secara visual seperti pada gambar 3.11.

3.4.4 Kondisi Batas dan Perhitungan Beban



Gambar 3. 12 Penempatan posisi a) kondisi batas
b) kondisi pembebanan

Kondisi batas yang digunakan pada model ini ditunjukkan seperti pada gambar 3.9. kondisi batas tumpuan yang digunakan adalah *fixed support* terhadap sumbu koordinat X, Y, dan Z. kondisi batas ini digunakan pada bagian permukaan bawah *main support beam* depan dan belakang seperti pada gambar 3.9 (a).

Pada gambar 3.9 (b) pembebanan utama terdiri dari beban masinis yang berjumlah 2 orang yang bekerja pada permukaan atas dari *underframe*, gaya hambat aerodinamis yang bekerja pada

luasan frontal dari lokomotif, dan pembebanan longitudinal yang bekerja pada *coupler*.

Menurut standar EN12663, percepatan gravitasi yang digunakan untuk perhitungan beban yaitu $9,81 \text{ m/s}^2$. Pembebanan terhadap gerbong lokomotif *medium speed train* terdiri dari :

- Pembebanan kompresi longitudinal terhadap gerbong yang bekerja pada *coupler head housing* pada *headstock*. Pada standarisasi EN 12663-1:2010, beban kompresi minimum yang berlaku pada gerbong lokomotif sama dengan 2000 kN.
- Pembebanan tarik longitudinal terhadap gerbong yang bekerja pada *coupler head housing* pada *headstock*. Pada standarisasi EN 12663-1:2010, beban tarik minimum yang berlaku pada gerbong lokomotif sama dengan 1000 kN dengan keterangan jika beban lebih tinggi dari pada standar maka harus menggunakan *coupler* tertentu atau khusus.
- Pembebanan penumpang dan masinis terhadap gerbong yang bekerja terdiri dari beban total gerbong, berat penumpang orang Asia (Data berat orang Asia sesuai dengan artikel “*The weight of nations: an estimation of adult human biomass*”), dan beban komponen (Berat AC, *Coupler*, Mesin)
- Pembebanan aerodinamis terhadap gerbong yang bekerja pada penampang frontal dari lokomotif dengan kecepatan yang sesuai dengan kondisi variasi pembebanan.

3.4.4.1 Perhitungan Beban

Pada penelitian ini,gerbong lokomotif *medium speed train* yang diteliti memiliki lima keadaan yaitu sebagai berikut

- Percepatan operasi sebesar 0.5 m/s^2 .
- Perlambatan operasi sebesar 1.25 m/s^2
- Perlambatan darurat sebesar 1.52 m/s^2 .
- Kecepatan operasi rata – rata sebesar 110 km/j atau 30.5 m/s .

- Kecepatan maksimal sebesar 160 km/j atau 44 m/s
Kondisi variasi beban yang dikenai berdasarkan tiga keadaan tersebut seperti pada tabel 3.4.

Tabel 3. 4 Kondisi variasi pembebanan

KASUS		TANPA PENUMPANG	PENUMPANG PENUH
1	Peceleratan operasi 1	v	-
2	Peceleratan operasi 2	-	v
3	Perlambatan operasi 1	v	-
4	Perlambatan operasi 2	-	v
5	Perlambatan darurat	-	v
6	Kecepatan Operasi 1	v	-
7	Kecepatan Operasi 2	-	v
8	Kecepatan maksimal 1	v	-
9	Kecepatan maksimal 2	-	v

- ❖ Pembebanan komponen yang bekerja pada gerbong gerbong berdasarkan data “*weight calculation and load distribution of loco DH Phillipines*” oleh PT. INKA dengan rincian berat seperti pada tabel 3.5.

Tabel 3. 5 Pembebanan komponen pada gerbong lokomotif

No	Komponen	Berat (kg)	Beban (kN)
1	AC	450	4.4145
2	<i>Coupler</i>	250	2.4525
3	Mesin	11180	109.6758

- ❖ Pembebanan aerodinamis yang bekerja pada luasan frontal lokomotif *medium speed train* dengan data yang didapat dari PT.INKA sebagai berikut,

Coefficient of drag

Pada kecepatan $v = 160 \text{ km/h}$ sebesar $C_d = 0.348$.

Pada kecepatan $v = 110 \text{ km/h}$ sebesar $C_d = 0.358$.

Dengan luasan frontal yang terkena efek aerodinamis lokomotif sebesar, $A = 8,7386756 \text{ m}^2$. Sehingga gaya hambat karena aerodinamis kereta dapat dituliskan sebagai berikut,

$$F_{drag} = \frac{C_d \rho A V^2}{2}$$

dengan $\rho_{udara} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ maka gaya hambat aerodinamis kereta pada kecepatan $v = 160 \text{ km/h}$,

$$F_{drag} = \frac{(0.348)(1000)(8,7386756)(44)^2}{2} = 3.53 \text{ kN}$$

Pada kecepatan $v = 110 \text{ km/h}$,

$$F_{drag} = \frac{(0.358)(1000)(8,7386756)(30.5)^2}{2} = 0.9 \text{ kN}$$

- ❖ Pembebanan longitudinal yang terdiri beban tarik dan beban kompresi didapat melalui perhitungan dengan menggunakan data penunjang dengan kondisi aktual.



Gambar 3. 13 Susunan gerbong *medium speed train*

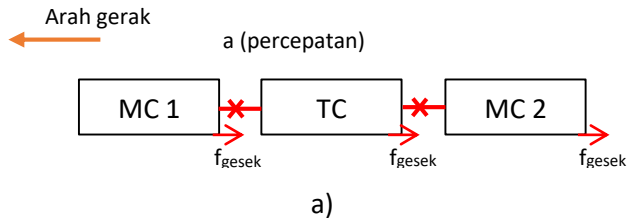
Dengan susunan gerbong *medium speed* seperti pada gambar 3.13 yang didapat dari data PT. INKA yang berjumlah 7 *Trailer Car* dan 2 *Motor Car* yang terdiri dari 2 lokomotif yang bekerja dengan prinsip *push-pull*, 2 gerbong tipe Premium, 4 gerbong tipe Executive, dan 1 gerbong tipe Sleeper. Susunan *medium speed train set* ini adalah Lokomotif 1 (*Motor Car 1*) – Premium Car 1 – Executive Car 1 – Executive Car 2 – Sleeper

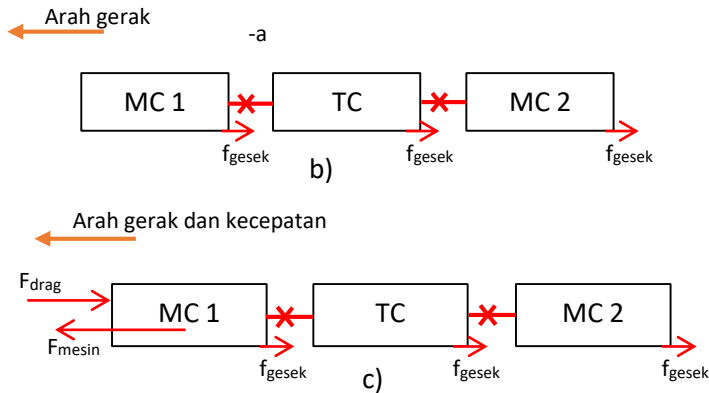
Car – Executive Car 3 – Executive Car 4 – Premium Car 2 – Lokomotif 2(Motor Car 2). Pada setiap tipe *Trailer Car* memiliki kapasitas yang berbeda satu dengan yang lain, sehingga perhitungan beban penumpang pada setiap tipe *Trailer Car* seperti pada tabel 3.6.

Tabel 3. 6 Pembebanan penumpang

Berat Orang Asia @57 kg	Premium Gerbong	Executive Gerbong	Sleeper Gerbong
	Kapasitas = 73 orang	Kapasitas = 42 orang	Kapasitas = 36 orang
Total	4.2121 ton	2.4234 ton	2.0772 ton
Notasi	M_{pp}	M_{pe}	M_{ps}

Perhitungan beban longitudinal diawali dengan pembuatan *free body diagram* pada *Motor Car* dan *Trailer Car*. Pembuatan *free body diagram* bertujuan untuk memudahkan dalam penentuan nilai dari beban longitudinal, maka model Gerbong disederhanakan seperti pada gambar 3.14.





Gambar 3. 14 *Free body diagram* a) kondisi percepatan b) kondisi perlambatan c) kondisi kecepatan *steady*

Dalam perhitungan membutuhkan data penunjang berupa data berat masing – masing Gerbong *medium speed train*. Data ini menjadi acuan data perhitungan yang didapat dari “*weight calculation and load distribution of loco DH Phillipines*” oleh PT. INKA yang ditunjukkan pada tabel 3.7.

Tabel 3. 7 Data berat *Motor car* dan *Trailer car* pada *medium speed train*

No	Komponen	Berat (ton)	Notasi
1	<i>Motor car</i>	68.725	M_{mc}
2	<i>Trailer car</i>	50	M_{tc}

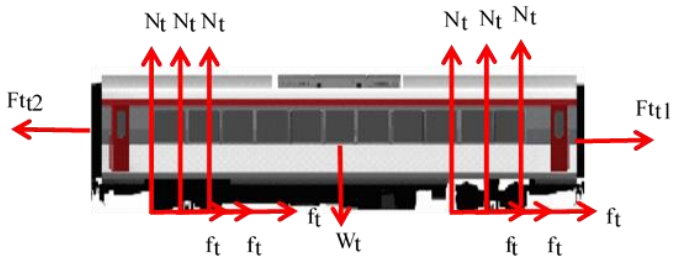
Dari data tabel 3.7 perhitungan total berat per Gerbong dengan penumpang penuh menjadi sebagai berikut,

- ✚ Berat Total *Motor Car*, M_m :
 - $M_m = M_{mc} + 2$ massa masinis
 - $M_m = 68.725 + (2 \times 57.7/1000) = 69.857074$ ton.
- ✚ Berat Total *Trailer Car* :
 - Premium *Car*, M_{pc} :
 - $M_{pc} = M_{tc} + M_{pp}$
 - $M_{pc} = 50 + 4.2121 = 54.2121$ ton.

- Executive Car, M_{ec} :
 $M_{ec} = M_{tc} + M_{pe}$
 $M_{ec} = 50 + 2.4234 = 52.4234 \text{ ton.}$
- Sleeper Car, M_{sc} :
 $M_{sc} = M_{tc} + M_{ps}$
 $M_{sc} = 50 + 2.0772 = 52.0772 \text{ ton.}$

Perhitungan Gaya Normal dan Gaya Gesek

- Gaya Normal pada *Trailer* Gerbong



Gambar 3. 15 Free body diagram Trailer Gerbong

Keterangan :

- W_t : Gaya Berat Trailer Gerbong
- N_t : Gaya Normal Trailer Gerbong
- F_{t_t} : Gaya Tarik pada Trailer Gerbong
- f_t : Gaya gesek Trailer Gerbong

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= 0 \\
 6N_t - W_t &= 0 \\
 N_t &= W_t / 6 \\
 N_t &= M_c \times g / 6
 \end{aligned}$$

Sehingga hasil nilai gaya normal masing – masing tipe *Trailer* Gerbong ditunjukkan pada tabel 3.8.

Tabel 3. 8 Nilai Gaya normal masing – masing tipe *Trailer Car*

No	Tipe <i>Trailer Car</i>	Nilai gaya normal (kN)
1	Premium <i>Car</i> , N_{pt}	88.6367835
2	Executive <i>Car</i> , N_{et}	85.712259
3	Sleeper <i>Car</i> , N_{st}	85.146222

➤ Gaya Gesek pada *Trailer Car*

Berdasarkan data acuan yang berasal dari penelitian berjudul “*Measurements of friction coefficients between rails lubricated with a friction modifier and the wheels of an IORE Locomotive during real working conditions*” oleh J. Lunberg et al pada tahun 2014 didapatkan nilai koefisien gesek rata – rata antara rel dan roda kereta adalah 0.3 dengan kondisi rel kering tidak diberi pelumas ataupun terdapat air diantaranya. Kondisi ini merupakan kondisi yang sama dengan kondisi aktual *medium speed train* beroperasi.

$$f_t = \mu \times N_t$$

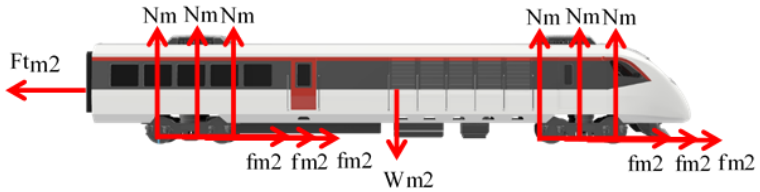
$$f_t = 0.3 \times N_t$$

Sehingga hasil nilai gaya normal masing – masing tipe *Trailer Gerbong* ditunjukkan pada tabel 3.9.

Tabel 3. 9 Nilai gaya gesek masing – masing tipe *Trailer Car*

No	Tipe <i>Trailer Car</i>	Nilai gaya gesek (kN)
1	Premium <i>Car</i> , f_{pt}	26.789148
2	Executive <i>Car</i> , f_{et}	25.7136777
3	Sleeper <i>Car</i> , f_{st}	25.5438666

➤ Gaya Normal pada *Motor Car*



Gambar 3. 16 *Free body diagram Motor Gerbong*

Keterangan :

W_m : Gaya Berat *Motor Gerbong*

N_m : Gaya Normal *Motor Gerbong*

F_{t_m} : Gaya Tarik pada *Motor Gerbong*

f_{m2} : Gaya gesek *Motor 2 Gerbong*

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N_m - W_m = 0$$

$$6N_m = W_t$$

$$N_m = M_m \times g / 6$$

$$N_m = 68.725 \times 9.81 / 6 = 114.216316 \text{ kN}$$

➤ Gaya Gesek pada *Motor Car*

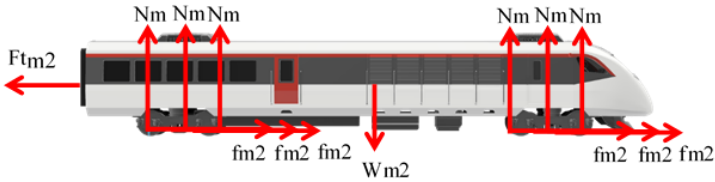
$$f_{m2} = \mu \times N_m$$

$$f_{m2} = 0.3 \times 114.216316 = 34.2648948 \text{ kN}$$

Perhitungan Beban Tarik

Perhitungan beban tarik dilakukan berdasarkan *Free body diagram* seperti yang ditunjukkan gambar 3.14 (a) pada kondisi percepatan sebesar $0,5 \text{ m/s}^2$.

➤ Beban Tarik pada *Motor Car 2*



Gambar 3. 17 free body diagram Motor Car 2 kondisi percepatan

Keterangan :

W_m : Gaya Berat Motor Gerbong

N_m : Gaya Normal Motor Gerbong

F_{tm} : Gaya Tarik pada Motor Gerbong

f_{m2} : Gaya gesek Motor Gerbong

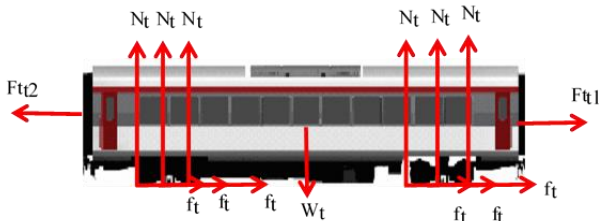
$$+\leftarrow \sum F_x = M_m a$$

$$F_{tm2} - 6 f_{m2} = M_m a$$

$$F_{tm2} = M_m a + 6 f_{m2}$$

$$F_{tm2} = 68.725 \times 0.5 + 6 \times 34.2648948 = 240.5179058 \text{ kN}$$

➤ Beban Tarik pada Trailer Car



Gambar 3. 18 free body diagram Trailer Car kondisi percepatan

Keterangan :

W_t : Gaya Berat Motor Gerbong

N_t : Gaya Normal Motor Gerbong

F_{tt} : Gaya Tarik pada Motor Gerbong

f_t : Gaya gesek Motor Gerbong

$$\begin{aligned}
 +\leftarrow \sum F_x &= M_c a \\
 F_{tt2} - F_{tt1} - 6 f_{m2} &= M_c a \\
 F_{tt2} &= M_c a + 6 f_{m2} + F_{tt1}
 \end{aligned}$$

Sehingga hasil nilai beban tarik masing – masing tipe *Trailer Gerbong* ditunjukkan pada tabel 3.10.

Tabel 3. 10 Nilai beban tarik masing – masing tipe *Trailer Car*

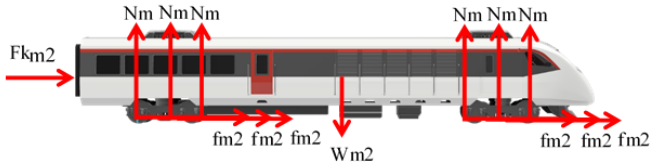
No	Tipe <i>Trailer Car</i>	Nilai beban tarik (kN)
1	Premium <i>Car</i> 1, F_{tpc1}	1515.099291
2	Executive <i>Car</i> 1, F_{tec1}	1328.44703
3	Executive <i>Car</i> 2, F_{tec2}	1147.953264
4	Sleeper <i>Car</i> , F_{tsc}	967.4594981
5	Executive <i>Car</i> 3, F_{tec3}	788.1576985
6	Executive <i>Car</i> 3, F_{tec3}	607.6639323
7	Premium <i>Car</i> 2, F_{tpc2}	427.1701661

Sehingga nilai beban tarik dengan penumpang penuh yang terjadi pada Gerbong lokomotif 1 (*Motor Car* 1) sebesar **1515.099291kN** dengan kondisi percepatan 0.5 m/s^2 . Kondisi variasi pembebanan tanpa penumpang dengan kondisi percepatan 0.5 m/s^2 dihitung dengan mengacu *free body diagram* yang sama dengan variasi pembebanan penuh, sehingga nilai beban tarik dengan tanpa penumpang yang terjadi pada Gerbong lokomotif 1 (*Motor Car* 1) sebesar **1445.567906 kN** dengan kondisi percepatan 0.5 m/s^2 .

Perhitungan Beban Kompresi

Perhitungan beban kompresi dilakukan berdasarkan *Free body diagram* seperti yang ditunjukkan gambar 3.14 (b) pada kondisi perlambatan $1,25 \text{ m/s}^2$ dan perlambatan darurat 1.52 m/s^2 .

- Beban kompresi pada *Motor Car* 2



Gambar 3. 19 free body diagram Motor Car 2 kondisi perlambatan $1,25 \text{ m/s}^2$

Keterangan :

W_m : Gaya Berat Motor Gerbong

N_m : Gaya Normal Motor Gerbong

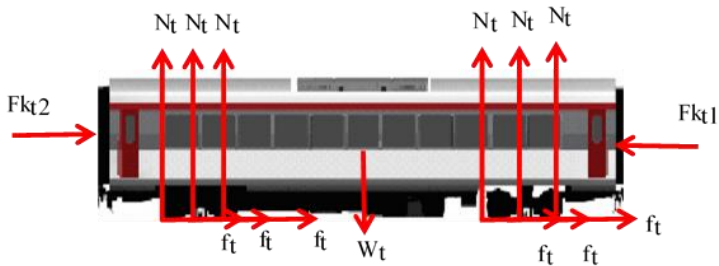
F_{k_m} : Gaya Kompresi pada Motor Gerbong

f_{m2} : Gaya gesek Motor Gerbong

$$\begin{aligned}
 +\leftarrow \sum F_x &= M_m a \\
 - F_{k_m2} - 6 f_{m2} &= M_m a \\
 F_{k_m2} &= - M_m a - 6 f_{m2}
 \end{aligned}$$

$$F_{k_m2} = - 68.725 \times 1,25 - 6 \times 34.2648948 = -292.9107113 \text{ kN}$$

➤ Beban kompresi pada Trailer Car



Gambar 3. 20 free body diagram Trailer Car kondisi perlambatan $1,25 \text{ m/s}^2$

Keterangan :

W_t : Gaya Berat Motor Gerbong

N_t : Gaya Normal Motor Gerbong

F_{k_t} : Gaya Kompresi pada *Motor* Gerbong
 f_t : Gaya gesek *Motor* Gerbong

$$\begin{aligned}
 +\leftarrow \sum F_x &= M_c a \\
 F_{k1} - F_{k2} - 6 f_{m2} &= M_c a \\
 F_{k2} &= -M_c a - 6 f_{m2} + F_{k1}
 \end{aligned}$$

Sehingga hasil nilai beban kompresi masing – masing tipe *Trailer* Gerbong ditunjukkan pada tabel 3.11.

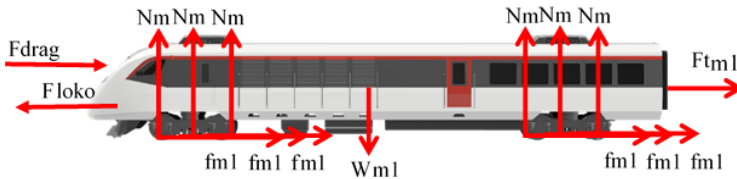
Tabel 3. 11 Nilai beban kompresi masing – masing tipe *Trailer Car*

No	Tipe <i>Trailer Car</i>	Nilai beban kompresi (kN)
1	Premium <i>Car</i> 1, $F_{t_{pc1}}$	-1845.138346
2	Executive <i>Car</i> 1, $F_{t_{ec1}}$	-1617.827011
3	Executive <i>Car</i> 2, $F_{t_{ec2}}$	-1398.015695
4	Sleeper <i>Car</i> , $F_{t_{sc}}$	-1178.204379
5	Executive <i>Car</i> 3, $F_{t_{ec3}}$	-959.844679
6	Executive <i>Car</i> 3, $F_{t_{ec3}}$	-740.0333628
7	Premium <i>Car</i> 2, $F_{t_{pc2}}$	-520.2220466

Sehingga nilai beban kompresi dengan penumpang penuh yang terjadi pada Gerbong lokomotif 1 (*Motor Car* 1) sebesar -**1845.138346 kN** dengan kondisi perlambatan sebesar 1.25 m/s^2 . Kondisi variasi pembebanan tanpa penumpang dengan kondisi perlambatan sebesar 1.25 m/s^2 dan kondisi variasi pembebanan penuh penumpang dengan kondisi perlambatan darurat sebesar 1.52 m/s^2 dihitung dengan mengacu *free body diagram* yang sama dengan variasi pembebanan penuh, sehingga nilai beban kompresi dengan tanpa penumpang yang terjadi pada Gerbong lokomotif 1 (*Motor Car* 1) sebesar -**1760.460711 kN** dengan kondisi perlambatan sebesar 1.25 m/s^2 dan nilai beban kompresi dengan penuh penumpang yang terjadi pada Gerbong lokomotif 1 (*Motor Car* 1) sebesar -**1963.952406 kN** dengan kondisi perlambatan darurat sebesar 1.52 m/s^2 .

Perhitungan beban tarik kondisi kecepatan *steady*

Perhitungan beban tarik dilakukan berdasarkan *Free body diagram* seperti yang ditunjukkan gambar 3.14 (c) pada kondisi kecepatan *steady*.



Gambar 3. 21 *free body diagram* Motor Car 1 kondisi kecepatan *steady*

Dengan menggunakan data gaya tarik lokomotif atau *tractive effort* dari jurnal penelitian “Parametric Studies of North East Corridor Rail Passenger Service Between New York City and Washington, D.C.” oleh John A. Stallkamp tahun 1977 dengan spesifikasi lokomotif diesel elektrik mirip dengan lokomotif *medium speed* Jakarta-Surabaya. Pada kecepatan maksimal sebesar 160 km/j didapat gaya tarik lokomotif sebesar 1.5 kN/ton. Pada kecepatan operasi rata – rata sebesar 110 km/j didapat gaya tarik lokomotif sebesar 1.15 kN/ton.

Keterangan :

- Wm1 : Gaya berat *Motor 1* Gerbong
- Nm : Gaya normal *Motor 1* Gerbong
- Ftm : Gaya tarik pada *Motor 1* Gerbong
- fm1 : Gaya gesek *Motor 1* Gerbong
- Floko : Gaya tarik lokomotif

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$Floko - 6 fm1 - Fdrag - Ftm1 = 0$$

$$Ftm1 = Floko - 6 fm1 - Fdrag$$

Sehingga didapat nilai beban tarik dari setiap kondisi seperti pada Tabel 3.12 sebagai berikut,

Tabel 3. 12 Nilai beban tarik masing – masing kondisi

No	Kondisi	Penumpang Penuh		Tanpa Penumpang	
		Floko (kN)	Beban Tarik (kN)	Floko (kN)	Beban Tarik (kN)
1	Kecepatan Operasi	3084.746382	1583.175258	2962.57471	1520.437471
2	Kecepatan Maksimal	2358.921304	854.7261873	2265.496003	820.7347711

Tabel 3. 13 Nilai perhitungan aktual pembebanan kompresi dan pembebanan tarik

No	Komponen Pembebanan	Penuh Penumpang	Tanpa Penumpang	Kondisi
		Nilai (kN)	Nilai (kN)	
1	Pembebanan Tarik	1515.099291	1445.567906	$a = 0.5 \text{ m/s}^2$
2	Pembebanan Kompresi	-1845.138346	-1760.460711	$a = -1.25 \text{ m/s}^2$
3	Pembebanan Kompresi	-1963.952406	-	$a = -1.52 \text{ m/s}^2$
4	Pembebanan Tarik	1583.175258	1520.437471	$v = 110 \text{ km/j}$
5	Pembebanan Tarik	854.7261873	820.7347711	$v = 160 \text{ km/j}$

Dari hasil perhitungan aktual pembebanan yang telah dilakukan didapat nilai pembebananan tarik dengan variasi beban penuh penumpang sebesar 1515.099291 kN dan tanpa penumpang sebesar 1445.567906 kN dengan kondisi percepatan operasi sebesar 0.5 m/s^2 . Pembebananan kompresi dengan variasi beban penuh penumpang sebesar -1845.138346 kN dan tanpa penumpang sebesar -1760.460711 kN dengan kondisi perlambatan operasi sebesar 1.25 m/s^2 . Pembebanan kompresi dengan variasi beban penuh penumpang sebesar --1963.952406 kN dengan kondisi perlambatan darurat sebesar 1.52 m/s^2 . Pembebanan tarik dengan variasi beban penuh penumpang sebesar 1583.175258 kN dan tanpa penumpang sebesar 1520.437471 kN dengan kondisi kecepatan operasi sebesar 110 km/j . Pembebanan tarik dengan variasi beban penuh penumpang sebesar 854.7261873 kN dan

tanpa penumpang sebesar 820.7347711 kN dengan kondisi kecepatan maksimal sebesar 160 km/j.

3.4.5 Tipe Analisis dan Kontrol Solusi

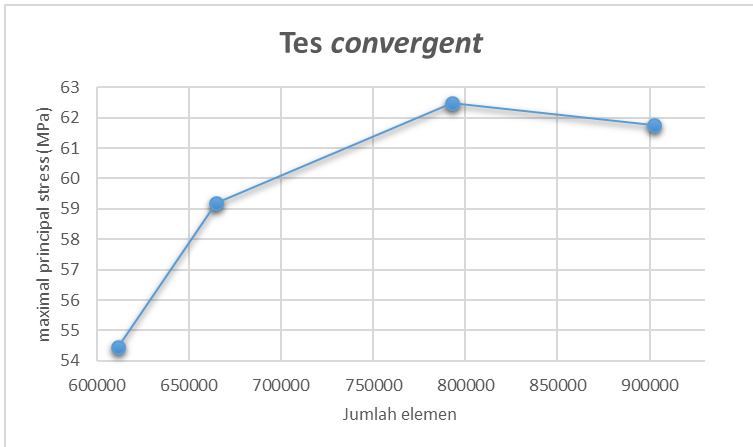
Pada penelitian ini, penulis menggunakan *solution* berupa *maximum principal stress* dan *minimum principal stress* sebagai hasil perhitungan metode elemen hingga. Menurut penelitian yang dilakukan oleh Xie et al, hasil perhitungan metode elemen hingga berupa *maximum principal stress* dan *minimum principal stress* yang akan menjadi data primer. Data data primer ini akan diolah menjadi tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata. Hasil olahan data tersebut akan diplot pada diagram tegangan *mean-fluctuating* dengan kriteria garis modified goodman.

3.4.5.1 Convergent Test

Convergent test dilakukan bertujuan untuk mengontrol deviasi hasil perhitungan. Hal ini penting karena hasil perhitungan dapat dikatakan masih dalam asumsi *error* batas wajar jika *error* dijaga di bawah lima persen. Untuk mendapatkan hasil yang *convergent* dilakukan pengecilan ukuran elemen sampai mendapat hasil *error* di bawah lima persen. Tes *convergent* dilakukan dengan mengambil suatu titik acuan untuk dibandingkan perubahan tegangan yang terjadi terhadap perubahan ukuran elemen. Hasil tes *convergent* untuk penelitian ini seperti pada tabel 3.14.

Tabel 3. 14 Hasil *Mesh Convergent Test*

No	Maximum principal stress (MPa)	Nodes	Elements	Error(%)
1	54.455	584559	611536	-
2	59.205	636724	664787	8.022971033
3	62.487	761921	792850	5.252292477
4	61.749	870076	902325	1.195161055



Gambar 3. 22 *Mesh Convergent Test* pada *Windows Mechanical Ansys*

Hasil dari *convergent test* dijadikan sebagai acuan minimal jumlah *nodes* dan *elements* untuk melakukan perhitungan metode elemen hingga. Pada tabel 3.14, hasil yang dijadikan sebagai acuan jumlah *nodes* dan *element* sebesar 870076 *nodes* dan 902325 *elements* karena memiliki *error* di bawah lima persen.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

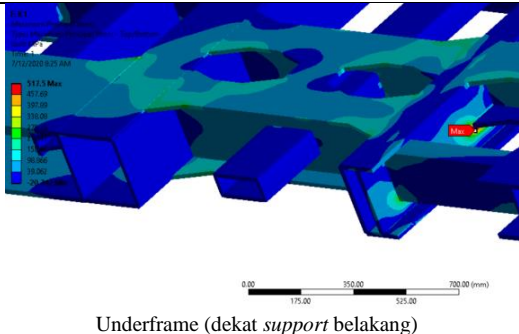
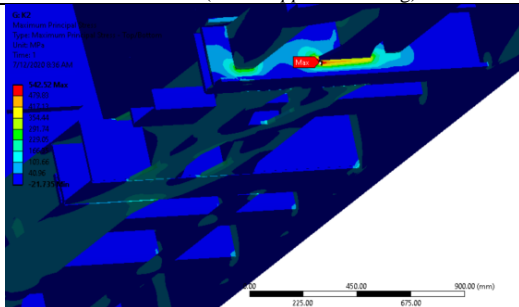
BAB 4 PEMBAHASAN

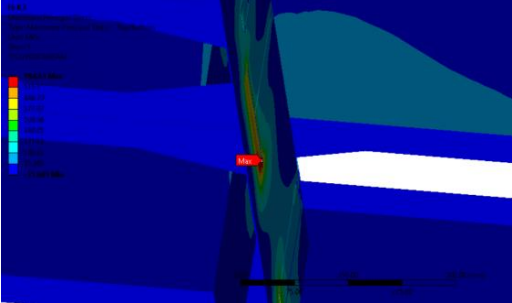
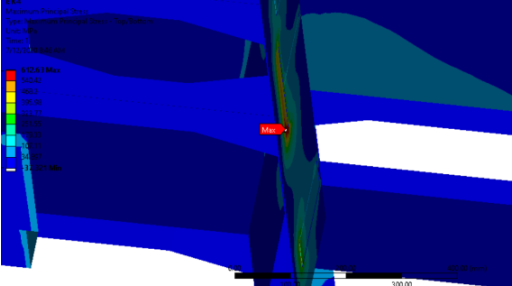
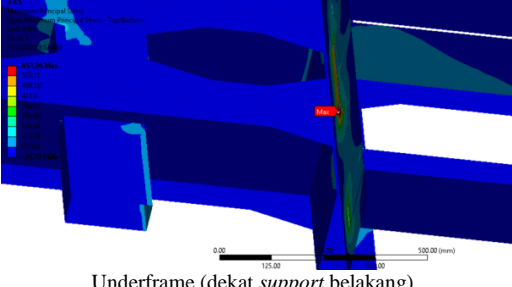
Pada bab ini akan ditampilkan hasil simulasi dan dilakukan pembahasan setiap kasus pembebanan pada gerbong lokomotif *medium speed*.

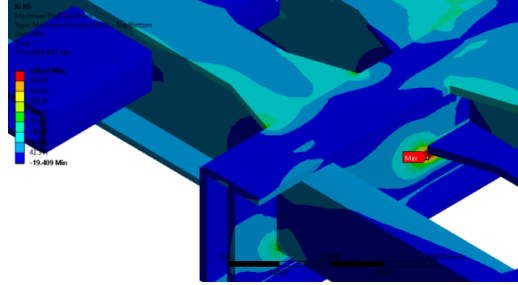
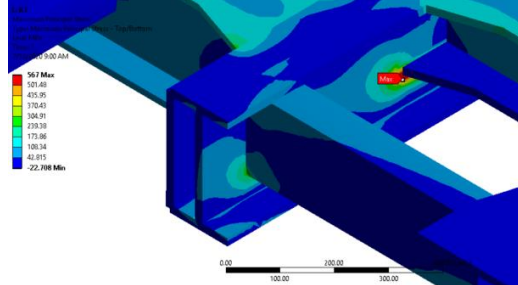
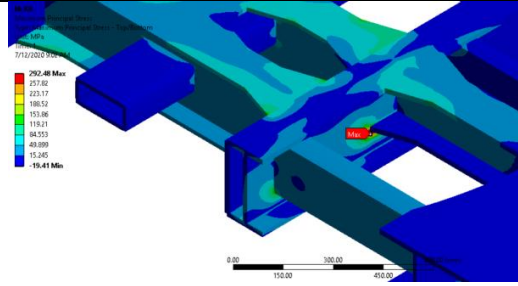
4.1 Hasil Simulasi

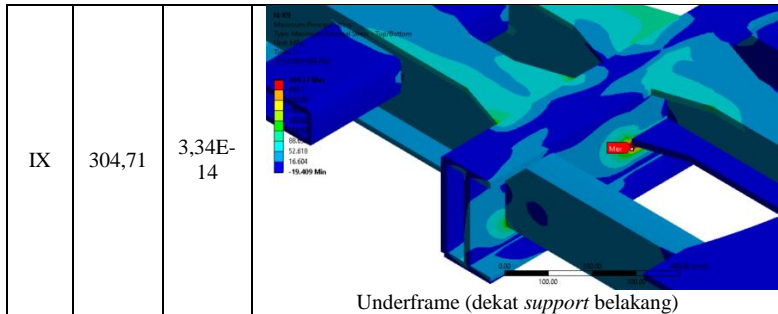
Dari hasil simulasi penelitian yang saya lakukan didapat hasil seperti pada tabel 4.1,

Tabel 4. 1 Hasil simulasi

Kasus	Tegangan prinsipal maksimal (MPa)	Tegangan prinsipal minimal (MPa)	Posisi
I	517,5	4,37E-16	 <p style="text-align: center;">Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>
II	542,52	5,90E-14	

III	584,61	6,19E-14	<p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>  <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>
IV	612.63	6,34E-16	<p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>  <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>
V	651,96	7,16E-14	<p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>  <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>

VI	536,07	1,16E-13	 <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>
VII	567	6,19E-14	 <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>
VIII	292,48	8,68E-18	 <p>Underframe (dekat <i>support</i> belakang)</p>



4.2 Pengolahan data hasil simulasi

Dari hasil simulasi didapatkan data tegangan prinsipal maksimal dan tegangan prinsipal minimal maka dapat diolah secara perhitungan untuk mendapatkan tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata. Hasil dari perhitungan dapat dilihat dari tabel 4.2 sebagai berikut,

Tabel 4. 2 Tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata setiap kasus.

Kasus	Tegangan amplitudo (MPa)	Tegangan rata – rata (MPa)
I	258,75	258,75
II	271,26	271,26
III	292,305	292,305
IV	306,315	306,315
V	325,98	325,98
VI	268,035	268,035
VII	283,5	283,5
VIII	146,24	146,24
IX	152,355	152,355

Dari hasil perhitungan tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata, maka dapat dihitung *fatigue strength* material AISI 301LN, faktor keamanan AISI 301LN, dan umur kelelahan material dengan setiap kasus pembebanan.

Tabel 4. 3 Hasil perhitungan *fatigue strength* setiap kasus.

Kasus	<i>Fatigue strength</i>	
	<i>Base Material</i>	<i>Base Welded Material</i>
I	345	365.4134206
II	367.6042894	390.8705003
III	407.3484741	436.1144255
IV	435.0796641	468.0540721
V	475.8530084	515.5795439
VI	361.706499	384.2092891
VII	390.4491018	416.8005772
VIII	170.3028939	175.1323772
IX	178.6532808	183.9753791

Tabel 4. 4 Hasil perhitungan faktor pengamanan setiap kasus.

Kasus	Faktor keamanan	
	<i>Base Material</i>	<i>Base Welded Material</i>
I	1.333333333	1.141951691
II	1.271842513	1.089287031
III	1.180274029	1.010861942
IV	1.126291563	0.964627916
V	1.058347138	0.906435978
VI	1.287145335	1.102393344
VII	1.216931217	1.042257496
VIII	2.359135667	2.020514223
IX	2.264448164	1.939417807

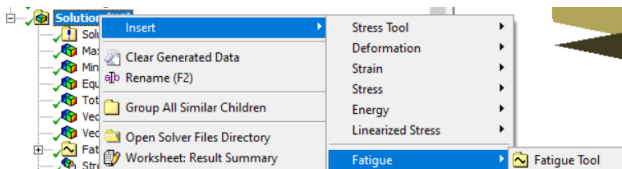
Tabel 4. 5 Hasil perhitungan umur kelelahan setiap kasus.

Kasus	Umur Kelelahan (Siklus)	
	<i>Base Material</i>	<i>Base Welded Material</i>
I	4.03E+08	1.55E+07
II	1.58E+08	5.96E+06
III	3.45E+07	1.26E+06
IV	1.30E+07	4.61E+05
V	3.46E+06	1.17E+05

VI	2.00E+08	7.60E+06
VII	6.46E+07	2.39E+06
VIII	1.38E+13	5.31E+11
IX	6.81E+12	2.64E+11

4.3 Validasi perhitungan tangan dengan perhitungan Ansys

Pada sub bab ini akan membandingkan perhitungan tangan dengan perhitungan menggunakan fitur *fatigue tools* pada Ansys Workbench 18.1. fitur *fatigue tools* pada Ansys Workbench ditunjukkan pada gambar 4.1 berikut.



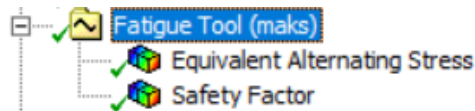
Gambar 4. 1 Fitur *fatigue tools* pada Ansys Workbench

[-] Domain	
Domain Type	Time
[-] Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
[-] Loading	
Type	Zero-Based
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1.
[-] Definition	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
[-] Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Max Principal
[-] Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

Gambar 4. 2 Pengaturan pada *fatigue tools*

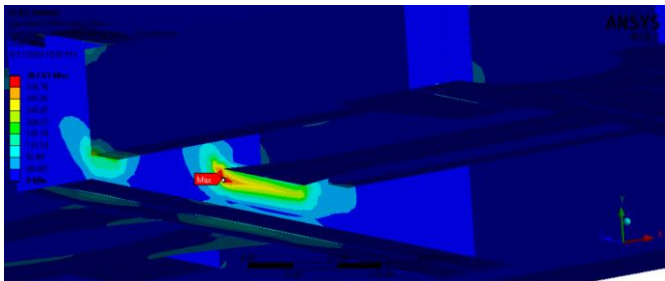
Terlihat pada gambar 4.2 bahwa pengaturan yang digunakan untuk penelitian ini. Pada *loading type* digunakan *zero-*

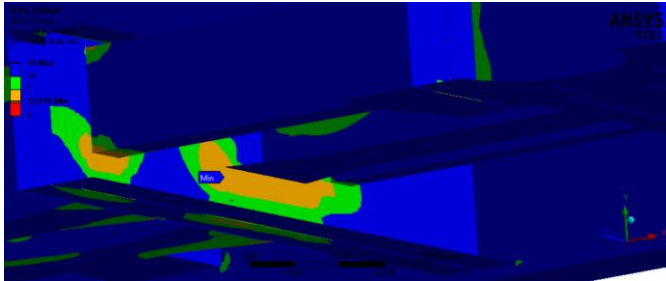
based karena dari hasil simulasi yang ditunjukkan pada tabel 4.1 bahwa tegangan prinsipal minimal mendekati nilai 0. Pada *section option* digunakan *analysis type* berupa *stress life* sebagaimana yang digunakan pada penelitian ini. Pada *mean stress theory* digunakan garis kegagalan kelelahan kriteria goodman sesuai dengan garis kriteria kegagalan kelelahan yang digunakan pada penelitian ini. Pada bagian *stress component* digunakan model tegangan berupa *max principal*.



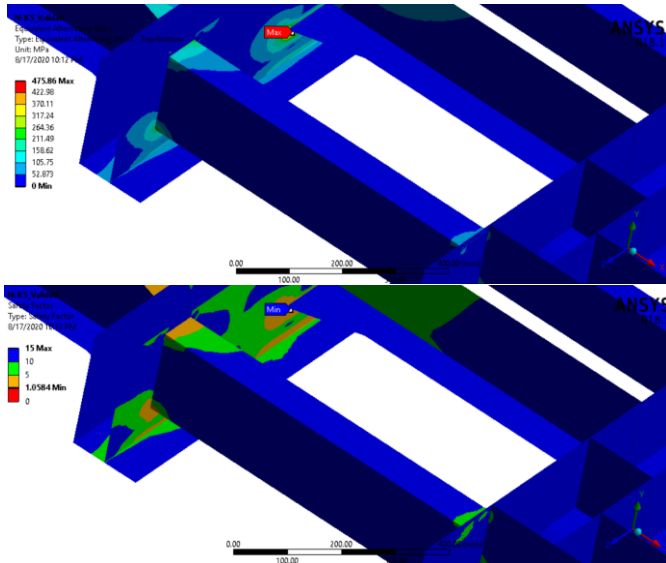
Gambar 4. 3 Solusi yang digunakan pada *fatigue tools*

Solusi yang digunakan pada fitur *fatigue tools* merupakan *Safety factor* dan *equivalent alternating stress* dimana yang akan dibandingkan dengan faktor keamanan kelelahan dan *fatigue strength* yang didapat dengan perhitungan tangan. Pada simulasi *fatigue tools* tidak melakukan semua skenario kasus namun hanya kasus 2 dan 5.





Gambar 4. 4 hasil simulasi menggunakan *fatigue tools* pada kasus 2



Gambar 4. 5 hasil simulasi menggunakan *fatigue tools* pada kasus 5

Terlihat pada hasil simulasi pada kasus 2 didapatkan *safety factor* terendah bernilai sebesar 1.2719 dan *equivalent alternating stress* bernilai sebesar 367.61 MPa. Apabila dibandingkan dengan perhitungan tangan dimana faktor keamanan kelelahan yang

didapat pada tabel 4.4 pada kasus 2 bernilai sebesar 1.271842513 dan *fatigue strength* yang didapat pada tabel 4.3 pada kasus 2 bernilai sebesar 367.6042894 MPa. Pada nilai hasil simulasi *fatigue tools* dengan perhitungan tangan adalah sama.

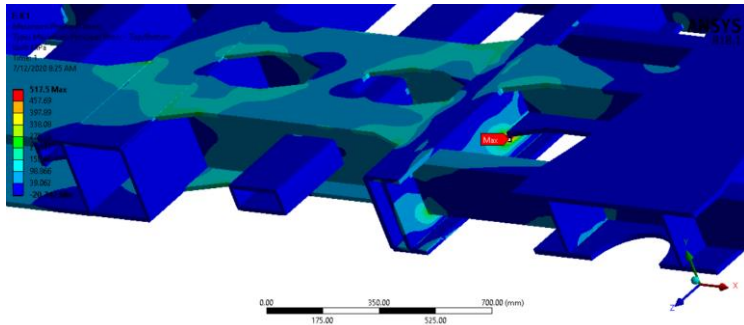
Terlihat pada hasil simulasi pada kasus 5 didapatkan *safety factor* terendah bernilai sebesar 1.0584 dan *equivalent alternating stress* bernilai sebesar 475.86 MPa. Apabila dibandingkan dengan perhitungan tangan dimana faktor keamanan kelelahan yang didapat pada tabel 4.4 pada kasus 2 bernilai sebesar 1.058347138 dan *fatigue strength* yang didapat pada tabel 4.3 pada kasus 2 bernilai sebesar 475.8530084 MPa. Pada nilai hasil simulasi *fatigue tools* dengan perhitungan tangan adalah sama.

Dari hasil pembahasan diatas bahwa perhitungan tangan pada penelitian ini tervalidasi dengan hasil simulasi ansys dengan fitur *fatigue tools*.

4.4 Pembahasan

4.4.1 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi percepatan operasi 0,5 m/s²

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi percepatan operasi 0.5 m/s² didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 517.5 MPa dan tegangan prinsipal minimal 4.3E-16 MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 258.75 MPa dan tegangan rata – rata 258.75 MPa.



Gambar 4. 6 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus I

Terlihat pada gambar 4.1 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan kosentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 345 MPa, faktor keamanan sebesar 1.3333 dengan dibulatkan menjadi 1.33, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $4.03E+08$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base* material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded* material didapatkan *fatigue strength* sebesar 365.41 MPa, faktor keamanan sebesar 1.14195 dengan dibulatkan menjadi 1.14, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $1.55E+07$ siklus.

Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 66.67 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila

dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 82.45 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

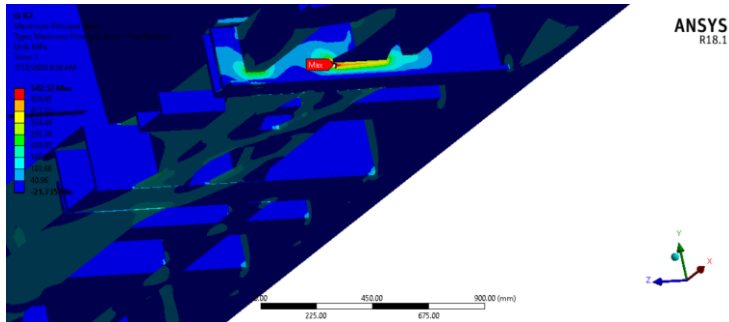
Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.14 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $4.03E+8$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $1.55E+7$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.2 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi percepatan operasi $0,5 \text{ m/s}^2$

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan penumpang penuh kondisi percepatan operasi 0.5 m/s^2 didapatkan tegangan prinsipal

maksimal sebesar 542.52 MPa dan tegangan prinsipal minimal 5.9E-14 MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 271.26 MPa dan tegangan rata – rata 271.26 MPa.



Gambar 4. 7 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus II

Terlihat pada gambar 4.2 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan kosentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 367.6 MPa, faktor keamanan sebesar 1.27184 dengan dibulatkan menjadi 1.27, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar 1.5E+08 siklus untuk sifat AISI 301LN *base material*. Untuk sifat AISI 301LN *base welded material* didapatkan *fatigue strength* sebesar 390.87 MPa, faktor keamanan sebesar 1.089287 dengan dibulatkan menjadi 1.09, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar 5.96E+06 siklus.

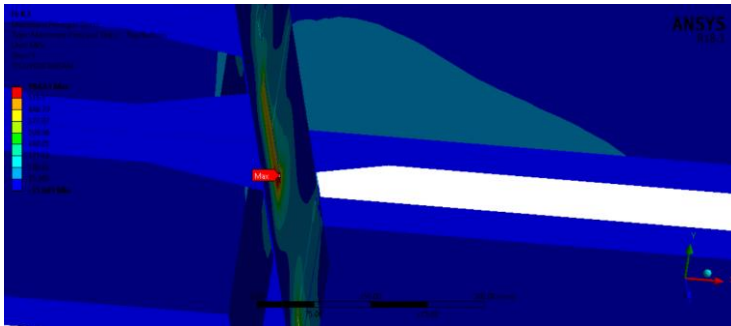
Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 71.03 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 88.19 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.09 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $1.5E+8$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $5.96E+6$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.3 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi perlambatan operasi 1,25 m/s²

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi perlambatan operasi 1.25 m/s² didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 584.6 MPa dan tegangan prinsipal minimal 6.19E-14 MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 292.3 MPa dan tegangan rata – rata 292.3 MPa.



Gambar 4. 8 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus III

Terlihat pada gambar 4.3 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi berkebalikan dengan hasil kasus percepatan operasi pada *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 407.4 MPa, faktor keamanan sebesar 1.180274 dengan dibulatkan menjadi 1.18, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar 3.45E+07 siklus untuk sifat AISI 301LN

base material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded material* didapatkan *fatigue strength* sebesar 436.1 MPa, faktor keamanan sebesar 1.01086 dengan dibulatkan menjadi 1.01, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $1.26E+06$ siklus.

Apabila *fatigue strength base material* yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit material AISI 301LN base material*, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 78.71 persen dari *fatigue limit AISI 301LN base material* atau masih di bawah nilai *fatigue limit AISI 301LN base material*. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded material* apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded material AISI 301LN*. Dimana nilai *fatigue strength base welded material* sebesar 98.4 persen dari nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded material* atau masih di bawah nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded material*. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

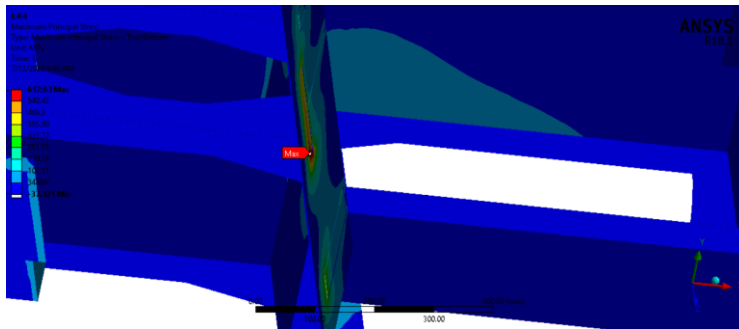
Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base material* lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded material* dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.01 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $3.45E+7$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base material* dan nilai umur kelelahan sebesar $1.26E+6$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded material* dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong

apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.4 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan operasi $1,25 \text{ m/s}^2$

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan operasi 1.25 m/s^2 didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 621.6 MPa dan tegangan prinsipal minimal $6.34\text{E-}16 \text{ MPa}$. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 306.3 MPa dan tegangan rata – rata 306.3 MPa.



Gambar 4. 9 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus IV

Terlihat pada gambar 4.4 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi berkebalikan dengan hasil kasus percepatan operasi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan kosentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada

tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 435.08 MPa, faktor keamanan sebesar 1.12629 dengan dibulatkan menjadi 1.13, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $1.30E+07$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base* material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded* material didapatkan *fatigue strength* sebesar 468.05 MPa, faktor keamanan sebesar 0.964628 dengan dibulatkan menjadi 0.96, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $4.61E+05$ siklus.

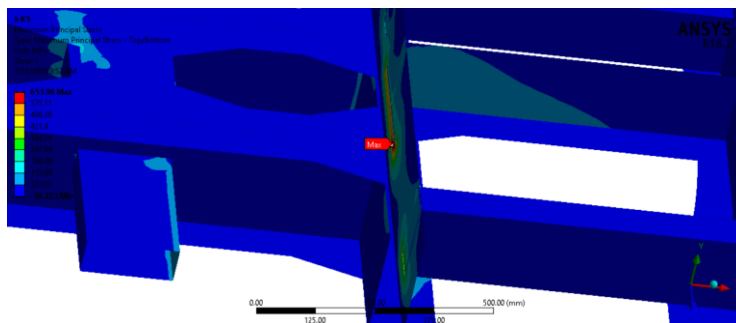
Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 85.84 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini tidak sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 107.99 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau di atas nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini, siklus *base welded* material dikatakan bahwa nilai tersebut di atas nilai *fatigue limit* sifat material AISI 301LN *base welded* material atau dikatakan tidak aman dengan kategori desain *finite life* karena suatu desain dikatakan *finite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan di atas nilai *fatigue limit* sifat material.

Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 0.96 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada nilai faktor keamanan dengan sifat material *base welded* material yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori tidak aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $1.30E+07$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $4.61E+5$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong dengan sifat material AISI 301LN *base welded* material apabila dikenai beban kasus ini dikatakan tidak aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *finite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di bawah umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.5 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan darurat $1,52 \text{ m/s}^2$

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan penumpang penuh kondisi perlambatan darurat 1.52 m/s^2 didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 651.9 MPa dan tegangan prinsipal minimal $7.16E-14$ MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 325.98 MPa dan tegangan rata – rata 325.98 MPa.



Gambar 4. 10 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus V

Terlihat pada gambar 4.5 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi berkebalikan dengan hasil kasus percepatan operasi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 475.9 MPa, faktor keamanan sebesar 1.05834 dengan dibulatkan menjadi 1.06, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $3.46E+06$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base* material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded* material didapatkan *fatigue strength* sebesar 515.58 MPa, faktor keamanan sebesar 0.90643597 dengan dibulatkan menjadi 0.9, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $1.17E+05$ siklus.

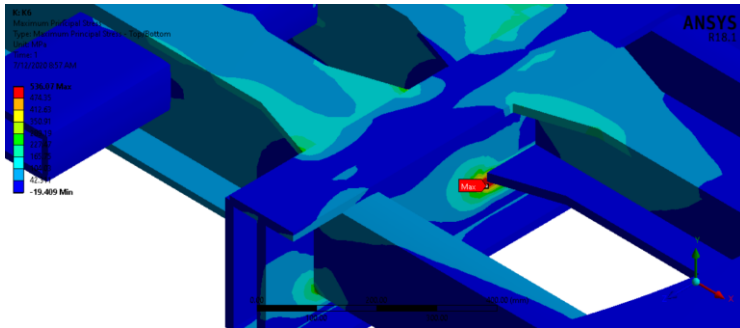
Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 91.95 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 116.33 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai *fatigue strength* dengan sifat AISI 301LN *base welded* material di atas nilai *fatigue limit* sifat AISI *base welded* material atau dapat dikatakan tidak aman dengan kategori desain *finite life* karena suatu desain dikatakan *finite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di atas nilai *fatigue limit* sifat material.

Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 0.9 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada nilai faktor keamanan dengan sifat *base welded* material yang didapat dengan kasus pembebanan ini dalam kategori tidak aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $3.46E+8$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $1.17E+5$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini dikatakan tidak aman dengan kategori desain *finite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *finite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di bawah umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.6 Kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi kecepatan operasi 110km/j

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan tanpa penumpang kondisi kecepatan operasi 110 km/j didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 536 MPa dan tegangan prinsipal minimal $1.16E-13$ MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 268 MPa dan tegangan rata – rata 268 MPa.



Gambar 4. 11 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VI

Terlihat pada gambar 4.6 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 361.7 MPa, faktor keamanan sebesar 1.2871453 dengan dibulatkan menjadi 1.29, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $2.0E+08$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base* material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded* material didapatkan *fatigue strength* sebesar 384.2 MPa, faktor keamanan sebesar 1.1023933 dengan dibulatkan menjadi 1.1, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $7.6E+06$ siklus.

Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 69.89 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila

dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 86.69 persen dari nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

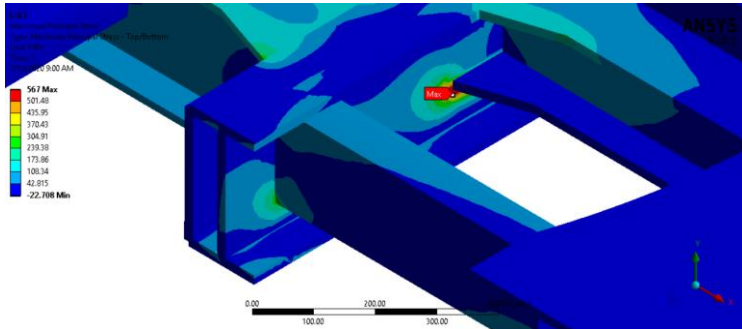
Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.1 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $2.03E+8$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $7.6E+6$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.7 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan operasi 110km/j

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan operasi 110 km/j didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar

567 MPa dan tegangan prinsipal minimal $6.19E-14$ MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 283.5 MPa dan tegangan rata – rata 283.5 MPa.



Gambar 4. 12 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VII

Terlihat pada gambar 4.7 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 390.45 MPa, faktor keamanan sebesar 1.216931 dengan dibulatkan menjadi 1.22, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $6.46E+07$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base material*. Untuk sifat AISI 301LN *base welded material* didapatkan *fatigue strength* sebesar 416.8 MPa, faktor keamanan sebesar 1.042257 dengan dibulatkan menjadi 1.04, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $2.39E+06$ siklus.

Apabila *fatigue strength base material* yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit material AISI 301LN base*

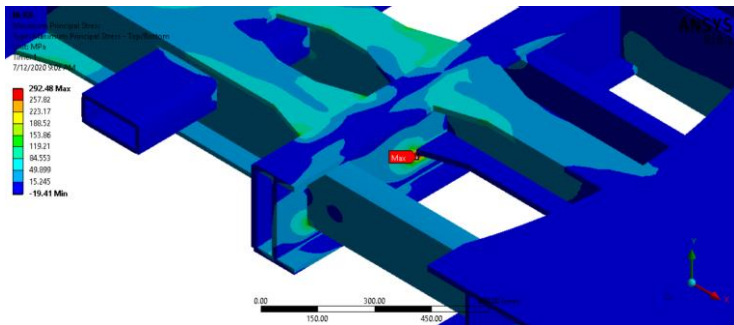
material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 75.45 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 94.04 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.04 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $6.46E+7$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base* material dan nilai umur kelelahan sebesar $2.39E+6$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded* material dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.8 Kasus pembebanan tanpa penunjang kondisi kecepatan maksimal 160km/j

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan tanpa penunjang kondisi kecepatan maksimal 160 km/j didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 292.48 MPa dan tegangan prinsipal minimal 8.68E-18 MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 146.24 MPa dan tegangan rata – rata 146.24 MPa.



Gambar 4. 13 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus VIII

Terlihat pada gambar 4.8 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 170.3 MPa, faktor keamanan sebesar 2.359135 dengan dibulatkan menjadi 2.36, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar 1.38E+13 siklus untuk sifat AISI 301LN *base material*. Untuk sifat AISI 301LN *base welded material*

didapatkan *fatigue strength* sebesar 175.13 MPa, faktor keamanan sebesar 2.020514 dengan dibulatkan menjadi 2.02, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $5.31E+11$ siklus.

Apabila *fatigue strength base material* yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit material AISI 301LN base material*, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 32.9 persen dari *fatigue limit AISI 301LN base material* atau masih di bawah nilai *fatigue limit AISI 301LN base material*. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded material* apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded material AISI 301LN*. Dimana nilai *fatigue strength base welded material* sebesar 39.5 persen dari nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded material* atau masih di bawah nilai *fatigue limit AISI 301LN base welded material*. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

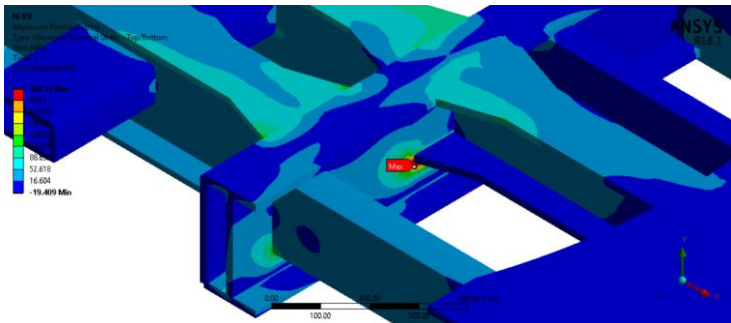
Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base material* lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded material* dimana didapat faktor keamanan sebesar 2.02 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $1.38E+13$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base material* dan nilai umur kelelahan sebesar $5.31E+11$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded material* dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan

kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.9 Kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan maksimal 160km/j

Dari hasil perhitungan elemen hingga seperti pada tabel 4.1, untuk kasus pembebanan penumpang penuh kondisi kecepatan maksimal 160 km/j didapatkan tegangan prinsipal maksimal sebesar 304.71 MPa dan tegangan prinsipal minimal 8.68E-18 MPa. Dengan hasil perhitungan didapat hasil tegangan amplitudo sebesar 152.36 MPa dan tegangan rata – rata 152.36 MPa.



Gambar 4. 14 letak titik kritis dari tegangan prinsipal maksimal kasus IX

Terlihat pada gambar 4.9 bahwa didapat titik kritis terletak pada plat baja AISI 301LN dengan sisi dekat *support* belakang dari underframe. Tegangan kritis yang ditimbulkan terletak pada sambungan antar plat dari underframe. Hal ini mengacu pada ciri – ciri tegangan konsentrasi dimana tegangan konsentrasi tegangan terjadi apabila luasan berubah secara mendadak, dan perubahan kontur pada tegangan konsentrasi berubah secara besar dalam jarak yang pendek.

Dari tegangan amplitudo dan tegangan rata – rata didapat *fatigue strength* sebesar 178.65 MPa, faktor keamanan sebesar 2.264448 dengan dibulatkan menjadi 2.26, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $6.81E+12$ siklus untuk sifat AISI 301LN *base* material. Untuk sifat AISI 301LN *base welded* material didapatkan *fatigue strength* sebesar 183.98 MPa, faktor keamanan sebesar 1.939417 dengan dibulatkan menjadi 1.94, dan umur kelelahan berupa siklus sebesar $2.64E+11$ siklus.

Apabila *fatigue strength base* material yang didapat dibandingkan dengan *fatigue limit* material AISI 301LN *base* material, maka nilai *fatigue strength* hasil pembebanan 34.52 persen dari *fatigue limit* AISI 301LN *base* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base* material. Hal ini sama terjadi dengan *fatigue strength base welded* material apabila dibandingkan dengan *fatigue limit base welded* material AISI 301LN. Dimana nilai *fatigue strength base welded* material sebesar 41.5 persen dari nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material atau masih di bawah nilai *fatigue limit* AISI 301LN *base welded* material. Dari perbandingan nilai kedua nilai dari *fatigue strength* ini dapat dikatakan bahwa nilai tersebut masih di bawah nilai *fatigue limit* sifat material masing – masing atau masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life* karena suatu desain dikatakan *infinite life* apabila *fatigue strength* dari sifat material yang diakibatkan pembebanan masih di bawah nilai *fatigue limit* masing – masing sifat material.

Dari hasil perhitungan faktor keamanan pada kasus ini yaitu nilai faktor keamanan dengan sifat material AISI 301L *base* material lebih besar dari pada sifat material AISI 301LN *base welded* material dimana didapat faktor keamanan sebesar 1.94 dengan sifat material AISI 301LN *base welded*. Pada kedua nilai faktor keamanan yang didapat dengan kasus pembebanan ini masih dalam kategori aman dari kegagalan *fatigue* karena faktor keamanan tidak di bawah nilai 1.

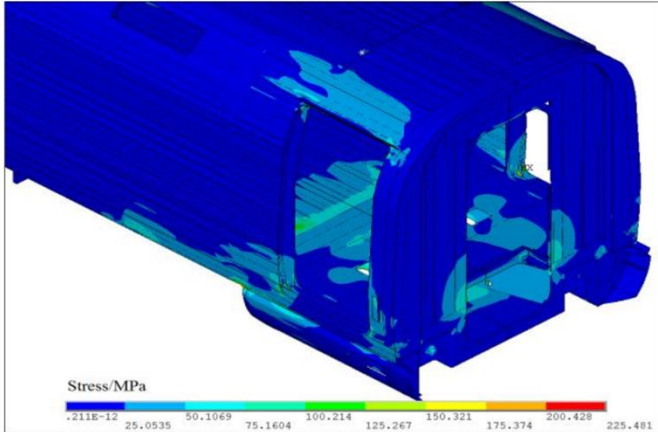
Dari hasil perhitungan umur kelelahan dalam siklus pada kasus ini, didapatkan nilai umur kelelahan sebesar $6.81E+12$ siklus

dengan sifat AISI 301LN *base material* dan nilai umur kelelahan sebesar $2.64E+11$ siklus dengan sifat AISI 301LN *base welded material* dengan kondisi kasus pembebanan ini. Hal ini sesuai dengan pernyataan sebelumnya bahwa desain struktur gerbong apabila dikenai beban kasus ini masih dikatakan aman dengan kategori desain *infinite life*. Dihubungkan dengan teori bahwa desain dikatakan *infinite life* ketika umur kelelahannya sama dengan atau di atas umur kelelahan sebesar 10^6 siklus.

4.4.10 Perbandingan penelitian sebelumnya

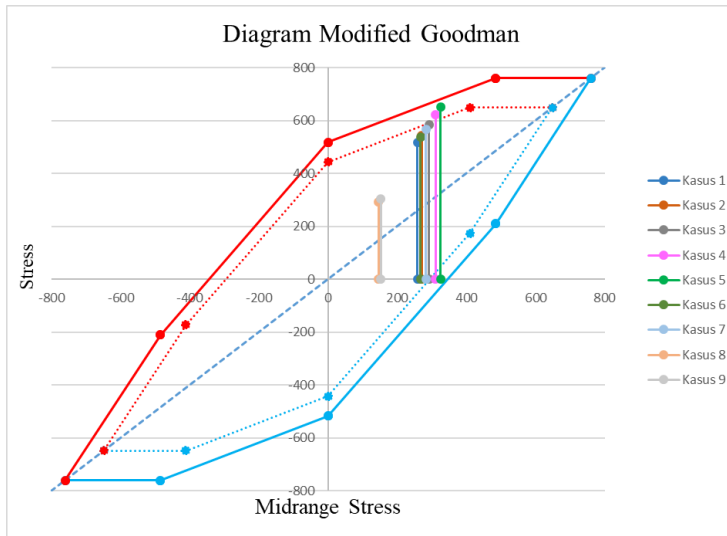
Dari hasil pengolahan hasil simulasi didapat data tegangan rata – rata dan tegangan amplitudo seperti pada tabel 4.2. Terlihat pada hasil tabel 4.2 bahwa nilai tegangan rata – rata sama dengan tegangan amplitudo. Hal ini karena nilai tegangan prinsipal minimal sangat kecil atau mendekati nol jika dibandingkan nilai tegangan prinsipal maksimal. Dari nilai semua tegangan rata – rata dan tegangan amplitudo dapat dikategorikan tegangan fluktuasi yang terjadi pada gerbong lokomotif untuk semua kasus merupakan *repeated stress* atau tegangan berulang. *Repeated stress* memiliki ciri – ciri nilai tegangan amplitudo sama dengan nilai tegangan rata – rata.

Dari hasil penelitian ini terlihat bahwa titik kritis dari kontur tegangan prinsipal maksimal semua kasus terjadi pada sambungan antar plat. Sehingga tegangan prinsipal pada titik kritis dari hasil perhitungan elemen hingga dapat disebut sebagai tegangan konsentrasi dengan ciri – ciri terjadi pada luasan yang berubah secara mendadak, dan terjadi pelonjakan nilai tegangan secara besar dalam jarak yang pendek. Dari hasil perhitungan elemen hingga ini sama dengan hasil perhitungan pada penelitian Xie et al seperti pada gambar 4.10.



Gambar 4. 15 Kontur tegangan von mises pada penelitian Xie et al

Dari gambar 4.10 terlihat bahwa tegangan konsentrasi banyak terjadi pada model analisis yang dilakukan oleh Xie et al. Konsentrasi tegangan banyak terjadi pada sambungan – sambungan yang bersudut seperti ujung – ujung pintu, dan underframe.

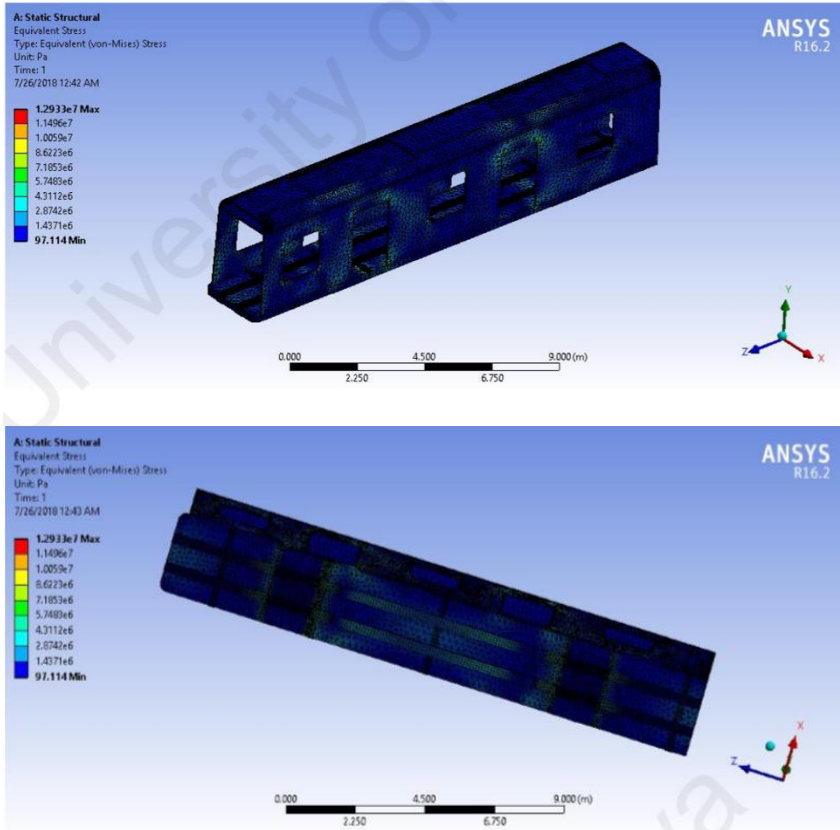


Gambar 4. 16 Diagram modified goodman penelitian ini

Terlihat pada gambar 4.11 bahwa hasil perhitungan pengolahan data hasil dapat divisualisasikan sebagai diagram modified goodman. Dari perhitungan semua kasus, kasus IV dan kasus V yang melewati garis AISI 301LN kondisi *base welded* material. Apabila dibandingkan dengan diagram modified goodman penelitian Xie et al dimana jenis tegangan fluktuasi yang muncul merupakan *repeated stress*, dan *fluctuating stress*, sedangkan tegangan fluktuasi yang muncul pada penelitian ini merupakan tegangan *repeated stress*.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Darren ashwin de silva tahun 2018 dengan judul “*Structural and modal analysis of a rail vehicle car body using finite element method.*” memiliki hasil

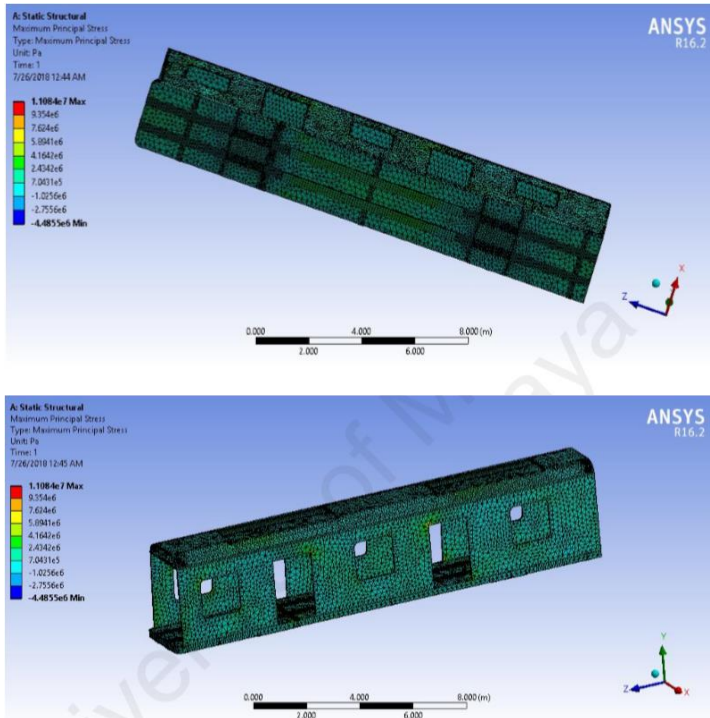
kontur tegangan von mises pada model gerbong kereta penumpang seperti pada gambar 4.12.



Gambar 4. 17 Kontur tegangan von mises pada penelitian Darren

Dari gambar 4.12 terlihat bahwa tegangan konsentrasi banyak terjadi pada model analisis yang dilakukan oleh Darren sama seperti pada gambar 4.10 kontur tegangan von mises pada

penelitian Xie et al. Konsentrasi tegangan banyak terjadi pada sambungan – sambungan yang bersudut seperti ujung – ujung pintu, dan jendela.



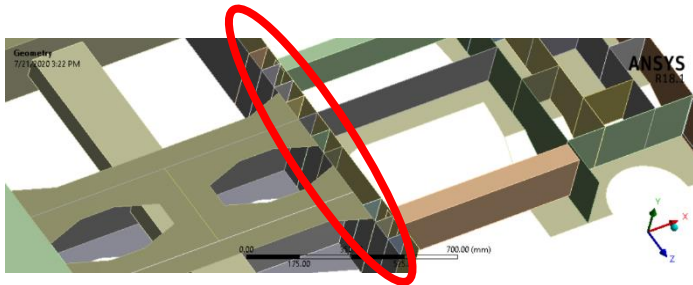
Gambar 4. 18 Kontur tegangan prinsipal maksimal pada penelitian Darren

Apabila dibandingkan dengan kontur tegangan prinsipal maksimal pada penelitian ini dengan kontur tegangan prinsipal maksimal pada penelitian Darren seperti pada gambar 4.13 maka tegangan konsentrasi juga terjadi pada sambungan bersudut seperti sambungan ujung – ujung pintu, jendela, dan underframe. Hal ini menunjukkan kontur tegangan prinsipal maksimal pada penelitian

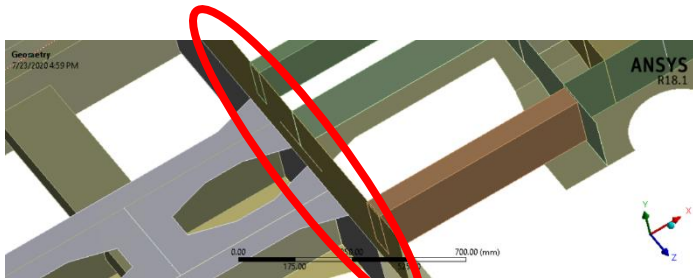
ini jika dibandingkan dengan penelitian Darren memiliki ciri – ciri yang sama yaitu titik kritis terjadi pada sambungan bersudut.

4.4.11 Pengoptimalan model analisa

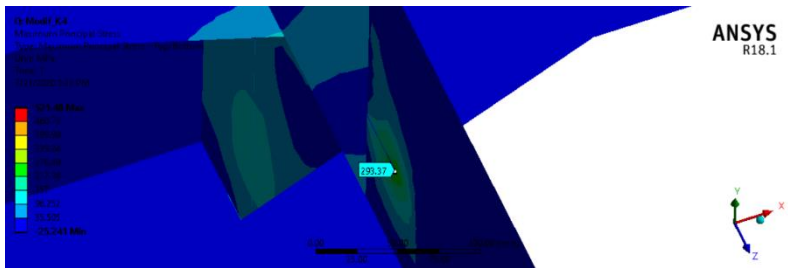
Dari hasil pembahasan kasus IV dan kasus V terlihat bahwa model desain berada pada kategori *finite life* dengan sifat AISI 301LN *base welded* material. Oleh karena itu, model analisa dioptimalkan dengan modifikasi model yang baru seperti pada gambar 4.14.



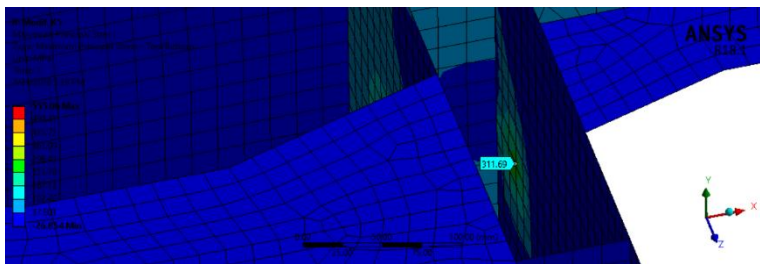
a)



Gambar 4. 19 Bagian a) sesudah modifikasi b) sebelum modifikasi pada model analisis gerbong lokomotif



Gambar 4. 20 Hasil kontur model modifikasi tegangan prinsipal maksimal dari kasus IV



Gambar 4. 21 Hasil kontur model modifikasi tegangan prinsipal maksimal dari kasus V

Dari model yang telah dimodifikasi agar memenuhi kategori desain *infinite life* dengan sifat AISI 301LN *base welded* material. Dari gambar 4.15 dan gambar 4.16 didapat data – data hasil untuk melakukan perhitungan tegangan amplitudo, dan tegangan rata – rata. Dari hasil perhitungan dengan menggunakan model modifikasi terlihat pada tabel 4.6.

Tabel 4. 6 Hasil perhitungan menggunakan model modifikasi

Kasus	Tegangan Prinsipal Maksimal (MPa)	Tegangan Prinsipal Minimal (MPa)	Tegangan amplitudo (MPa)	Tegangan rata – rata (MPa)	Fatigue Strength (MPa)		Faktor Keamanan Kelelahan		Umur siklus (siklus)		
					Base material	Base welded material	Base material	Base welded material	Base material	Base welded material	
IV	293.37	-2.11E-02	146.6955565	146.6744435	170.916957	175.7811079	2.35192231	2.014336244	1.31E+13	5.04E+11	
					183.5079702	189.1249658	2.213557997	1.895832223	4.58E+12	1.78E+11	
V	311.69	-7.60E-02	155.883021	155.806979	170.916957	175.7811079	2.35192231	2.014336244	1.31E+13	5.04E+11	
					183.5079702	189.1249658	2.213557997	1.895832223	4.58E+12	1.78E+11	

Pengambilan titik nilai dari tegangan prinsipal maksimal, dan tegangan prinsipal minimal sama dengan pengambilan titik maksimal tegangan prinsipal dari kasus IV dan kasus V sehingga dapat dibandingkan antara sebelum modifikasi dan sesudah modifikasi struktur gerbong lokomotif. Dari hasil tabel 4.6 bahwa fatigue strength yang didapat dengan model modifikasi sebesar 170.92 MPa atau menurun 61.52 persen dari fatigue strength

dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus IV, dan sebesar 175.78 MPa atau menurun 63.28 persen dari fatigue strength dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus IV, sehingga model sesudah modifikasi pada underframe termasuk dalam kategori desain infinite life. Faktor keamanan kelelahan yang didapat dengan model modifikasi sebesar 2.35 atau naik 211.89 persen dari faktor keamanan kelelahan dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus IV, dan sebesar 2.01 atau naik 211.89 persen dari faktor keamanan kelelahan dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus IV. Umur kelelahan yang didapat dengan model modifikasi sebesar $1.31E+13$ siklus atau mengalami kenaikan dari umur kelelahan dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus IV, dan sebesar $5.04E+11$ siklus atau mengalami kenaikan dari umur kelelahan dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus IV.

Pada kasus V, fatigue strength yang didapat dengan model modifikasi sebesar 183.5 MPa atau menurun 61.44 persen dari fatigue strength dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus V, dan sebesar 189.12 MPa atau menurun 63.32 persen dari fatigue strength dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus V, sehingga model sesudah modifikasi pada underframe termasuk dalam kategori desain infinite life. Faktor keamanan kelelahan yang didapat dengan model modifikasi sebesar 2.21 atau naik 209.15 persen dari faktor keamanan kelelahan dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus V, dan sebesar 1.9 atau naik 209.15 persen dari faktor keamanan kelelahan dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus V. Umur kelelahan yang didapat dengan model modifikasi sebesar $4.58E+12$ siklus atau mengalami kenaikan dari umur kelelahan dengan sifat AISI 301LN base material model sebelum modifikasi pada kasus V, dan sebesar $1.78E+11$ siklus atau mengalami kenaikan dari umur kelelahan

dengan sifat AISI 310LN base welded material model sebelum modifikasi pada kasus V.

BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari proses perhitungan dan pembahasan hasil perhitungan analisis kelelahan pada gerbong lokomotif kereta api semi cepat dengan material AISI 301LN pada underframe dengan variasi kondisi *base* material dan *base welded* material maka didapat kesimpulan sebagai berikut:

1. *Fatigue strength* yang didapat dari perhitungan semua kasus bernilai di bawah nilai *fatigue limit* sifat AISI 301LN kondisi *base* material dan kondisi *base welded* material maka desain dapat dikatakan termasuk dalam kategori desain *infinite life* kecuali pada kasus IV dan V dengan kondisi *base welded* material. Pada kasus IV dan V nilai *fatigue strength* yang didapat di atas nilai *fatigue limit* dari kondisi *base welded* material sehingga desain model gerbong lokomotif termasuk dalam kategori desain *finite life*. Pada kasus IV, *fatigue strength* bernilai 107.99% dari *fatigue limit* kondisi *base welded* material. Pada kasus V, *fatigue strength* bernilai 116.33% dari *fatigue limit* kondisi *base welded* material.
2. Faktor keamanan kelelahan yang didapat dari perhitungan semua kasus bernilai di atas nilai 1 dengan sifat AISI 301LN kondisi *base* material dan kondisi *base welded* material kecuali pada kasus IV dan V dengan kondisi *base welded* material. Nilai tertinggi faktor keamanan kelelahan sebesar 2.36 pada kasus VIII dengan kondisi *base* material. Nilai terendah faktor keamanan kelelahan sebesar 0.9 pada kasus V dengan kondisi *base welded* material. Pada kasus IV, faktor keamanan kelelahan bernilai 0.95 dengan kondisi *base welded* material. Pada kasus V, faktor keamanan kelelahan bernilai 0.9 dengan kondisi *base welded* material.

3. Umur kelelahan yang didapat dari perhitungan semua kasus bernilai di atas nilai 10^6 siklus atau termasuk dalam desain infinite life kecuali kasus IV dan V dengan kondisi *base welded* material. Umur kelelahan tertinggi sebesar $1.38E+13$ siklus pada kasus VIII dengan kondisi *base* material. Umur kelelahan terendah sebesar $1.17E+05$ siklus dengan kondisi *base welded* material.
4. Pada model modifikasi, hasil perhitungan dengan sifat AISI 301LN base welded material menggunakan kasus IV memiliki penurunan nilai *fatigue strength* sebesar 63.28% dari model sebelum modifikasi, kenaikan faktor keamanan kelelahan sebesar 211.89% dari model sebelum modifikasi, dan peningkatan umur kelelahan sebesar $1.5E+6$ kali lipat dari model sebelum modifikasi. Pada kasus V memiliki penurunan nilai *fatigue strength* sebesar 63.32% dari model sebelum modifikasi, kenaikan faktor keamanan kelelahan sebesar 209.15% dari model sebelum modifikasi, dan peningkatan umur kelelahan sebesar $1.53E+6$ kali lipat dari model sebelum modifikasi. Dari memodifikasi model maka gerbong lokomotif termasuk dalam kategori desain *infinite life* dari seluruh skenario kasus penelitian.
5. Dari hasil nilai faktor keamanan kelelahan terdapat evaluasi pada model analisa bahwa perlunya penambahan stuktur plat baja pada bagian – bagian yang terkena tegangan tinggi karena jika dibandingkan dengan penelitian Xie et al, hasil faktor keamanan penelitian keamanan ini cenderung berdekatan dengan nilai 1.

5.2 Saran

Adapun kendala – kendala yang dihadapi penulis dalam menyelesaikan penelitian ini salah satunya adalah perangkat komputer yang kurang memenuhi kriteria untuk melakukan simulasi Ansys workbench 18.1 dengan jumlah nodal dan elemen yang tinggi. Oleh karena itu, penulis tidak dapat melakukan tes

kongensi secara rinci maka perlu dipersiapkan perangkat komputer dengan spesifikasi RAM minimal 32GB, processor minimal core i7 8th gen, dan SSD NVMe dengan kapasitas minimal 256GB untuk melakukan simulasi gerbong lokomotif ulang. Dari hasil perhitungan penelitian, dirasa perlu untuk memodifikasi model underframe bagian support belakang sampai coupler house untuk memenuhi kategori desain infinite life, dan diperlukan tindak lanjut berupa validasi dengan hasil eksperimen apabila gerbong lokomotif ini terealisasi karena validasi tidak dapat mendekati nilai yang sama apabila dilakukan dengan membandingkan dengan model gerbong kereta jenis lain. Selain itu, manfaat dari membandingkan dengan hasil eksperimen adalah untuk mempelajari pola dalam melakukan simulasi perhitungan elemen hingga untuk *project* gerbong kereta selanjutnya.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Syah, K. 2017. *Analisis Deformasi pada Stent Asymmetric dengan Variasi Tipe Connector*. Tugas Akhir. Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- British Standard. 2010. *Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies (BS EN 126631:2010)*. Chiswick High Road, London : BSI Group.
- Menteri Perhubungan Republik Indonesia. 2015. **PERATURAN MENTERI PERHUBUNGAN REPUBLIK INDONESIA NOMOR : PM 175 TAHUN 2015 Tentang “Standar Spesifikasi Teknis Kereta Kecepatan Normal Dengan Penggerak Sendiri”**. Jakarta.
- Hibbeler, R.C. 2008. *Mechanics of Materials*. Canada : Pearson Prentice Hall
- Aalco Metals Ltd. 2016. *Aluminium Alloy 6061-T6 Extrusion*. Unit 6 Parkway Industrial Estate, Wednesbury WS10 7WP.
- Jan, L. M. R. 2015. *Measurements of friction coefficients between rails lubricated with a friction modifier and the wheels of an IORE locomotive during real working conditions*. Wear, 109-117.
- Kementrian Perhubungan Direktorat Jendral Perkeretaapian, BPPT. 2018. **PERANCANGAN ALINYEMEN JALUR KERETA API TAMBAHAN UNTUK PENINGKATAN KECEPATAN KERETA API KORIDOR JAKARTA – SURABAYA**. Laporan Akhir. Surabaya.
- Coals to Newcastle. 2017. *The application of the Davis Formula to set default train resistance in open rails*.
- Boschetti, G. Mariscotti, A. 2012. **THE PARAMETERS OF MOTION MECHANICAL EQUATIONS AS A SOURCE OF UNCERTAINTY FOR TRACTION SYSTEMS SIMULATION**. Italy: University of Genoa.

- Edwards, J. R. 2010. *Train energy, power, and traffic control*. Urbana: University of Illinois
- Davis, W. J. *The tractive resistance of electric locomotive and cars*. General Electric Company.
- Valentino, J. M. 2015. *ANALISIS RESISTANCE, TRACTIVE EFFORT DAN GAYA SENTRIFUGAL PADA KERETA API TAKSAKA DI TIKUNGAN KARANGGANDUL*. Jurnal penelitian teknik mesin.
- Zhongwei, M.A. & Lin, M.A. & Xu, B.O. & Chuchen, D.A.N. & Zhaokun, H.E. & Wang, Y.U.E.. 2019. *High cycle fatigue performance of hollow-extruded 6005A-T6 aluminum alloy characterized by a layered microstructure*. Archives of Metallurgy and Materials.
- Liu, Xiaolong & Xie, Pu & Wimpory, R. & Li, Wenya & Lai, Ruilin & Li, M.J. & Chen, Dongfeng & Liu, Yuntao & Zhao, Haiyan. 2019. *Residual Stress, Microstructure and Mechanical Properties in Thick 6005A-T6 Aluminium Alloy Friction Stir Welds*. Metals. 9. 803.
- PT. INKA. 2018. *weight calculation and load distribution of loco DH Phillipines*.
- Daryl, L. Logan. 2007. *Fourth Edition: A First Course in the Finite Element Method*. Platteville: University of Wisconsin
- Jung, WooYoung & Han, Sung-Cheon. 2013. *An 8-Node Shell Element for Nonlinear Analysis of Shells Using the Refined Combination of Membrane and Shear Interpolation Functions*. Mathematical Problems in Engineering 2013.
- Richard G. B. Nisbett, J.K. 2011. *Ninth edition: Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill.
- Hyun, Hong & Kim, Minsoo & Bang, Sungsik & Lee, Hyungyil. 2014. *On acquiring true stress—strain curves for sheet specimens using tensile test and FE analysis based on a local necking criterion*. Journal of Materials Research. 29.

- Feijoo, I. & Cabeza, Marta & Merino, P. & Pena, Gloria & Rey Rodriguez, Pilar. 2019. *Age Hardening of Extruded AA 6005A Aluminium Alloy Powders*. Materials.
- Darren A. D. S. 2018. *Structural and modal analysis of a rail vehicle car body using finite element method*. University of Malaya. Kuala Lumpur.
- Xie, N., Lu, Y. H., Feng, Z., & Chen, T. L. 2014. *Fatigue strength research on aluminum alloy car body for railway vehicle based on finite element analysis method*. International Conference on Material Science and Applications (icmsa-15). Atlantis Press.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Muhammad Fatir Rahmat merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara dari pasangan Bapak Syamsul Hadi dan Ibu Nur aini sofwana. Lahir pada 16 Januari 1998 di Sidoarjo. Menempuh pendidikan dari SD Negeri Pucang II sampai kelas 5 lalu pindah ke SD Negeri Klampis Ngasem I, SMPN 19 Surabaya, SMAN 16 Surabaya, dan pendidikan Sarjana di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Selama masa perkuliahan di ITS, penulis aktif di kegiatan maupun organisasi. Pada tahun kedua, penulis menjadi staf Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa BEM FTI 2017/2018. Pada tahun ketiga menjadi Trainer organisasi profit DECIMO CAD untuk mengajar software CAD dan CAE dan merangkap sebagai freelance drafter 3D & 2D untuk berbagai project perusahaan sampai sekarang. Penulis memiliki pengalaman kerja praktik bagian divisi rencana pengendalian dan operasi di PT. PJB UP Paiton dimana penulis mengevaluasi kinerja *air pre-heater* pada unit 1 & unit 2, dan bagian divisi *engineering* di PT. PJB UP Gresik dimana penulis melakukan *redesign pipeline* untuk instalasi HCl dan NaOH *plant*, dan RO *plant*.

Mengenai saran dan kritik terkait tugas akhir, dapat menghubungi penulis melalui:

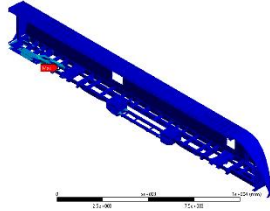
Email : fatir.rahmat.3@gmail.com

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran 1 : Hasil simulasi kontur full body kasus 1

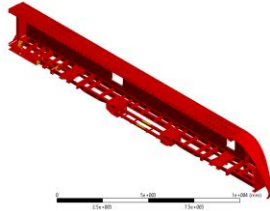
ANSYS
 Maximum Principal Stress
 Top: Equivalent (von Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 0.010000000000000000
 312.25 Max
 242.00
 182.00
 122.00
 62.00
 2.00 Min



ANSYS
R16.1



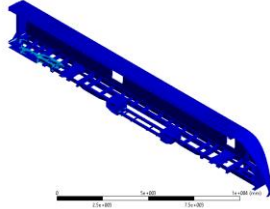
ANSYS
 Minimum Principal Stress
 Top: Equivalent (von Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 0.010000000000000000
 22.962 Max
 18.817
 14.672
 10.527
 6.382
 2.237 Min



ANSYS
R16.1



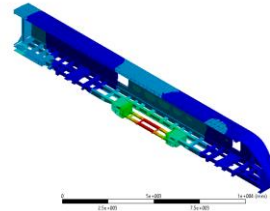
ANSYS
 Equivalent Stress
 Top: Equivalent (von Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 0.010000000000000000
 308.06 Max
 247.81
 187.56
 127.31
 67.06
 1.81 Min



ANSYS
R16.1



ANSYS
 Mass Information
 Top: Mass Information
 Unit: kg
 Time: 0.010000000000000000
 32.926 Max
 27.287
 21.648
 16.009
 10.370
 4.732 Min



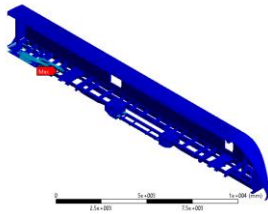
ANSYS
R16.1



Lampiran 2 : Hasil simulasi kontur full body kasus 2

61 K2
 Minimum Principal Stress
 Type: Minimum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 6/19/2023 10:08 PM

242.72 Max
473.03
481.73
734.44
851.76
1193.05
1463.51
1501.66
161.06
0 Min

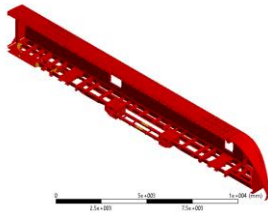


ANSYS
R18.1



61 K2
 Maximum Principal Stress
 Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 6/19/2023 10:08 PM

25.307 Max
16.025
100.96
-167.39
113.12
-198.05
164.69
410.12
495.75
-501.38 Min

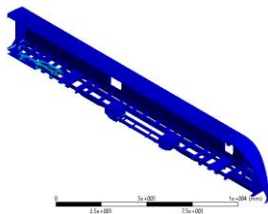


ANSYS
R18.1



61 K2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 6/19/2023 10:08 PM

311.36 Max
451.32
413.28
754.44
255.1
256.16
177.12
118.05
22.04
0 Min

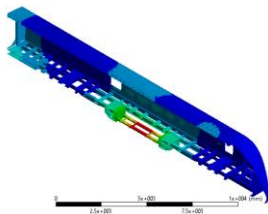


ANSYS
R18.1



61 K2
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 6/19/2023 10:08 PM

8.2879 Max
2.0705
4.1105
4.9716
4.5339
3.6481
2.7716
1.6687
3.9139
0 Min



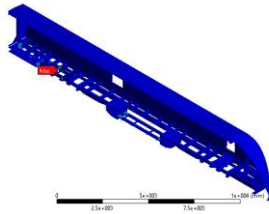
ANSYS
R18.1



Lampiran 3 : Hasil simulasi kontur full body kasus 3

HR K3
 Minimum Principal Stress
 Type: Minimum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/2/2023 10:22 PM

364.62 Max
315.7
266.76
217.81
168.86
119.91
70.96
21.99
0 Min

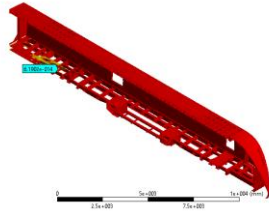


ANSYS
R18.1



HR K3
 Maximum Principal Stress
 Type: Maximum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/2/2023 10:22 PM

21.064 Max
14.401
7.7379
-205.47
-100.03
-116.66
-432.28
-107.01
-100.33
-635.16 Min

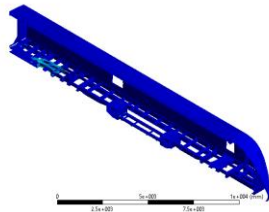


ANSYS
R18.1



HR K3
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/2/2023 10:26 PM

198.24 Max
131.27
88.51
59.61
33.34
20.06
19.47
15.46
12.47
0 Min

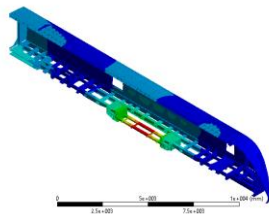


ANSYS
R18.1



HR K3
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 W/2/2023 10:28 PM

0.2419 Max
0.1362
6.4108
1.4046
4.1769
1.4021
2.3473
1.0719
0.09157
0 Min



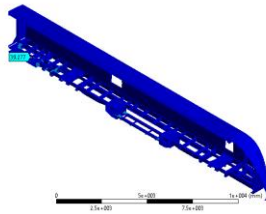
ANSYS
R18.1



Lampiran 5 : Hasil simulasi kontur full body kasus 5

ANSYS
R18.1
 Minimum Principal Stress
 Type: Minimum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/GRID 1033 PA4

351.56 Max.
175.15
100.76
42.14
38.415
30.40
20.46
13.89
0 Min.

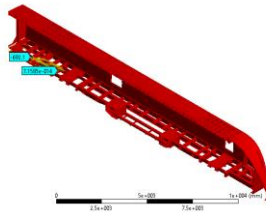


ANSYS
R18.1



ANSYS
R18.1
 Minimum Principal Stress
 Type: Minimum Principal Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/GRID 1033 PA4

23.953 Max.
184.73
210.04
133.37
107.2
402.40
104.36
-61.640 Min.

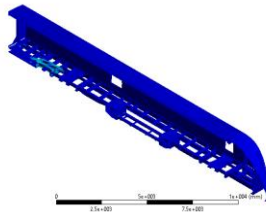


ANSYS
R18.1



ANSYS
R18.1
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 W/GRID 1033 PA4

667.43 Max.
351.23
193.13
146.90
332.70
296.40
222.40
148.10
76.100 Min.

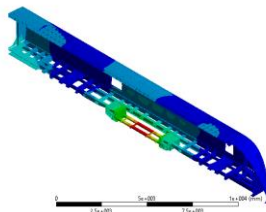


ANSYS
R18.1



ANSYS
R18.1
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 W/GRID 1033 PA4

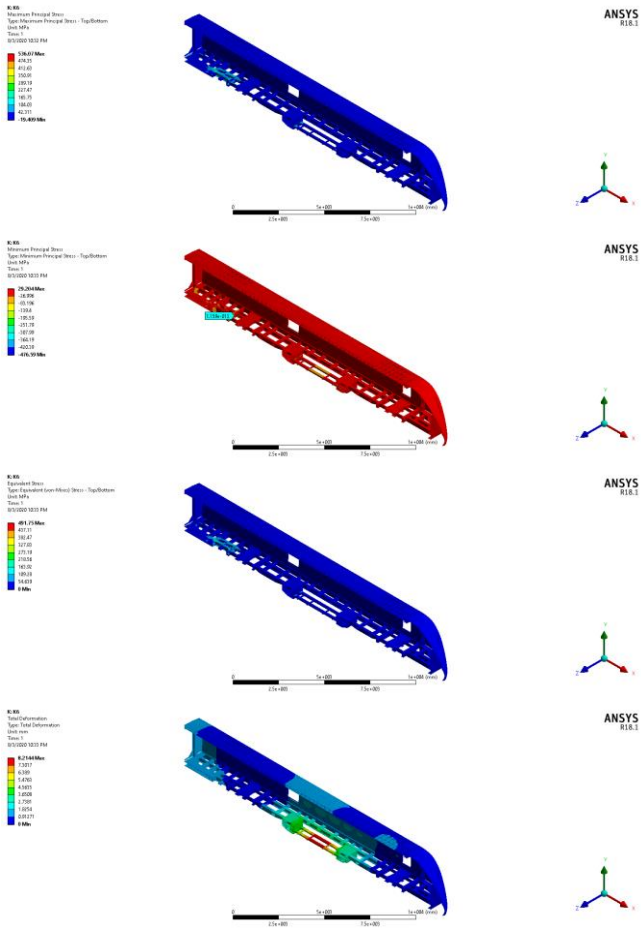
0.2400 Max.
0.2370
0.4710
1.4040
4.1700
1.4040
2.3470
1.001
0.09108 Min.



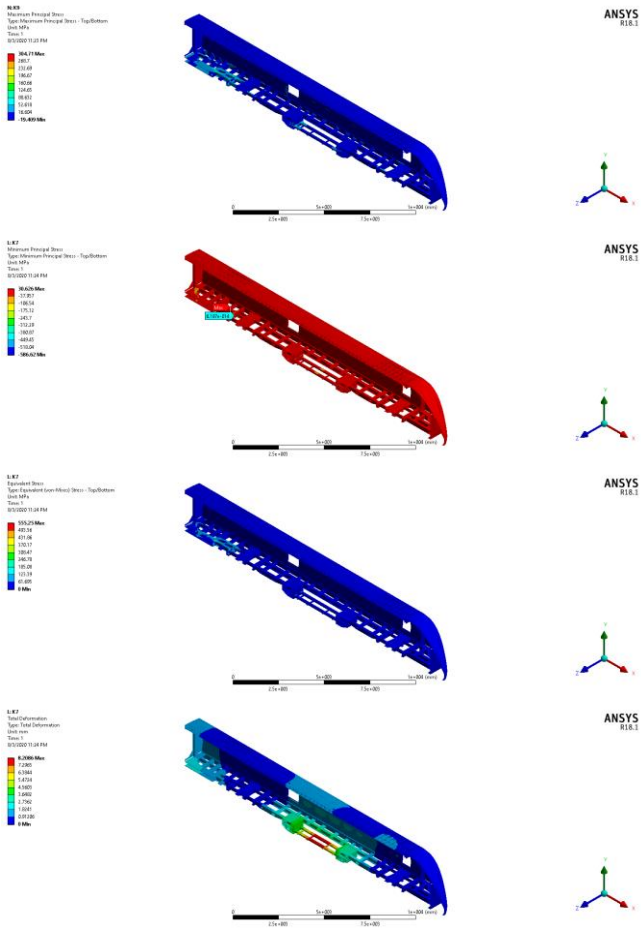
ANSYS
R18.1



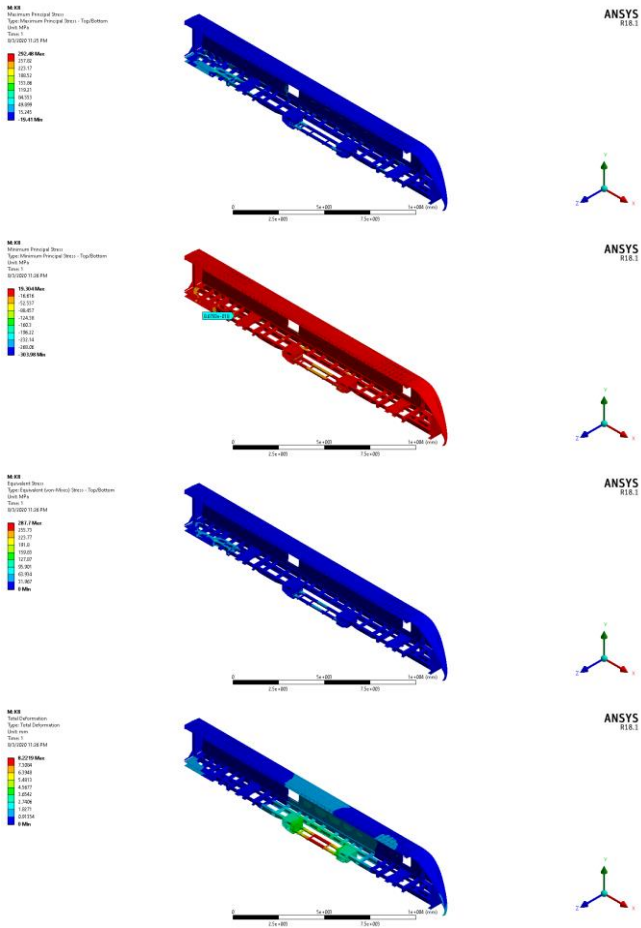
Lampiran 6 : Hasil simulasi kontur full body kasus 6



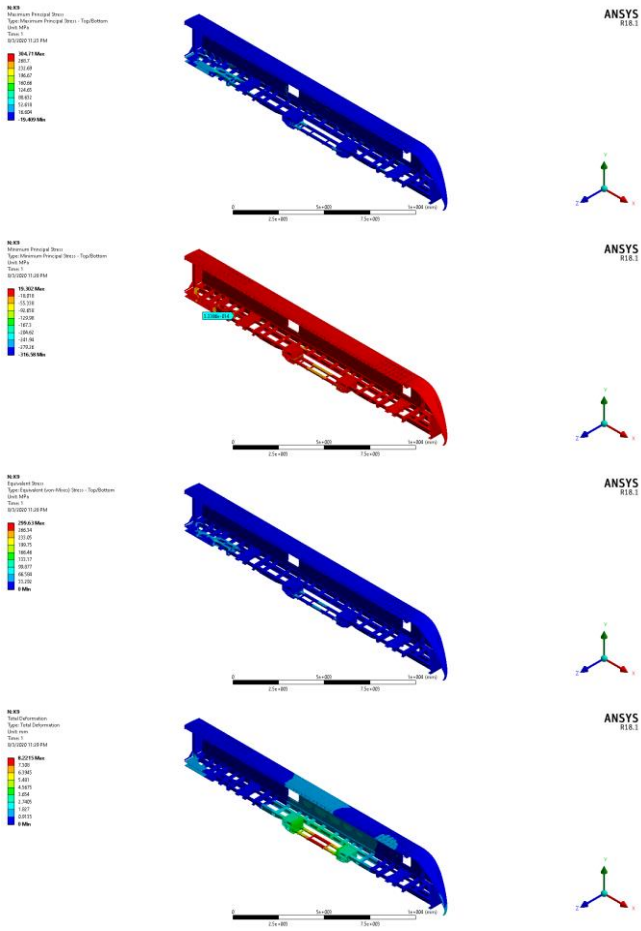
Lampiran 7 : Hasil simulasi kontur full body kasus 7



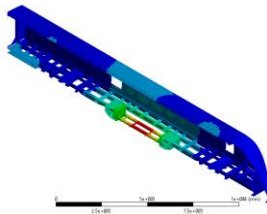
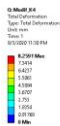
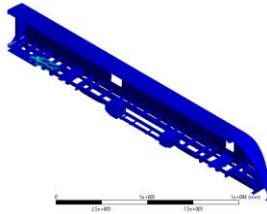
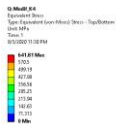
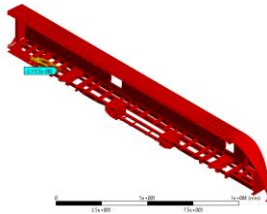
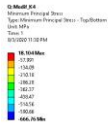
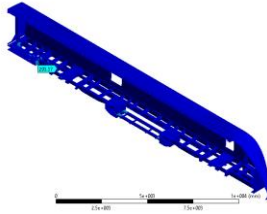
Lampiran 8 : Hasil simulasi kontur full body kasus 8



Lampiran 9 : Hasil simulasi kontur full body kasus 9



Lampiran 9 : Hasil simulasi kontur full body kasus 4 sesudah modifikasi



Lampiran 10 : Hasil simulasi kontur full body kasus 5 sesudah modifikasi

