



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 184835

**ANALISIS KEKUATAN *MECHANICAL COUPLER HEAD*
KERETA SEMI CEPAT MENGGUNAKAN METODE ELEMEN
HINGGA**

Evan Luthfi Kirana
02111540000177

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 184835

**ANALISIS KEKUATAN *MECHANICAL COUPLER HEAD*
KERETA SEMI CEPAT MENGGUNAKAN METODE ELEMEN
HINGGA**

Evan Luthfi Kirana
02111540000177

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TM 184835

**STRENGTH ANALYSIS OF MECHANICAL COUPLER HEAD
KERETA MEDIUM SPEED TRAIN USING FINITE ELEMENT
METHOD**

Evan Luthfi Kirana
02111540000177

Thesis Advisor :
Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industria Technology and Engineering System
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2020

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**ANALISIS KEKUATAN *MECHANICAL COUPLER*
HEAD KERETA SEMI CEPAT MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Evan Luthfi Kirana
NRP.02111540000177

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D (Pembimbing I)
NIP. 197909262006011001
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT (Penguji I)
NIP. 196807061999031004
3. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji II)
NIP. 196508101991021001
4. Yohanes, ST., MSc (Penguji III)
NIP. 198006272012121003

SURABAYA
JANUARI,2020

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

ANALISIS KEKUATAN *MECHANICAL COUPLER HEAD* KERETA SEMI CEPAT MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Evan Luthfi Kirana
NRP : 02111540000177
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng.,
Ph.D

Abstrak

Kereta api penumpang ada beberapa tipe yang sudah digunakan di Indonesia seperti kereta api ringan atau *LRT (Light Rail Transit)*, moda raya terpadu atau *MRT (Mass Rapid Transit)*, dan kereta rel listrik (KRL) atau *commuter line*. Saat ini Indonesia sedang mengembangkan kereta semi cepat atau *MST (Medium Speed Train)*, dalam proses penelitiannya salah satu komponen dari kereta semi cepat yang memungkinkan untuk diproduksi di Indonesia adalah Kopler (*Coupler*).

Pada penelitian ini, model 3D *mechanical coupler head* dibuat menggunakan Perangkat lunak *Solidworks 2018* dan dianalisis secara numerik menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak *ANSYS Workbench 18.1*. Dalam penelitian ini menggunakan simulasi *static structural* kemudian dilanjutkan simulasi modal untuk menentukan *time step* pada simulasi dinamis dan *fatigue* pada *transient structural* hasil simulasi akan ditampilkan dalam bentuk distribusi tegangan, deformasi, dan siklus hidup dari kopler. Hasil yang diharapkan pada penelitian ini adalah mengetahui tingkat keamanan desain kopler dan umur kopler terhadap beban *fatigue*.

Dengan simulasi statis, gaya tarik yang diberikan sebesar 15963 N menghasilkan tegangan *equivalen von Mises* sebesar 107.93 MPa. Posisi tegangan maksimum berada pada *hooked*

plate yang menerima gaya. Kopler dapat dinyatakan aman karena besar tegangan tidak melebihi tegangan *yield* material sebesar 583 MPa. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada material grade D sebesar $N=5.4$ yang mana masih berada diatas rentang faktor keamanan statis yaitu $N=1.0-2.0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Dengan Simulasi Dinamis, Nilai tegangan *equivalen von Mises* maksimum terdapat pada material grade D yang menerima beban tekan sebesar 297660 N yaitu sebesar 318.09 MPa . Posisi tegangan maksimum terdapat pada *pin coupling link* dekat *hooked plate fixed*. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada material grade D yang mengalami pembebanan tekan yaitu $N = 1.83$ yang mana masih dalam rentang faktor keamanan dinamis yaitu $N=1.0-2.0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Dengan simulasi *fatigue*, umur hidup coupler yang paling minimal terdapat pada material Grade D yaitu selama 113350 siklus.

Kata kunci: *mechanical coupler head*, kereta semi cepat, EN 12663-1 2010, metode elemen hingga, tegangan von Misses.

STRENGTH ANALYSIS OF MECHANICAL COUPLER HEAD MEDIUM SPEED TRAIN USING FINITE ELEMENT METHOD

Name : Evan Luthfi Kirana
NRP : 0211154000177
Departement : Mrchanical Engineering FTIRS-ITS
Advisor : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng.,
Ph.D

ABSTRACT

Indonesia is already use several types of passanger train such as Light Rail Transit , Mass Rapid Transit and commuterline. Nowadays, Indonesia is developing Medium Speed Train, to support the developing process, one of component from Medium Speed Train that can produce inside this country is coupler.

3D Model that used in this study is drew using Solidworks 2018 and then simulated using finite element method in Ansys Workbench 18.1 software. The type of simulation that used in this study are Static Structural, Modal, and Transient Structural. Static structural is used to determine the equivalen stress and safety factor static of coupler; Modal analysis is used to determine the natural frequency of coupler model and then the frequency is used to determine the initial time step for properties in transien structural simulation. In the transient structural we can get the value of equivalent stress, factor of safety and life of coupler due to fatigue load.

In Static simulation, both of the material is having the same value of equivalent von-Mises stress which is 107.93 MPa at hooked plate , it is safe because the value of stress of simulation is under the ultimate tensile strength of material (720 MPa). The smallest safety factor is $N=5.4$, it' value is more than $N= 1.0-2.0$

as the minimum safety factor range for the safety factor static. In Transient simulation the maximum value of the equivalent stress is at the grade D material with 318.09 MPa at the pin coupling link. The minimum value of safety factor is at grade D material with tensile and pressure stress is $N=1.83$. It's value is more than the minimum safety factor dynamic range between $N=1.0-2.0$. It can be stated that it is safe. In Fatigue simulation the minimum cycle is at grade D material with 113350 cycle.

Key word: mechanical couplers head, medium speed train , EN 12663-1 2010, finite element method, von Misses stress,

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan petunjuk sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Tak lupa sholawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. 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. Keluarga Penulis, Bapak Erizul dan Ibu Desnawati yang telah memberikan dukungan dan do'a hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D, Dosen Pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan, saran, dan motivasi kepada penulis dalam menyusun tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT sebagai dosen penguji 1.
4. Bapak Dr.Ir. Agus Sigit Pramono , DEA sebagai dosen penguji 2.
5. Bapak_Yohanes, ST., MSc DEA sebagai dosen penguji 3.
6. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis menuntut ilmu di ITS baik dalam bidang akademik maupun non akademik.
7. Teman-teman M58 yang telah menemani masa perkuliahan penulis.

8. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

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 ini. 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 Terima kasih.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	iii
Kata Pengantar.....	iv
Daftar Isi	v
Daftar Gambar.....	vi
Daftar Tabel.....	vii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 RUMUSAN MASALAH	2
1.3 BATASAN MASALAH	2
1.4 TUJUAN PENELITIAN	3
1.5 MANFAAT PENELITIAN.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 PENELITIAN TERDAHULU.....	5
2.2 KOPLER.....	9
2.3 BAGIAN UTAMA FULLY AUTOMATIC COUPLER	12
2.4 COUPLED, UNCOUPLED, DAN READY TO COUPLE	13
2.5 METODE ELEMEN HINGGA (MEH).....	14
2.5.1 ANALISIS STRUKTUR STATIS.....	15
2.5.2 MODAL ANALYSIS	15
2.5.3 Analisa Modal Awal	17

2.5.4	Prosedur Dasar	18
2.5.5	Verifikasi.....	20
2.5.6	Validasi	21
2.6	ANALISIS YANG DIGUNAKAN	26
2.6.1	Analisis Kecepatan Kereta Pada Jalur Melengkung	26
2.7	ANALISIS GAYA PADA KERETA	29
2.7.1	Analisis gaya akibat perlawanan angin dan gelinding	30
2.7.2	Analisis perlawanan lengkung	32
2.7.3	Analisis perlawanan tanjakan	32
2.7.4	Analisis gaya traktif.....	33
2.7.5	Analisa Gaya Rem.....	34
2.7.6	Analisis kecepatan maksimum gradient	35
2.7.7	Analisis Faktor Keamanan.....	35
2.8	ANALISIS TEORI KEGAGALAN	37
2.8.1	Teori Distorsi Energi	37
2.8.2	Kriteria kegagalan <i>fatigue</i>	38
2.8.3	STANDARD EN 12663-1 TAHUN 2010	43
BAB III METODOLOGI.....		47
3.1	FLOWCHART PENELITIAN.....	47
3.1.1	Flowchart Simulasi Statis	47
3.1.2	Flowchart Simulasi Modal	48

3.1.3	Flowchart Perhitungan Gaya Tarik Statis	49
3.1.4	Flowchart Perhitungan Gaya Tarik dan Tekan Dinamik	50
3.2	MODEL 3D	52
3.3	MODEL ELEMEN HINGGA	52
3.3.1	Model Material	53
3.3.2	Meshing	56
3.3.3	Kontak	58
3.3.4	Kondisi Batas dan Pembebanan.....	59
BAB IV	ANALISIS DAN PEMBAHASAN	93
4.1	SIMULASI FULL ASSEMBLY MODEL.....	93
4.2	HASIL SIMULASI STATIS	94
4.2.1	Tegangan equivalen von-Mises.....	95
4.2.2	Faktor keamanan	97
4.3	Hasil Simulasi Dinamis	99
4.3.1	Tegangan equivalent von-Mises.....	100
4.3.2	Faktor keamanan	105
4.3.3	Simulasi <i>Fatigue</i>	108
4.3.4	Perbandingan dengan penelitian terdahulu.....	110
4.3.5	Perbandingan dengan Standar EN 12663- Tahun 2010	111
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	113
5.1	KESIMPULAN.....	113

5.2 SARAN.....	114
Daftar Pustaka	xxiii
Lampiran	xxv

DAFTAR GAMBAR

Gambar I.1 (a) Kepala kopler mekanis, (b) dua kepala kopler mekanis.....	2
Gambar II.1 Forged Coupler Knuckle dan mesh	5
Gambar II.2 (a) Strees Countour kopler tampak bawah dan (b) Stress Countour kopler tampak atas.	7
Gambar II.3 Model Mechanical Head Coupler dan hasil simulasi	8
Gambar II.4 Geometri hooked plate dan copling link.	9
Gambar II.5 (a) Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA (b) Knuckle Coupler.....	10
Gambar II.6 Coupler Schafenber tipe 330	11
Gambar II.7 (a) Bagian-bagian Fully automatic coupler , (b) Mechanical head fully automatic coupler .	12
Gambar II.8 Coupled, Uncoupled dan Reedy to couple ...	13
Gambar II.9 Diagram tegangan-regangan pada Structural Steel	23
Gambar II.10 Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress	25
Gambar II.11 Kondisi kereta pada jalur melengkung.....	27
Gambar II.12 Gaya-gaya yang terjadi pada satu lokomotif atau gerbong.	29
Gambar II.13 Sudut yang terjadi antara kopler dan gerbong	30

Gambar II.14 Free Body Diagram perlawanan lengkung...	32
Gambar II.15 Free body diagram kereta jalur tanjakan`	33
Gambar II.16 Stress-Time Variation untuk tegangan berfluktuasi.....	39
Gambar II.17 Tipe S-N Curve [13]	40
Gambar II.18 Diagram-diagram batas tegangan terhadap kelelahan logam.....	42
Gambar III.1 Model Solidwork (a) Mechanical head coupler, (b) hooked plate dan coupling link	52
Gambar III.2 Kurva S-N dari (a) ASTM A533 (b) ASTM A633.....	55
Gambar III.3 Meshing pada model mechanical head coupler	56
Gambar III.4 Kondisi Batas Gaya Tarik mechanical head coupler.....	59
Gambar III.5 Tampilan jendela static structural dan modal	60
Gambar III.6 Hasil simulasi Modal.....	61
Gambar III.7 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 1	61
Gambar III.8 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 2	62
Gambar III.9 Kondisi Kopler terdeformasi pada mode 3 ...	62
Gambar III.10 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 5 ..	63
Gambar III.11 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 4 ..	63
Gambar III.12 Analysis Settings pada dimulasi transient...	64
Gambar III.13 Tampilan Jendela transient structural.	65

Gambar III.14 Kondisi Batas Gaya Tekan mechanical head coupler	66
Gambar III.15 Fatigue tool Transient Structural	67
Gambar III.16 Freebody Diagram lokomotif depan gaya tarik	69
Gambar III.17 Freebody Diagram trailer depan gaya tarik	70
Gambar III.18 Freebody Diagram trailer belakang gaya tarik	70
Gambar III.19 Freebody Diagram lokomotif belakang gaya tarik.....	71
Gambar III.20 Freebody Diagram lokomotif depan gaya tekan.....	76
Gambar III.21 Freebody Diagram trailer depan gaya tekan	76
Gambar III.22 Freebody Diagram lokomotif belakang gaya tekan.....	77
Gambar III.23 Freebody Diagram trailer belakang gaya tekan	78
Gambar IV.1 Angka keamanan statis pad Full assembly Model.....	93
Gambar IV.2 Tegangan tarik AAR M201 (a) Grade E (b) Grade D.....	95
Gambar IV.3 Posisi tegangan maksimum (a) Grade E, (b) Grade D.....	97
Gambar IV.4 Faktor Keamanan ,(a) Grade E (b) Grade D	99
Gambar IV.5 Hasil tegangan Equivalent von Misses	

	pembebanan Tarik (a) Grade E,(b) Grade D	100
Gambar IV.6	Hasil tegangan Equivalent von Misses pembebanan Tekan (a) Grade E,(b) Grade D.....	101
Gambar IV.7	Hasil tegangan Equivalent von Misses pembebanan Tarik dan Tekan (a) Grade E,(b) Grade D.....	102
Gambar IV.8	Posisi tegangan maksimum pada node yang sama.(a)Tegangan tarik, (b) tegangan Tekan.	104
Gambar IV.9	Angka keamanan dinamis akibat beban tarik (a) Grade D, (b) Grade E	105
Gambar IV.10	Angka keamanan dinamis akibat beban tekan (a) Grade D, (b) Grade E.....	106
Gambar IV.11	Angka keamanan dinamis akibat beban tarik tekan (a) Grade D, (b) Grade E	107
Gambar IV.12	Grafik tegangan siklik dengan Rasio -1.81	108
Gambar IV.13	Hasil fatigue life kopler (a) Material Grade E (b) Material Grade B.....	109

DAFTAR TABEL

Tabel II.1 Nilai Koefisien C	31
Tabel II.2 Batas gaya tarik pada kopler	44
Tabel III.1 Perbandinga Material Properties AAR M201 grade D dan ASTM A533	54
Tabel III.2 Perbandinga Material Properties AAR M201 grade E dan ASTM A633	54
Tabel III.3 Hasil Meshing dan Equivalent Stress	57
Tabel III.4 Data Perhitungan Kondisi Batas	67
Tabel III.5 Gaya Tarik Statik.....	72
Tabel III.6 Hasil perhitungan kecepatan belok maksimum	74
Tabel III.7 Hasil perhitungan gaya tekan saat belok	79
Tabel III.8 Hasil perhitungan gaya tarik saat belok.....	81
Tabel III.9 Hasil perhitungan gaya tekan saat gradient	85
Tabel III.10 Hasil perhitungan gaya tarik saat gradient.....	87
Tabel III.11 Hasil perhitungan gaya tarik tepat akan bergerak	89
Tabel III.12 Hasil perhitungan gaya tekan pengereman	92
Tabel III.13 Hasil Gaya maksimal pada masing-masing kondisi.....	92
Tabel IV.1 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan penelitian terdahulu.....	110
Tabel IV.2 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan penelitian terdahulu.....	111

Tabel IV.3 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan Standard.....	112
Tabel IV.4 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan Standard.....	112

BAB I

PENDAHULUAN

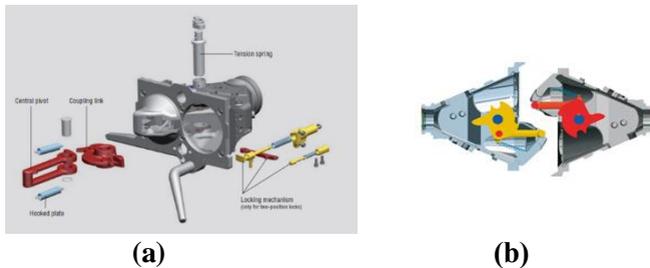
1.1 LATAR BELAKANG

Kereta api penumpang ada beberapa tipe yang sudah digunakan di Indonesia seperti kereta api ringan atau *LRT (Light Rail Transit)*, moda raya terpadu atau *MRT (Mass Rapid Transit)*, dan kereta rel listrik (KRL) atau *commuter line*. Saat ini Indonesia sedang mengembangkan kereta semi cepat atau *MST (Medium Speed Train)*, *MST* merupakan kereta yang digunakan untuk perjalanan jauh seperti perjalanan antar kota atau antar provinsi dengan kecepatan maksimal mencapai 160km/h. Kereta *MST* pertama yang akan digunakan di Indonesia direncanakan untuk menempuh rute Jakarta-Surabaya, Perjalanan kereta rute Jakarta-Surabaya sebelumnya ditempuh dalam waktu 9 jam, dengan hadirnya *MST* perjalanan kereta rute Jakarta-Surabaya dapat ditempuh dalam waktu 5.5 jam perjalanan. Dalam proses penelitiannya salah satu komponen dari kereta semi cepat yang sangat memungkinkan untuk diproduksi di Indonesia adalah Kopler (*Coupler*). Kopler adalah komponen yang menyambungkan lokomotif dengan gerbong atau gerbong dengan gerbong, sehingga perlu diketahui tingkat keamanan terhadap beban statik dan dinamik dan juga umur dari komponen tersebut akibat baban fatik demi kermanan kereta.

Metode penelitian yang digunakan adalah *Finite Element Analysis (FEA)*. *FEA* adalah pengujian dengan menggunakan bantuan perangkat lunak pada computer. Perkembangan teknologi di bidang *software engineering* menyebabkan banyak bermunculannya perangkat lunak yang digunakan sebagai alternatif pengujian. *Software engineering* memberikan kemudahan dalam pengujian, baik dari segi waktu maupun biaya. Hal ini juga berpengaruh terhadap ragam rancangan yang akan

diuji. Sehingga benar-benar diketahui hasil terbaik yang akan dihasilkan melalui pendekatan teoritis. Hasilnya akan semakin beragam karena pembuatan *prototype* tidak lagi langsung berupa benda jadi, akan tetapi berupa file 3D dari CAD dan lain-lain.

Salah satu perangkat lunak yang digunakan dalam proses perancangan dan pengujian adalah ANSYS. Program ini dapat digunakan sebagai alternatif pengujian dengan metode elemen hingga. Pengujian ini dapat mengetahui kemampuan komponen untuk menerima pembebanan, sehingga didapatkan titik kritis yang dapat menyebabkan kegagalan material.



Gambar 1.1 (a) Kepala kopler mekanis, (b) dua kepala kopler mekanis

1.2 RUMUSAN MASALAH

Dalam mengevaluasi *MST* terutama bagian kepala kopler mekanis, maka dirumuskan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana tingkat keamanan kepala kopler mekanis *MST* terhadap beban statik dan dinamik?
2. Bagaimana umur dari kepala kopler mekanis *MST* terhadap beban fatik.

1.3 BATASAN MASALAH

Batasan masalah dalam penulisan tugas akhir ini adalah :

- Pemodelan 3D yang digunakan merupakan basis kopler LRT dari penelitian adytheo, 2018.
- Elemen yang dianalisis adalah kepala kopler mekanis.

- Variasi beban yang digunakan adalah beban normal dan exceptional.
- Getaran yang terjadi diabaikan.
- Pengaruh perubahan suhu tidak dimodelkan
- *Trainset* yang digunakan adalah L-TE-TE-TE-TS-TS-TS-TS-TE-TE-TE-L.

1.4 TUJUAN PENELITIAN

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui tingkat keamanan kepala kopler mekanis *MST* terhadap beban statik dan dinamik.
2. Mengetahui umur dari kepala kopler mekanis *MST* terhadap beban fatik.

1.5 MANFAAT PENELITIAN

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Sebagai sarana implementasi ilmu pengetahuan dan teknologi kereta api di bidang mekanika benda padat
2. Data hasil pengujian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya
3. Membantu mengembangkan penelitian kopler pada kereta semi cepat di Indonesia

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 PENELITIAN TERDAHULU

Pada tahun 2013 Wang et al. melakukan penelitian terhadap *New Forged Coupler Knuckle* menggunakan metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak *Catia V5* untuk bentuk permukaan *New Forged Coupler* yang kompleks. Pada Kopler *Knuckle* ini jumlah node 28.642 dan jumlah elemen 131533.



Gambar II.1 Forged Coupler Knuckle dan mesh

Penelitian ini meninjau tegangan dan regangan dengan pembebanan kereta api. Beban Tarik yang diberikan sebesar 1225kN dengan arah gaya sejajar dengan garis tengah membujur dan menunjuk ke eksternal dari Kopler *Knuckle*. Sedangkan beban kompresi sebesar 1500kN dengan arah gaya sejajar dengan garis tengah membujur, arahkan ke bagian dalam Kopler *Knuckle*. Material yang digunakan dalam analisa ini adalah *E-grade steel* dengan nilai modulus *Young* $2e5$.

Beban tarik menyebabkan kopler memiliki kecenderungan berevolusi di sekitar *Knuckle pivot pin*. Karena momen *bending* dari lubang pin yang disebabkan oleh beban di permukaan S maka dibutuhkan perlindungan lebih. Tegangan maksimum kopler *knuckle* muncul di *root of towing flange* dan tengah permukaan S. Nilai tegangan maksimum adalah 667Mpa. Nilai regangan

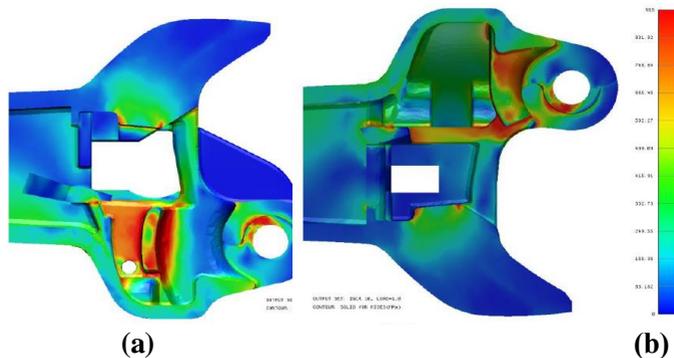
maksimum adalah 0.875mm.

Beban tekan menyebabkan tegangan maksimum dari kopler *knuckle* muncul di sisi kedua permukaan S pada *flange* perlindungan dan daerah tekanan. Nilai tegangan maksimum dari kopler *knuckle* adalah 547MPa. Sedangkan nilai regangan maksimum kopler adalah 0.5165mm.[1]

Pada tahun 2015, Steed dan Kimpton melakukan penelitian mengenai analisa kekuatan static dan *fatigue life* yang berjudul “*Improving the 10” head alliance coupler and knuckle*” dengan metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan software *Nastran* untuk mengidentifikasi area dengan *stress* tinggi dan material yang digunakan dalam analisa ini adalah *B-Grade Steel*. Beban yang di berikan pada kopler dan *knucke* sebesar 2000kN.

Dari hasil pengujian, mayoritas mode kegagalan untuk kopler yang diidentifikasi dapat dikaitkan secara langsung dengan jalur beban melalui kopler saat rancangan. Rancangan beban sebagian besar ditransfer oleh kopler menarik bagian atas dan bawah *lugs*. Lokasi kegagalan mengalami tegangan tarik tinggi yang ditransfer ke *coupler shank*. Sedangkan dari pemeriksaan kegagalan *knuckle* ditemukan dua lokasi kegagalan primer yaitu *knuckle neck* dan sepanjang lubang *knuckle pin*.

Hasil analisis kelelahan dari coupler dengan perkiraan maksimum umur kopler untuk daerah kritis yang ditunjukkan mewakili estimasi umur 68% sampai retak. Sedangkan untuk *knuckle* dari hasil analisis kelelahan perkiraan umur maksimum 68% adalah 480.000 siklus sampai retak. Retak terjadi di daerah atas leher. Sebagai perbandingan, rata-rata 600.000 siklus mendefinisikan kegagalan.[2]

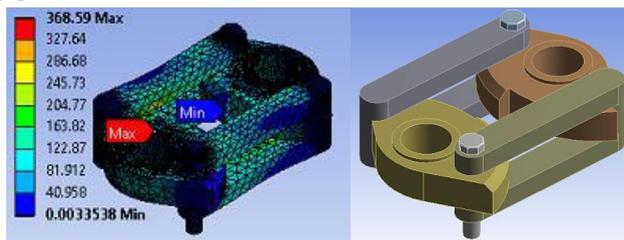


Gambar II.2 (a) Strees Countour kopler tampak bawah dan (b) Stress Countour kopler tampak atas.

Pada tahun 2018 Betti melakukan *penelitian* studi numerik *Mechanical coupler head Light Rail Transit* menggunakan metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak *Solidwork 2016*. Pada penelitian ini menggunakan desain *mechanical head coupler* dari PT.INKA, penelitian ini bertujuan untuk mengetahui tingkat keamanan desain *mechanical head coupler* LRT (*Light rail transit*) terhadap beban statis dan mengetahui umur *mechanical head coupler* LRT (*light rail transit*) terhadap beban *fatigue*. Material yang digunakan adalah ASTM A633 Grade E dengan nilai *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 823 Mpa.

Dengan simulasi secara statis, Nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada saat pemberian gaya tekan pada kopler sebesar 368,59 MPa yang terdapat pada sambungan kopler dengan peredam getaran dengan persentase terhadap *ultimate tensile strength* (823 MPa) sebesar 44,79% dapat dinyatakan aman karena nilai tegangan hasil simulasi di bawah nilai *ultimate tensile strength*. Dengan simulasi secara statis, Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada pemberian gaya tekan yaitu sebesar $N=1,87$ yang mana nilai faktor keamanan masih berada dalam rentang atau lebih dari rentang faktor keamanan beban statis yaitu $N=1,0-2,0$ sehingga dapat dinyatakan aman.

Dengan simulasi secara transien, Nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan kopler 6° yaitu sebesar 188,42 MPa yang terdapat pada sambungan kopler dengan peredam getaran dengan persentase terhadap *ultimate tensile strength* (823 MPa) sebesar 22,89% dapat dinyatakan aman karena nilai tegangan hasil simulasi di bawah nilai *ultimate tensile strength*. Dengan simulasi secara transien, Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan kopler 6° yaitu sebesar $N=3,65$ yang mana nilai faktor keamanan melebihi berada dalam rentang faktor keamanan beban dinamis yaitu $N=2,0-3,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Umur hidup kopler jika diperkirakan sekitar $1e6$ siklus.[3]



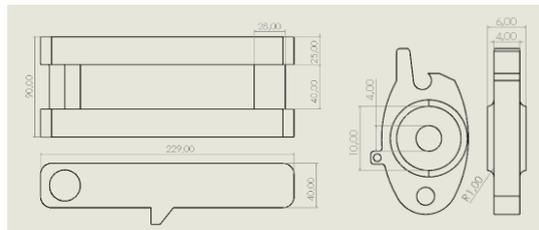
Gambar II.3 Model Mechanical Head Coupler dan hasil simulasi

Pada tahun 2018 Ady Theo melakukan *Prototyping* kopler LRT skala laboratorium. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak *Solidwork 2018*.

Perancangan ini menguji 5 macam geometri yang berbeda untuk mencari geometri manakah yang paling optimum. Pada setiap geometri dilakukan simulasi untuk menguji kekuatan *mechanical coupler head* terhadap beban statis. Beban Tarik yang diberikan sebesar 374kN sedangkan beban tekan sebesar 368 KN. Gaya tarik mewakili gaya saat kereta melaju dari posisi diam dan gaya tekan mewakili gaya saat melaju ke posisi diam.. Material yang digunakan dalam simulasi ini ada 3 material yaitu S316 grade L, AAR M201 grade D dan AAR M201 Grade E. Penentuan geometri yang paling optimum menggunakan beban tarik sebesar

374 kN. Selanjutnya dicari bentuk yang memiliki tegangan tarik yang paling minimum. Kemudian dilakukan simulasi menggunakan tiga material yang berbeda mencari material manakah yang paling kuat untuk digunakan.

Dari hasil simulasi statis yang dilakukan beban maksimum diterima oleh komponen penghubung dengan tegangan akibat beban tarik terbesar 282,58 MPa dan tegangan akibat beban tekan terbesar 294,52 MPa. Material AARM 201 grade D digunakan pada komponen plat penghubung dan komponen penghubung antar kopler dengan nilai faktor keamanan sebesar 1,98 pada pembebanan tekan.[4]



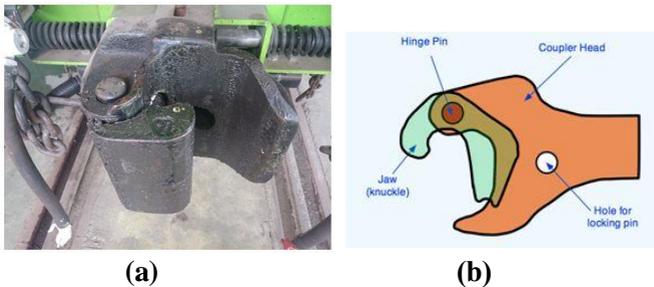
Gambar II.4 Geometri hooked plate dan coupling link.

2.2 KOPLER

Kopler digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta ataupun antara lokomotif dan rangkaian gerbong kereta. Kopler yang dalam bahasa inggris diambil dari kata “*couple*” yang artinya pasang, memasang, merangkaikan ataupun menggabungkan. Kopler harus berada pada posisi yang tepat pada masing-masing ujung kereta untuk memastikan kopler satu dengan yang lain dapat berpasangan. Bentuk kopler menyesuaikan jenis kereta.

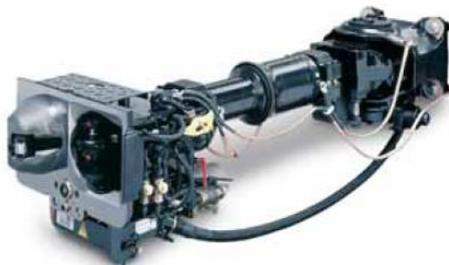
Kopler yang paling sering digunakan di dunia sampai saat ini adalah “*Knuckle*”, “*Buckeye*”, atau “*Janney*” *coupler*. Kopler ini merupakan kopler otomatis. Kopler yang desain originalnya dari US ini digunakan baik di kereta penumpang maupun di gerbong barang di banyak negara. Kopler jenis ini sudah menjadi standar di Inggris untuk kereta penumpang dan gerbong barang yang lebih

modern. Istilah “*Buckeye*” berasal dari nama panggilan dari negara bagian Ohio “negara *Buckeye*” dan Ohio Brass Co. yang pertama kali memasarkan kopler ini. Kopler ini diciptakan pada tahun 1879 oleh veteran perang sipil USA yang bernama Eli Janney yang ingin mengganti kopler jenis *link and pin* dan kemudian menjadi standar di Amerika. *Link and pin coupler* membutuhkan orang untuk berdiri di antara kereta untuk menyambung dan melepas gandengan. Dalam hal ini tidak sedikit pekerja yang mengalami cedera bahkan meninggal saat melakukan pemasangan kopler ini. Penemuan *Janney* ini dapat mengatasi masalah yang dialami oleh kopler jenis *link and pin* dan menjadi standar di Amerika, sedangkan *coupler link and pin* telah dilarang pemerintah Amerika pada tahun 1900. Kopler *Buckeye* memiliki beberapa jenis. Jenis yang di pakai di PT.INKA (persero) adalah jenis *tight lock automatic coupler* dan *knuckle automatic coupler*.



Gambar II.5 (a) Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA (b) Knuckle Coupler

Jenis kopler yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *Fully automatic couplers*. *Fully automatic couplers* menghubungkan sistem mekanik, elektrik dan pneumatik dari dua kereta, tidak seperti jenis kopler lainnya yang hanya menghubungkan kereta secara mekanik. Masing-masing kereta didekatkan kemudian ada sebuah tombol atau pedal yang ditekan untuk menyelesaikan penggandengan. Untuk melepas gandingan menggunakan tombol yang berbeda untuk memutus hubungan elektrik, pneumatic dan mekanik. *Fully automatic couplers* cukup rumit, serta memerlukan banyak perawatan dan perhatian. Kopler ini perlu sering digunakan untuk menjaga agar kondisinya tetap baik. Ada sejumlah desain yang berbeda yang digunakan. *Automatic coupler Schanfenberg* adalah desain yang digunakan paling banyak pada gerbong barang multiple unit di Eropa, mulai dari kereta cepat maupun kereta ringan. Kopler ini memiliki porsi mekanik dengan *pneumatic* dan koneksi elektrik. Unitnya dihubungkan dengan sistem dorong dengan bagian kopler lainnya. Kontak elektrik terpasang dibawah kopler mekanik dan terdapat pelindung pada kondisi tidak terpasang. Kereta bawah tanah London menggunakan kopler otomatis yang dikenal dengan nama *Wedglock*. Kopler ini pertama diperkenalkan pada tahun 1935. Kopler ini sudah menyediakan koneksi secara penuh baik itu mekanik, elektrik maupun pneumatik.

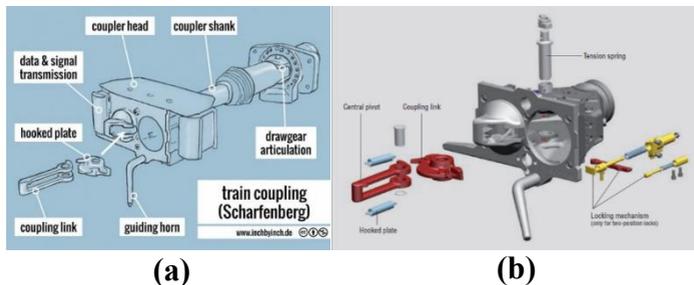


Gambar II.6 Coupler Schafenber tipe 330

Tipe yang kopler yang digunakan pada penelitian ini adalah *Versatile for Light Rail and Monorail Vehicles – Type 330*. Tipe 330

Scharfenberg coupler banyak ditemukan di kereta api metropolitan dan *lightrail*. Kopler berukuran kecil ini menawarkan kekuatan yang luar biasa dan dapat digunakan sebagai dasar *electric heads*. Dimensinya yang sempit, membuat *tramtrain Avanto* di Paris meminta desain kopler khusus yaitu melipat dua kali sepanjang sumbu longitudinalnya. Saat *uncoupled*, kopler dapat disembunyikan di balik penutup depan. Saat *coupling*, lubang masuk dibuka secara otomatis dan kopler terbenteng.[5]

2.3 BAGIAN UTAMA FULLY AUTOMATIC COUPLER



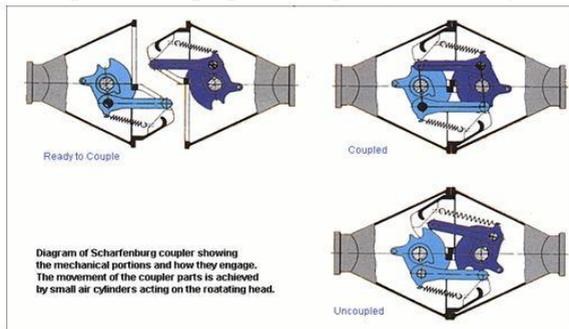
Gambar II.7 (a) Bagian-bagian Fully automatic coupler , (b) Mechanical head fully automatic coupler

Komponen dasar setiap kopler *Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Sambungan dua kopler secara mekanis, pneumatik dan elektrik hanya dapat terjadi melalui *coupler head* dan mekanisme pengunciannya. Saat kedua kopler bertautan, *coupling link* dari satu kopler dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan^[9]. Prinsip tersebut terbukti sangat tahan aus, menjamin keamanan maksimal, bahkan dalam situasi yang paling ekstrim sekalipun. Desain bentuk kerucut dan corong pada bagian depan kopler membentuk sambungan yang kaku dan tidak mudah kendur. Kombinasi ekstensi kepala kopler dan *guiding torn* menyebabkan

kopler mudah saling bertautan sehingga jangkauan pertemuan maksimal. Dengan cara ini, otomatis *coupling* dapat terjadi bahkan di bawah *offset* horizontal, vertikal atau sudut, misalnya pada puncak bukit.[5]

2.4 COUPLED, UNCOUPLED, DAN READY TO COUPLE

Komponen dasar kopler *Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Saat kedua kopler bertautan, *coupling link* dari satu kopler dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Untuk saling bertautan terdapat beberapa posisi kopler yaitu sebagai berikut:



Gambar II.8 Coupled, Uncoupled dan Reedy to

a. Posisi Coupled

Kopler telah terhubung, *coupling links* dan *hooked plates* saling terkait membentuk kekuatan paralel. Hasilnya adalah koneksi yang sangat andal, aman dan bebas kendur sehingga pada saat bersamaan menjamin kenyamanan berkendara tinggi dan mencegah mundurnya kereta api jika terjadi insiden.

b. Posisi Uncoupled

Saat *uncoupling*, *hooked plates* berubah melawan gaya tegangan yang timbul sampai *coupling links* terlepas dari *hooked plate* yang terhubung. Lalu, kopler bisa dipisahkan dengan lancar. Desain kunci penggandeng memungkinkan *uncoupling*

kendaraan yang tidak sejajar, misalnya pada puncak bukit, dan saat kendaraan berada di bawah beban traksi. Untuk alasan keamanan, kopler hanya bisa digabungkan kembali setelah kendaraan dipisahkan.

c. Posisi Ready to couple

Sebelum proses *coupling*, *coupling links* terbuka. Saat *coupling*, geometri khusus dari *hooked plates* membuat kunci kopler berubah melawan kekuatan pegas sampai *coupling links* meluncur ke *hooked plate* yang terhubung. Lalu, pegas memutar kunci kopler ke arah yang berlawanan, mengunci bagian-bagian tempatnya.

2.5 METODE ELEMEN HINGGA (MEH)

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut *Finite Element Analysis (FEA)*, adalah prosedur numerik yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi natural, dan *mode shape*-nya, perpindahan panas, *elektromagnetis*, dan *aliran fluida (Moaveni)*. Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan di analisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*. [6]

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

2.5.1 ANALISIS STRUKTUR STATIS

Analisis ini dilakukan untuk dapat melihat bagaimana sebuah benda berperilaku apabila diberi gaya statis dan konstan pada waktu tertentu. Dengan demikian kita dapat melihat simulasi regangan, tegangan dan deformasi yang terjadi pada benda tersebut. Untuk mendapatkan analisa yang diinginkan pada structural validation, kita harus dapat menentukan 3 bagian inti dari model yang kita simulasikan, yaitu :

- **Tumpuan**

Dimulai dengan pemberian jenis tumpuan yang menyangga benda tersebut. Tergantung dengan kondisi aslinya, seperti tumpuan tetap, tumpuan tanpa gaya gesek, dan sebagainya. Tumpuan ini adalah sebuah constraint yang kita buat dengan cara membatasi atau membebaskan degrees of Freedom yang tersedia pada model tersebut.

- **Kontak**

Selanjutnya kita memberikan jenis kontak pada setiap surface yang bersentuhan, secara garis besar kontak ini dibagi 2, bonded dan sliding, untuk kontak-kontak yang telah menjadi satu kesatuan dapat dimasukkan dengan jenis bonded. Sedangkan untuk permukaan yang bersentuhan dan dapat bergerak secara bergesekan dapat ditentukan dengan sliding.

- **Gaya**

Setelah itu kita memberi gaya serta cara gaya itu berkerja pada benda tersebut. Besaran dan jenis gaya dapat kita tentukan seperti point force, surface force, pressure, moment, line pressure, dan lain-lain.

2.5.2 MODAL ANALYSIS

Modal analysis adalah sebuah teknik yang digunakan untuk menentukan karakteristik getaran dari struktur yaitu:

- **Frekuensi natural**

Frekuensi ketika struktur cenderung untuk bergetar natural.

- **Mode Shapes**

Bentuk mode dimana struktur cenderung untuk bergetar sesuai frekuensinya.

Tujuan dari *modal analysis* adalah:

- Memberikan parameter suatu desain untuk menghindari terjadinya resonansi terhadap frekuensi yang spesifik.
- Memberikan ide untuk *engineer* bagaimana suatu desain dalam merespon beban dinamis yang berbeda.
- Memudahkan dalam mengontrol solusi output seperti *time step* dll

Asumsi dan Batasan :

- Bersifat linear (massa dan kekakuan dianggap konstan)
- Tidak ada damping
Tidak ada variasi gaya terhadap waktu, perpindahan, tekanan atau temperature

Analisa struktur *transient* menyediakan kemampuan untuk menentukan respon dinamik dari sistem di setiap jenis beban waktu bervariasi. Untuk bentuk yang fleksibel, bahan nonlinear dapat dimasukkan, tegangan dan ragangan dapat menjadi output. Analisa *structural transient* diperlukan untuk mengevaluasi respons bodi yang mampu terdeformasi ketika efek inersia menjadi signifikan. Analisa struktur *transient* merupakan jenis paling umum dari analisa dinamis. Dalam analisa struktur transien, berbagai persamaan umum gerak dapat diselesaikan untuk beberapa poin berikut:

- Beban yang bekerja dan kondisi *joint* merupakan fungsi waktu dan ruang.
- Efek inersia dan redaman berpengaruh. Oleh karena itu, harus mencakup kepadatan dan redaman dalam model.
- Efek non linear, seperti geometris, non linear material, atau kontak, akan memperbarui matriks kekakuan.

- Analisa struktur transien meliputi analisa struktur statis dan analisa *rigid* dinamis, dan memungkinkan semua jenis koneksi, beban, dan tumpuan (*support*).
- Namun, salah satu pertimbangan penting melakukan analisa structural transien adalah waktu ukuran langkah (*step*)
- *Step* (langkah waktu) harus cukup kecil untuk benar-benar menggambarkan beban *time-varying*.
- Ukuran langkah waktu mengontrol akurasi dalam menangkap respon dinamik. Oleh karena itu, menjalankan analisa modal awal sangat diharapkan.
- *Time step* juga mengontrol akurasi dan konvergensi perilaku sistem nonlinier.

2.5.3 Analisa Modal Awal

Ketika analisa struktur transien menggunakan waktu otomatis, pilihan yang tepat dari *initial time step*, *minimum time step*, dan *maksimum time step* penting untuk mewakili respon dinamik yang akurat:

- Tidak seperti analisa dinamis kaku yang menggunakan integrasi waktu jelas, analisa structural *transient* menggunakan integrasi waktu implisit. Oleh karena itu *time step* biasanya lebih besar untuk analisa structural transien.
- Respon dinamis dapat dianggap sebagai berbagai bentuk mode struktur yang berbeda dengan memuat beban eksitasinya, *initial time step* harus didasarkan pada mode (atau konten frekuensi) dari sistem.
- Disarankan untuk menggunakan waktu *time-stepping* (*default*)
- Maksimum *time step* dapat menjadi masukan untuk mencegah program dari pemecahan tanpa batas. *Time step* minimum yang disarankan yaitu 1/100 atau 1/1000 dari *initial time step*.

- Saran umum untuk pemilihan *intial tima step* adalah dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\Delta t_{initial} = \frac{1}{20f_{response}} \quad (2.1)$$

Dimana *f response* adalah frekuensi mode yang di duga penyebab resonansi.

2.5.4 Prosedur Dasar

Tahapan dasar dalam melakukan analisa menggunakan FEM ini yaitu *preprocessing*, *solution*, dan *general postprocessing*.

1. *Preprocessing*

Preprocessing adalah langkah awal dalam proses FEM. Pada *preprocessing* terdapat beberapa fungsi dimana kita harus mengatur secara detail fungsi-fungsi tersebut karena fungsi-fungsi tersebut akan menghasilkan perhitungan yang spesifik pada benda yang akan dianalisa. Fungsi-fungsi yang terdapat pada *preprocessing* adalah:

- *Modelling* : proses untuk menggambar benda yang akan dianalisis, pada proses modeling benda dapat Digambar dalam bentuk 2D atau 3D. Untuk benda-benda dengan geometri rumit, benda dapat Digambar dengan menggunakan program CAD yang lain misalkan *Solidworks CAD*.
- *Element Type*: proses untuk memberikan atribut atau bentuk dari benda yang kita gambar untuk dianalisa, misalnya material yang kita gambar berbentuk *solid*, *beam*, *shell*, dll. Tiap-tiap atribut atau bentuk akan berpengaruh pada langkah-langkah berikutnya dan analisa yang akan dilakukan.

- *Material Properties* : proses untuk memberikan property material pada benda yang akan dianalisa, misalnya densitas, modulus *bulk*, elastisitas, dll.
- *Meshing* : proses membagi benda yang akan dianalisa menjadi luasan-luasan atau area kecil. *Meshing* merupakan salah satu tahapan penting dalam proses FEM.
- *Entities* : proses untuk memberi identitas pada benda yang akan kita analisa. Hal ini untuk menentukan posisi dan kondisi beban yang akan di analisa

2. *Solution*

Langkah berikutnya dalam proses FEM adalah *solution*. Pada tahapan ini telah mendekati proses akhir, yaitu proses analisa dan perhitungan. Tetapi sebelum mencapai proses perhitungan dan analisa ada beberapa langkah yang dalam proses *solution* yang harus dilalui terlebih dahulu. Langkah-langkah tersebut adalah:

- *Constraints* : proses menentukan gaya yang akan bekerja pada benda yang akan kita analisa. Pada *constraints* derajat kebebasan benda yang akan di analisa akan ditentukan.
- *Initial Velocity*: proses untuk menentukan kecepatan benda yang akan di analisa.
- *Loading Option*: proses untuk menentukan gaya yang bekerja pada benda yang akan dianalisa dan menentukan parameter yang mengikutinya.
- *Time Control*: proses menentukan lamanya waktu yang akan di analisa.
- *Solve*: proses menghitung dan menganalisa benda

3. *General Postprocessing*

Setelah proses desain dan analisa selesai, langkah berikutnya adalah *general postprocessing*. Proses ini digunakan untuk melihat hasil analisa, animasi gerakan benda yang akan di analisa dan melihat hasil perhitungan serta grafik.

Tahapan langkah-langkah dalam menyelesaikan analisis struktur menggunakan *software* elemen hingga secara garis besar menjadi sebagai berikut :

- a. Membuat geometri awal struktur yang akan dianalisis.
- a. Menentukan tipe analisa (*static*, dinamik, modal, *buckling*, *contact*, atau *thermal*)
- b. Menentukan jenis material dan properti material yang digunakan (massa jenis, modulus elastis (*modullus young*), *poisson ratio*, dll.)
- c. Menentukan jumlah elemen yang akan diberikan pada model.
- d. Membuat elemen dari hasil pemodelan geometri struktur yang akan di analisa (*mesh generation*)
- e. Menentukan *boundary condition* dan kondisi pembebanan (*loading condition*)
- f. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil
- g. Menganalisa hasil yang diperoleh (*Displacement*, *Stress*, *Strain*, *Natural Frequency*, atau *Temperature*)

2.5.5 Verifikasi

Verifikasi merupakan suatu proses untuk memeriksa kesesuaian jalannya simulasi dengan cara melakukan pemeriksaan simulasi tersebut. Verifikasi digunakan untuk membuktikan bahwa simulasi yang di jalankan dalam penelitian ini sudah benar. Verifikasi dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil simulasi lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem Metode Elemen Hingga yang serupa. Selain itu, verifikasi prosedur MEH juga harus merujuk pada *Theory Reference* dari perangkat lunak yang digunakan. Dalam penelitian ini, verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan standar EN 12663-1:2010. Standar EN 12663-1:2010 merupakan standar eropa mengenai keamanan desain rangkaian kereta api. Dengan menggunakan standar ini, hasil analisa dapat diketahui

keamanan desainnya.

2.5.6 Validasi

Validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Validasi bertujuan untuk membuat penelitian ini diterima atau di setujui. Validasi MEH dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan eksperimen dan atau hasil simulasi dalam penelitian terdahulu yang telah dipublikasikan. Dalam penelitian ini validasi dengan menggunakan eksperimen tidak dapat dilakukan karena keterbatasan alat yang ada sehingga harus dilakukan beberapa pendekatan untuk mengetahui apa yang terjadi pada kopler dalam menerima beban. Pendekatan ini harus divalidasi bahwa hasilnya merupakan hasil simulasi yang valid. Jenis analisis, model material yang ditugaskan untuk setiap komponen, tipe, dan ukuran elemen, dan model kontak untuk kontak elemen divalidasi dengan penelitian sebelumnya dan referensi ANSYS.

Berkaitan dengan salah satu cara validasi untuk simulasi yang tidak mungkin divalidasi dengan eksperimen, bahwa pemahaman terhadap teori yang mendasari simulasi sangat penting untuk membaca hasil simulasi, apakah hasil simulasi masuk akal atau tidak. Teori dasar yang perlu dipahami adalah sebagai berikut :

a. 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 yang terjadi pada *kopler* hanyalah tegangan tarik dan tegangan tekan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.2)$$

Dimana ;

σ :Tegangan (N/ m²)
 F :Gaya tarik (N)
 A :Luas penampang (m²)

b. Konsep Regangan

Regangan dinyatakan sebagai pertambahan 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 :

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.3)$$

Dimana :

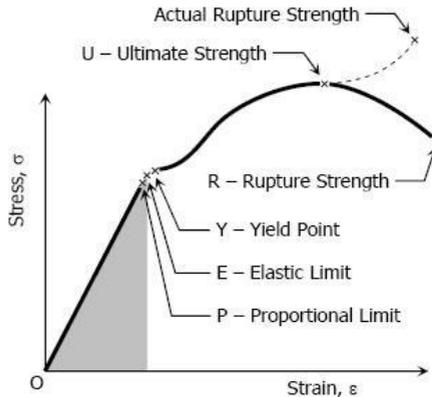
ε : regangan
 δ : perubahan panjang (mm)
 L : panjang awal (mm)

c. 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 diagram yang disebut diagram tegangan-regangan.[7]

Pada Gambar II.9 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



Gambar II.9 Diagram tegangan-regangan pada Structural dan regangan sampai pada titik elastisitas disebut Hukum Hook, yang secara matematis diformulasikan dengan persamaan 2.4.

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

Dimana:

- σ : Tegangan (MPa)
- E : Modulus elastisitas / Young (MPa)
- ε : Regangan

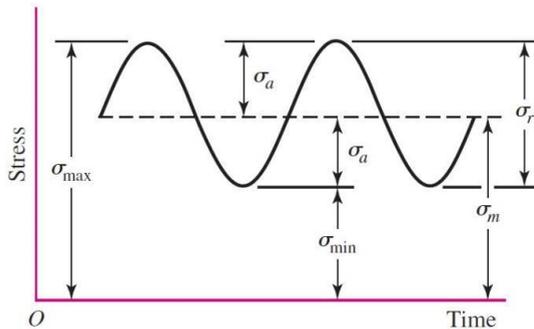
Dari Persamaan 2.4 dapat dilihat bahwa besarnya tegangan proporsional terhadap regangan. Dengan E sebagai konstanta proporsionalitasnya. Konstanta E dikenal dengan Modulus Elastisitas atau Modulus Young. E merupakan besaran fungsi

dari sifat material. Secara fisik modulus elastisitas adalah pengukur kekuatan atau *stiffness* dari material terhadap respon pada beban yang bekerja dan menunjukkan sifat-sifat tertentu dari material

d. Beban Siklik

Logam yang menerima tegangan secara berulang-ulang akan dapat rusak atau patah pada tingkat tegangan yang jauh lebih rendah daripada tegangan yang diperlukan untuk mematahkannya dengan sekali pembebanan statis bahkan dapat patah pada tegangan di bawah kekuatan elastisnya (di bawah *yield point*). Kerusakan semacam itu dapat dikatakan rusak karena kelelahan (*fatigue*). Sebagian besar kerusakan yang terjadi pada komponen mesin disebabkan oleh kelelahan. Kerusakan karena kelelahan dapat terjadi karena merambatnya retak atau cacat yang sangat kecil dan retak itu menjalar setiap kali ujung retak itu menerima tegangan. Setiap kali terjadi tegangan maka retak akan merambat, sehingga akhirnya sisa penampang tidak lagi mampu menerima gaya yang bekerja dan akan terjadi patah. Patah seperti ini tampaknya seperti tidak ada tanda-tanda, karena itu *fatigue* seringkali berbahaya.

Jenis pembebanan yang mengakibatkan kelelahan secara teoritik dapat dikelompokkan menjadi dua jenis yaitu siklus tegangan bolak-balik (*reserved stress life*) dan siklus tegangan berfluktuasi (*fluctuating stress cycling*). Pada *reserved stress life* lebih mudah menimbulkan kelelahan.[8]



Gambar II.10 Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress

Pengujian kelelahan ini dilakukan dengan cara membuat beberapa material kemudian batang uji pertama diberi beban hingga mencapai tegangan yang cukup tinggi, dan setelah mengalami sejumlah siklus pembebanan batang uji itu patah, diambil batang uji berikutnya, diberi beban yang lebih rendah. Demikian selanjutnya sampai semua batang uji selesai teruji. Terdapat beberapa istilah yang menyangkut teori fatigue, dan pengertiannya seperti pada penjelasan di bawah ini:

1. *Cyclic stress/load* merupakan variasi pada tegangan atau beban yang berulang terhadap waktu.
2. *Mean stress* (σ_m) merupakan tegangan rata-rata yang didapat antara tegangan maksimum dan tegangan minimum, dengan persamaan 2.5.

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

3. *Maximum stress* (σ_{max}) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
4. *Minimum stress* (σ_{min}) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.

5. *Stress range* (σ_r) merupakan selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, dengan persamaan 2.6.

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

6. *Amplitude of stress* (σ_a) didefinisikan sebagai nilai detengah dari selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, yang diformulasikan sebagai persamaan 2.7.

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

7. *Cycle* (N) adalah siklus dimana beban bermula dari posisi rata-rata pada waktu tertentu dan kembali ke posisi yang sama setelah beberapa interval waktu.
8. *Stress ratio* (R) merupakan rasio tegangan R didefinisikan sebagai rasio tegangan minimum terhadap tegangan maksimal. Menggunakan persamaan 2.8.

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

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

Secara mendasar kegagalan (*fatigue*) dari suatu struktur dinyatakan bila struktur tidak dapat berfungsi lagi dengan baik untuk menerima pembebanan sesuai dengan yang direncanakan.

2.6 ANALISIS YANG DIGUNAKAN

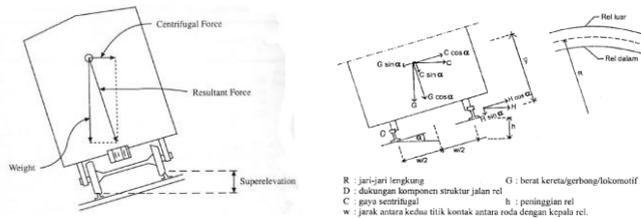
2.6.1 Analisis Kecepatan Kereta Pada Jalur Melengkung

Untuk menghitung kecepatan kereta pada jalur melengkung dilakukan dengan membandingkan momen stabilisator dengan momen guling pada setiap kecepatan.

Perbandingan Momen Stabilisator dengan Momen Guling disebut Faktor Keamanan-guling. Momen Guling terjadi akibat adanya Gaya Sentrifugal.

2.6.1.1 Gaya Sentrifugal

Pada saat kereta bergerak dalam lintasan melengkung dengan radius putar tertentu, terdapat salah satu gaya yang bekerja pada kereta berupa gaya sentrifugal. Berikut merupakan skema sederhana yang menggambarkan gaya sentrifugal yang bekerja pada kereta.



Gambar II.11 Kondisi kereta pada jalur melengkung

$$C = \frac{G * v^2}{g * R} \quad (2.9)$$

Dimana :

- C : Gaya Sentrifugal (kg)
- V : Kecepatan(m/s)
- G : Gaya berat total(kg)
- g : Percepatan gravitasi(m/s²)
- R : Radius lengkung(m)

2.6.1.2 Analisis Momen Guling

Gaya sentrifugal bekerja pada titik berat (*center of gravity*) dari kereta api, dan arahnya menuju keluar lengkungan meninggalkan titik pusat. Apabila tinggi titik berat kereta yang diukur dari kepala rel adalah z, maka

berlaku momen penggulingan ditunjukkan dengan persamaan 2.10.

$$M_g = C * z \quad (2.10)$$

Dimana :

Mg : Momen Guling(kgm)
C : Gaya Sentrifugal(kg)
z : Tinggi titik berat (m)

2.6.1.3 Analisis Momen Stabilisator

Untuk dapat meniadakan atau menetralsir momen penggulingan ini, maka harus ada suatu momen yang lebih besar yang bekerja dengan arah berlawanan terhadap momen penggulingan tersebut. Momen yang dimaksud adalah momen stabilisator (Mst). Besar momen stabilisator ditunjukkan pada persamaan 2.11

$$M_{st} = G * \frac{b}{2} \quad (2.11)$$

Dimana :

Mst : Momen Stabilisator(Kgm)
G : Gaya berat total (Kg)
B : Lebar gauge (m)

2.6.1.4 Analisis Faktor Keamanan-guling

Demi keamanan dalam melewati suatu lengkungan, maka perlu diperhitungkan adanya faktor keamanan guling “n”. Faktor Keamanan-guling adalah suatu perbandingan antara momen stabilisator dengan momen penggulingan.

$$n = \frac{M_{st}}{M_g} \quad (2.12)$$

Dimana :

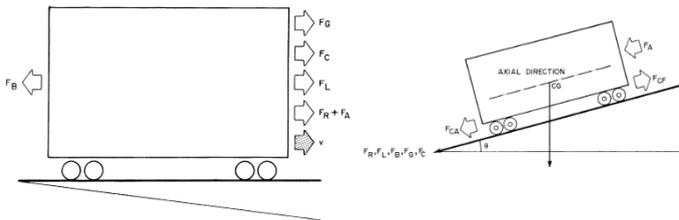
- N : Faktor Keamanan guling
Mst : Momen Stabilisator
Mg : Momen Guling

Ketentuan mengenai Faktor Keamanan-guling “n” adalah :

- n = 1 , dinyatakan sebagai “maksimum guling”
- n = 3 , dinyatakan sebagai “maksimum aman”
- n = 1-3 , dinyatakan sebagai “bahaya guling”

2.7 ANALISIS GAYA PADA KERETA

Untuk menghitung total gaya pada kereta, dibutuhkan perhitungan detail pada masing-masing lokomotif atau gerbong. Gambar II.12 menunjukkan gaya-gaya yang terjadi pada satu lokomotif atau gerbong.



Gambar II.12 Gaya-gaya yang terjadi pada satu lokomotif atau gerbong.

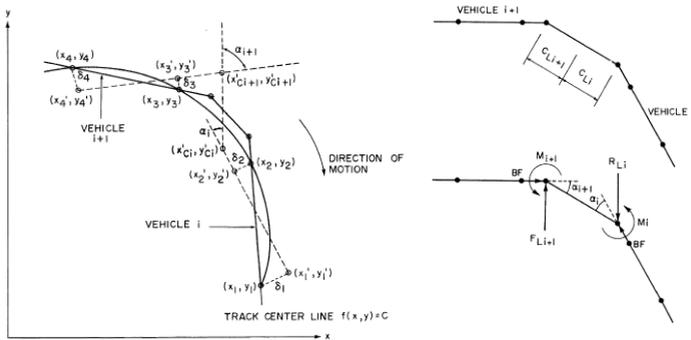
$$m * a = F_{CF} - F_{CA} - F_R - F_A \pm F_L - F_G - F_C - F_B \quad (2.13)$$

Dimana:

- F_A : Gaya akibat perlawanan angin.
 F_B : Gaya akibat pengereman
 F_C : Gaya akibat perlawanan lengkung
 F_{CA} : Gaya tarik kopler belakang

- F_{CF} : Gaya tarik kopler depan
- F_G : Gaya akibat perlawanan tanjakan.
- F_L :Gaya akibat usaha traktif atau pengereman dinamis
- F_R : Perlawanan gelinding akibat gesekan antara roda dan rel
- m : Massa lokomotif atau gerbong
- a : Percepatan kereta

Karena setiap lokomotif atau gerbong berinteraksi satu sama lain melalui kopler, gaya dan momen ditransmisikan oleh masing-masing kopler ke gerbong yang terkait harus ditentukan sebelum melakukan keseimbangan perhitungan. Meskipun kopler dapat diputar pada bidang horizontal satu sama lain, efeknya diabaikan demi kesederhanaan.[9]



Gambar II.13 Sudut yang terjadi antara kopler dan gerbong

2.7.1 Analisis gaya akibat perlawanan angin dan gelinding

Tractive Resistance atau perlawanan traktif merupakan gabungan dari perlawanan angin dan perlawanan gelinding. Berdasarkan *Davis Formula* (1992) *Canadian National*, *Tractive resistance* pada kereta ditunjukkan pada persamaan 2.14.

$$F_A + F_R = 1.5 + \frac{18N}{W} + 0.03 + \frac{CaV^2}{10000W} \quad (2.14)$$

Dimana :

- $F_A + F_R$: Tractive Resistance (lb/ton)
 N : Number of axles
 W : Total Weight in tons of car/lokomotif
 V : Velocity of train (mph)
 C : Canadian National Streamlining Coefficient
 a : Coefficient area (ft²)[10]

Persamaan diatas merupakan hasil dari modifikasi persamaan

$$R = A + BV + CDV^2$$

Dimana Variabel tersebut berasal dari nilai :

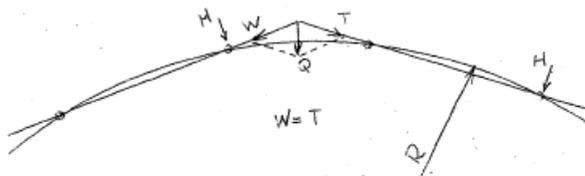
- A : journal bearing, track resistance, dan rolling resistance
 B : Flange friction, Flange impact , Rolling resistance wheel/rail, wave action of the rail
 C&D : Head –end wind pressure, skin friction on the side of the train , rear drag, Turbulen beetwen cars, dan yaw angle tunnels.

Tabel II.1 Nilai Koefisien C

Degree of Streamlining	Example Equipment	C Coefficient	
		Leading Eqpt.	Trailing Eqpt.
Nil 1	Open auto transporter	-	12.3
Nil 2	Freight locomotive	24.0	5.5
	Mixed consist of freight cars	-	5.0
Low 3	RDC	19.0	4.0
Low 4	Conventional passenger incl. loco.	19.0	3.5
Med 5		14.0	3.0
Med 6		10.0	2.6
High 7	High speed passenger	7.6	2.3
High 8	Maximum possible streamlining	7.0	2.0

2.7.2 Analisis perlawanan lengkung

Curve Resistance atau hambatan pada lengkungan pada rel terjadi pada waktu kereta api melalui jalan rel tikungan atau lengkungan, dan ditambah pula gesekan roda dengan rel karena roda dipaksa berbelok oleh rel. Menurut formula dari “Hamelinks” besar *curve resistance* ditunjukkan pada persamaan 2.15.[11]



Gambar II.14 Free Body Diagram perlawanan lengkung

$$W = T = Fc = \frac{450}{R-50} \quad (2.15)$$

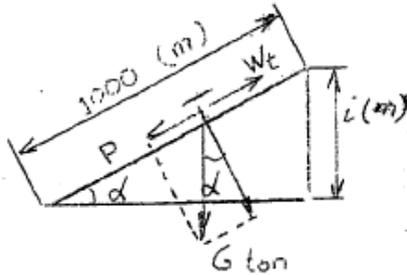
Dimana :

Fc : *Curve Resistance* (Kg/ton)

R : Radius lengkungan (m)

2.7.3 Analisis perlawanan tanjakan

Gradien Resistance adalah hambatan ketika kereta melalui jalan yang menanjak, sehingga gaya Tarik pada lokomotif akan digunakan untuk melawan gaya gravitasi. Yang diartikan dengan tanjakan sebesar $+ I \text{ ‰}$ adalah pada jarak 1000 meter, maka kereta api itu naik setinggi +I (meter) seperti Gambar II.15



Gambar II.15 Free body diagram kereta jalur tanjakan`

Jadi besarnya perlawanan-tanjakan spesifik adalah = i (Kg/ton). Dan perlawanan tanjakan total ialah $W_t = P = F_G$. [11]

$$F_G = G * \sin\alpha$$

$$F_G = G * \frac{i}{1000} \quad (2.16)$$

Dimana :

F_G : Gradient resistance (kg)
 G : Gaya berat total (kg)

2.7.4 Analisis gaya traktif

Gaya tarik dinyatakan dalam kilogram (ton), sedangkan tenaga dinyatakan dalam daya-kuda (pk). Hubungan antara gaya tarik dan tenaga itu terjalin dalam persamaan 2.17.

$$270 * N = F_L * V$$

$$F_L = \frac{270 * N}{V} \quad (2.17)$$

Dimana :

N : Tenaga/Daya (pk)
 F_L : Gaya Tarik traktif (kg)
 V : Kecepatan (km/h)

Persamaan diaatas menggambarkan kondisi gaya traktif ideal. Akan tetapi daya yang diteruskan dari motor ke roda

penggerak melalui transmisi elektrik maupun hidrolis pasti terjadi rugi-rugi, maka perlu digunakan faktor efisiensi (η). Apabila ditambahkan faktor efisiensi sebesar 85%, maka gaya traktif dapat diketahui.

Ketika lokomotif mulai bergerak untuk menarik rangkaian kereta, momen po=utar pada roda penggerak yang akan menghasilkan gaya traktif dibatasi oleh gaya gesek antara roda dengan rel, bukan oleh daya lokomotif. Koefisien ini disebut sebagai koefisien adhesi, dan gaya tarik yang dihasilkan disebut gaya tarik adhesi. Besarnya gaya tarik adhesi dapat dihitung menggunakan persamaan 2.18.

$$F_a = f * G$$

$$F_a = \mu * G \quad (2.18)$$

Dimana:

F_a : Gaya Tarik adhesi (kg)
 f, μ : Koefisien Adhesi
 G : Gaya berat adhesi (kg)

Untuk dry rail : $\mu = \frac{7.5}{v+44} + 0.161$

Untuk wet rail : $\mu = \frac{7.5}{v+44} + 0.109 \quad (2.19)$

Saat kondisi wet rail, maka koefisien adhesi lebih rendah daripada kondisi dry rail. Untuk menghindari lokomotif selip pada waktu start atau melalui tanjakan, sering diambil $f = 0.19$ atau 19% sebagai dasar perhitungan, [12]

2.7.5 Analisa Gaya Rem

Gaya rem tergantung pada dua faktor yaitu adesif antara rel dan roda ketika pengereman dan gaya normal reaksi dari rel dan roda ketika pengereman. Secara umum dikatakan sebagai

gesekan oleh berat toal dari kereta. Besar gaya rem ditunjukkan pada persamaan 2.20.

$$B = F_B = G \beta \quad (2.20)$$

Dimana :

F_B : Gaya rem
 G : Berat lokomotif
 β : koefisien rem

2.7.6 Analisis kecepatan maksimum gradient

Kecepatan maksimum saat gradient terjadi ketika nilai *tractive effort* setimbang dengan jumlah gaya drag dan gaya gravitasi.

$$Te(v) - D(v) - G \sin\alpha = 0 \quad (2.21)$$

Dimana :

Te : *Tractive Effort*
 D ; Gaya drag
 G : berat total rangkaian

$$D = 0.5C\rho AV^2 \quad (2.22)$$

Dimana :

C : koefisien drag force
 ρ : Massa jenis udara (kg/m³)
 A : Luas penampang kereta (m²)
 V : kecepatan kereta (m/s)

2.7.7 Analisis Faktor Keamanan

Faktor keamanan merupakan faktor yang digunakan untuk mengevaluasi suatu elemen mesin/struktur. Faktor keamanan dipengaruhi oleh beberapa kriteria yaitu:

1. Variasi sifat-sifat bahan
2. Pengaruh ukuran bahan yang diuji kekuatannya
3. Jenis beban

4. Pengaruh proses permesinan dan proses pembentukan
5. Pengaruh perlakuan panas terhadap sifat fisis material
6. Pengaruh pelumasan dan umur elemen mesin
7. Pengaruh waktu dan lingkungan dimana peralatan itu dioperasikan
8. Keamanan manusia secara keseluruhan

Penggunaan faktor keamanan yang paling banyak terjadi apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Untuk bahan yang ulet diasumsikan mempunyai tegangan luluh dan maksimum sama, dan keduanya akibat daya tarik dan tekan.

$$N_u = \frac{S_{uTS}}{\sigma_{von\ mises}} \quad (2.23)$$

$$(\sigma_{von\ mises} \times N) \leq \sigma_{UTS} \quad (2.24)$$

Joseph P. Vidosic memberikan angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material.

1. $N = 1,25 - 1,5$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2. $N = 1,2 - 2,0$: untuk bahan yang sudah diketahui dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.
3. $N = 2,0 - 2,5$: untuk bahan yang beroperasi 3pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan.
4. $N = 2,5 - 3,0$: untuk bahan getas di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata.
5. $N = 3,0 - 4,0$: untuk bahan belum diuji yang digunakan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata atau untuk bahan yang sudah diketahui baik yang bekerja pada tegangan yang tidak pasti.

6. Beban berulang : faktor-faktor yang ditetapkan pada no.1 sampai no.6 yang sesuai tetapi harus disalurkan pada batas ketahanan Lelah daripada kekuatan Lelah bahan
7. Gaya kejut: faktor yang sesuai pada no.3 sampai no.5 tetapi faktor kejut termasuk dalam beban kejut.
8. Beban getar: dimana tegangan maksimum digunakan secara teoritis, harga faktor kemanan dipresentasikan pada no.1-5 yang diperkirakan dua kalinya.

2.8 ANALISIS TEORI KEGAGALAN

2.8.1 Teori Distorsi Energi

Teori kegagalan adalah teori-teori yang menyatakan suatu material sudah gagal atau belum pada kondisi pembebanan tertentu. Ada banyak teori kegagalan yang sudah digunakan saat ini. Di antara teori-teori tersebut *Maximum Normal Stress Theory* (MNST), *Mohr-Colomb Theory*, *Maximum Shear Stress Theory* (MSST), dan *Maximum Distortion Energy Theory* (MDET).

MNST adalah teori kegagalan yang digunakan untuk material yang kuat terhadap beban geser namun lemah terhadap beban tekan atau tarik, teori ini biasa digunakan untuk material *brittle* (getas). MSST adalah teori kegagalan yang digunakan untuk material yang kuat terhadap beban tarik atau tekan namun lemah terhadap beban geser. Teori ini bisa digunakan untuk material *ductile* (ulet). *Mohr-Coulomb Theory* merupakan teori kegagalan yang digunakan untuk menentukan kegagalan pada material dua dimensi maupun tiga dimensi dengan menggunakan metode grafis. *Maximum Distortion Energy Theory* (*von misses*/MDET) adalah teori kegagalan yang didasarkan pada tegangan uniaxial.

Dari keempat teori di atas, teori kegagalan yang sering digunakan adalah *Maximum Distortion Energy Theory* (*von-misses*). Efek beban dengan variasi waktu dapat menyebabkan

tegangan. Dengan pengetahuan hanya pada tegangan *yield* dari suatu material. Teori kegagalan ini memprediksi *ductile yielding* di bawah suatu kombinasi pembebanan dengan akurasi lebih baik daripada teori-teori kegagalan yang lainnya. Berikut merupakan berupasan teori kegagalan *von-misses*:

$$\sigma_{oct(limit)} \leq \frac{\sqrt{2}}{3} S_{syp} \quad (2.25)$$

Dimana :

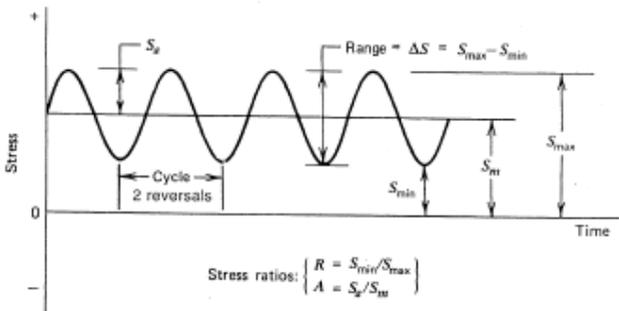
$\sigma_{oct(limit)}$: tegangan geser *octahedral*
 S_{syp} : tegangan *yield* ijin material[7]

2.8.2 Kriteria kegagalan *fatigue*

Logam yang menerima tegangan secara berulang- ulang akan dapat rusak/patah pada tingkat tegangan yang diperlukan untuk mematahkannya dengan sekali pembebanan statik bahkan dapat patah pada tegangan dibawah kekuatan elastiknya (dibawah *yield poin*). Kerusakan semacam ini dapat dikatakan rusak karena kelelahan (*fatigue*). Sebagian besar kerusakan yang terjadi pada komponen mesin disebabkan oleh kelelahan.

Kerusakan karena kelelahan dapat terjadi karena merambatnya retak/cacat secara perlahan/bertahap. Retak ini dapat dimulai dari retak/cacat yang sangat kecil dan retak ini akan menjalar setiap kali ujung retak itu menerima tegangan. Setiap kali terjadi tegangan maka retak akan merambat, sehingga akhirnya sisa penumpang tidak lagi mampu menerima gaya yang bekerja dan akan terjadi patah. Patah ini tampaknya seperti tidak ada tanda-tanda, karena itu *fatigue* seringkali berbahaya.

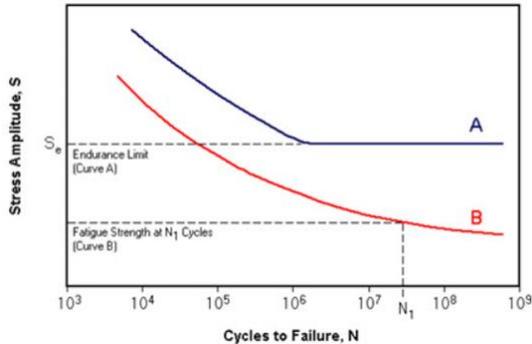
Jenis pembebanan yang mengakibatkan kelelahan secara teoritik dapat dikelompokkan menjadi dua jenis antara lain siklus tegangan bolak balik (*revers stress cycle*) yaitu lebih mudah menimbulkan kelelahan dan siklus tegangan berfluktuasi (*fluctuating stress cycling*) dimana fluktuasi tegangan berkisar suatu rata-rata (*mean*) tidak sama dengan nol tetapi dengan amplitudo konstan seperti pada Gambar II.16.



Gambar II.16 Stress-Time Variation untuk tegangan berfluktuasi.

Pengujian kelelahan ini dilakukan dengan cara membuat beberapa material kemudian batang uji pertama diberi beban hingga mencapai tegangan yang cukup tinggi, dan setelah mengalami sebuah siklus pembebanan batang uji itu patah, diambil batang uji berikutnya, diberi beban yang lebih rendah. Demikian selanjutnya sampai semua batang uji selesai teruji. Dari setiap batang uji dicatat besarnya tegangan yang bekerja dan jumlah siklus yang dialami sampai patah, dari data yang terkumpul dibuat sebuah grafik tegangan-jumlah siklus atau *Stress-Number of Cycle (S-N) curve* seperti pada Gambar II.17. Kurva S-N aluminium dan baja dapat dilihat bahwa aluminium tidak mempunyai batas leleh karena walaupun diberi beban

dinamis yang kecil sekalipun grafiknya tidak akan pernah konstan dan akan terdapat kerusakan. Sedangkan baja mempunyai batas lelah seperti terlihat pada grafik terdapat daerah yang linear. Jadi kita dapat mengetahui batas lelah atau umur lelah suatu material juga bergantung dari material tersebut.



Gambar II.17 Tipe S-N Curve [13]

Pada baja akan dijumpai suatu batas tegangan minimum yang masih dapat mengakibatkan terjadinya kelelahan yaitu pada tegangan dibawah batas ini. Kelelahan (*fatigue failure*) tidak akan terjadi atau dapat dikatakan akan terjadi pada jumlah siklus tak terhingga. Batas tersebut dinamakan sebagai *endurance limit* atau *fatigue limit* , yang menyatakan besarnya tegangan minimum yang akan mengakibatkan kelelahan atau dapat juga dikatakan sebagai *fatigue strength* , pada *number of cycle* (N) tak terhingga.

Tegangan dinamik yang diterima oleh suatu komponen digambarkan dalam suatu grafik *Stress-time*, seperti pada Gambar II.17

Dimana :

- Sa : Amplitudo tegangan
- Sm : Tegangan rata-rata (*Mean Stress*)
- Smax : Tegangan Maksimum

S_{min}	: Tegangan Minimum
R	: Rasio tegangan
A	: Rasio Amplitudo

Nilai-nilai nominalnya dapat dihitung dengan persamaan

- $$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} \quad (2.26)$$

- $$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \quad (2.27)$$

- $$S_{max} = S_m + S_a \quad (2.28)$$

- $$S_{min} = S_m - S_a \quad (2.29)$$

- $$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (2.30)$$

- $$A = \frac{S_a}{S_m} \quad (2.31)$$

Sehingga, hubungan antara rasio tegangan (R) dengan rasio amplitude (A) dapat ditulis sebagai :

- Jika $R = -1$, maka $A = \infty$ (kondisi *fully reversed*)
- Jika $R = 0$, maka $A = 1$ (kondisi *zero to maximum*)
- Jika $R = \infty$, maka $A = -1$ (kondisi *zero to minimum*)

Secara umum, kegagalan *fatigue* dikatakan sebagai suatu proses yang dimulai dari inisiasi retak (*initiation crack*) kemudian dilanjutkan dengan perambatan retak secara mikroskopik dan makroskopik sehingga akhirnya bias menyebabkan patah akhir (*final fracture*) dari struktur. Proses ini bias dipresentasikan dengan persamaan dibawah ini :

$$N_f = \frac{B \sqrt{S_{Nf}}}{\sqrt{S_u}} \quad (2.32)$$

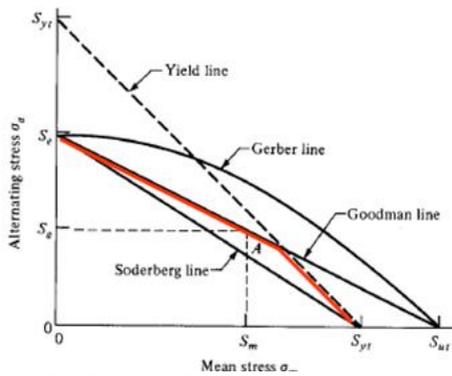
Dimana :

N_f : Siklus total yang dapat ditempuh sampaiterjadinya kegagalan *fatigue*

S_{Nf} : Tegangan umur *fatigue*

S_u : Tegangan *Ultimate*

Teori kegagalan *fatigue* antara lain, teori *Goodman* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material getas, teori *Soderberg* merupakan teori yang paling konservatif, sedangkan teori *Gerber* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material ulet.[14]. Terdapat berbagai rumus yang digunakan dalam proses analisa apakah material tersebut dalam mengalami kegagalan *fatigue* atau tidak dengan analisa perhitungan konvensional adalah sebagai berikut:



Gambar II.18 Diagram-diagram batas tegangan terhadap kelelahan logam

1) Goodman

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (2.33)$$

2) Gerber

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (2.34)$$

3) Soderberg

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2.35)$$

Persamaan Goodman dan Gerber pada umumnya di pakai untuk menganalisa kegagalan *fatigue* berdasarkan kriteria

patah. Sedangkan persamaan Soderberg biasanya di pakai ketika menganalisa kegagalan *fatigue* berdasarkan kriteria *yield*. Teori kegagalan fatik yang digunakan pada penelitian ini adalah teori *goodman* karena cocok digunakan pada material yang mengalami perlakuan panas dan nilai R yang *fleksibel*.. [8]

2.8.3 STANDARD EN 12663-1 TAHUN 2010

EN 12663-1 merupakan standar Eropa yang mengatur mengenai struktur kereta api. Desain struktur kereta api tergantung pada beban karakteristik material yang digunakan. Dalam standar EN 12663-1, memberikan dasar standar untuk desain struktur kereta api. Syarat beban dalam mendesain dan pengujian kereta api pada standar ini berdasarkan pada eksperimen yang didukung dengan data eksperimen dan informasi yang dapat dipertanggung jawabkan. Tujuan standar EN 12663-1 adalah optimasi desain dengan tingkat keselamatan sesuai standar. Kereta api harus mampu menahan konsistensi beban maksimal dengan syarat.

Untuk penerapan Standar EN 12663 ini, semua kereta diklasifikasikan dalam beberapa kategori. Klasifikasi dari berbagai kategori kereta didasarkan hanya pada persyaratan struktural desain *carbody*. Kereta penumpang dibagi menjadi lima kategori desain struktural, diantaranya :

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

Kereta semi cepat Jakarta – Surabaya termasuk dalam kategori P-I yaitu kereta penumpang biasa. Sehingga pada standarisasi ini pembebanan dan batasan yang digunakan mengacu pada kategori P-I. Gaya yang terjadi pada *coupler* adalah sebagai berikut:

Tabel II.2 Batas gaya tarik pada kopler

ewtons

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
1 000 ^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).

Persyaratan kekuatan statis dan stabilitas struktural harus ditunjukkan dengan perhitungan dan pengujian, bahwa tidak ada deformasi permanen secara keseluruhan. Persyaratan ini ditunjukkan dengan membandingkan tegangan yang dihitung dengan tegangan yang diizinkan harus menghasilkan nilai kurang dari atau sama dengan 1. Persyaratan harus di capai dengan hasil uji kekuatan yang tidak melewati batas kekuatan ultimate. Hal ini diperlukan untuk memberikan angka keamanan antara beban desain di mana struktur akan gagal. Hal ini dicapai dengan berikut:

$$U = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1 \quad (2.36)$$

Dimana :

- U : Utilisasi
- S₂ : Faktor keamanan untuk kegagalan ultimate
- R_m : Tegangan ultimate material (N/mm)
- σ_c : Tegangan hasil simulasi (N/mm²)

Biasanya $S_2 = 1,5$, namun nilai $S_2 = 1,3$ dapat dimana kasus pembebanan diverifikasi dengan uji perhitungan yang telah berhasil dilakukan. Kriteria kegagalan utama tidak berlaku untuk bagian struktur yang dirancang khusus untuk rusak secara terkendali (misalnya seperti pada uji tabrakan kendaraan).

Struktur kereta api dikenai beban dinamis yang besar dan bervariasi selama masa operasinya. Efek beban ini terlihat pada titik kritis pada kereta api. Sehingga analisa kekuatan *fatigue* harus dilakukan. Kombinasi beban siklik diberikan dalam pengujian *fatigue* ini. Hasil analisa kerusakan akibat pembebanan diolah menggunakan diagram S-N material. Penyederhanaan beban di perbolehkan selama tidak mengubah validasi hasil. Beban dan momen gaya yang dihasilkan dalam komponen kopler harus di terapkan. Data yang menggambarkan perilaku material dibawah tegangan *fatigue* harus berdasarkan standar eropa ini. Kekuatan *fatigue* harus dievaluasi dengan menggunakan kurva S-N berdasarkan :

1. Probablilitas ketahanan minimal 97,5%
2. Klarifikasi mengenai kompenen atau geometri sambungan (termasuk konsentrasi tegangan)
3. Interpretasi nilai pembatas dari sampel skala kecil dengan menggunakan teknik pengujian dan penelitian terdahulu untuk memastikan penerapan pada komponen penuh.

Tidak perlu melakukan tes pengujian eksperimen jika ada data verifikasi yang tersedia dari pengujian sebelumnya pada struktur serupa yang masih berlaku atau dapat berkorelasi antara metode uji dan perhitungan yang telah dilakukan.

Tujuan spesifik dari tes ini adalah :

- a. Untuk memverifikasi kekuatan struktur saat dikenai beban maksimum;
- b. Untuk memverifikasi bahwa tidak ada deformasi permanen yang signifikan terjadi setelah pemindahan beban maksimum;

- c. Untuk menentukan kekuatan struktur yang ada dalam pemuatan yang mewakili kasus beban layanan;
- d. Untuk menentukan kekakuan struktur.

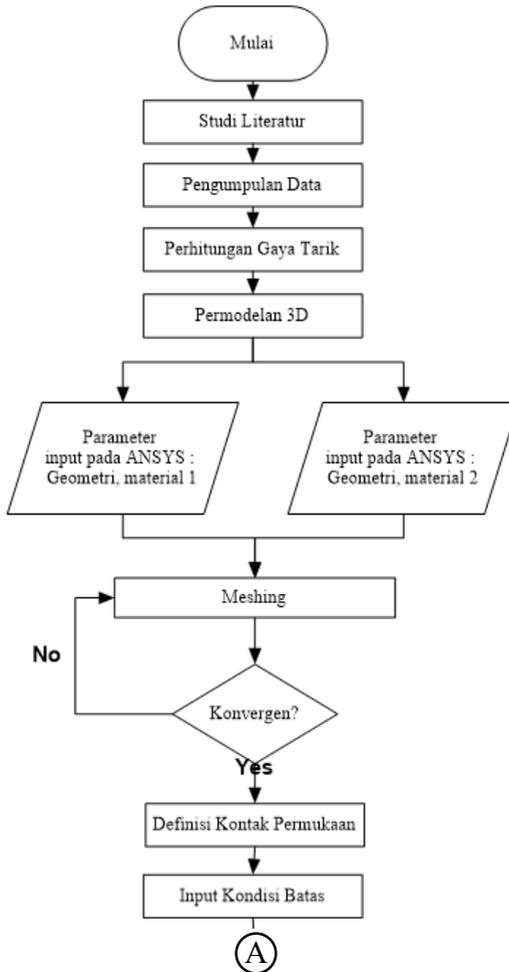
Tes harus terdiri dari yang :

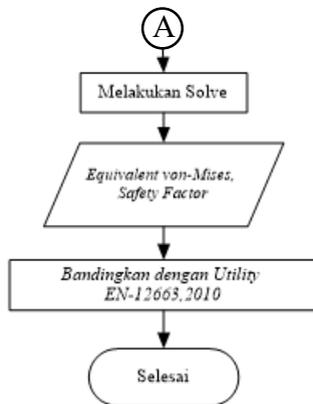
- a. Simulasi statis dari kasus desain yang dipilih;
- b. Pengukuran strain / tekanan dengan bantuan alat pengukur regangan resistansi listrik atau lainnya yang sesuai teknik;
- c. Pengukuran deformasi struktural di bawah beban. [15]

BAB III METODOLOGI

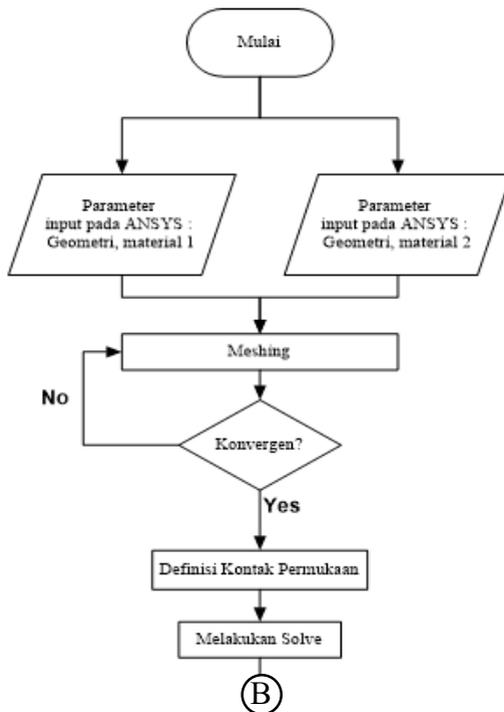
3.1 FLOWCHART PENELITIAN

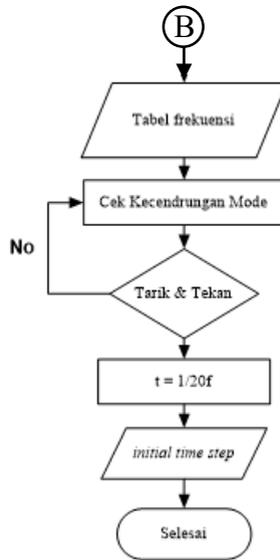
3.1.1 Flowchart Simulasi Statis



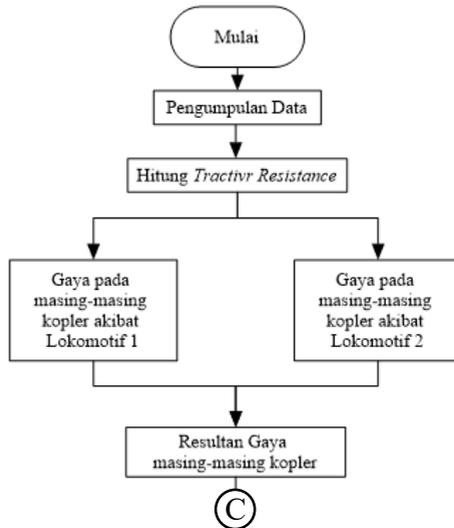


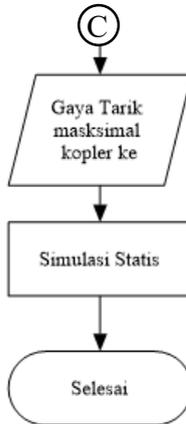
3.1.2 Flowchart Simulasi Modal



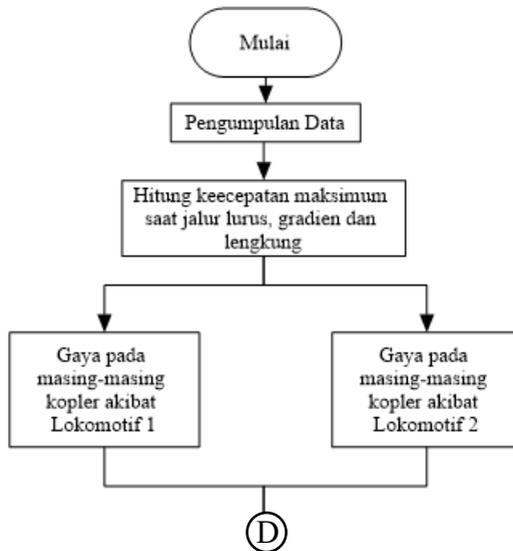


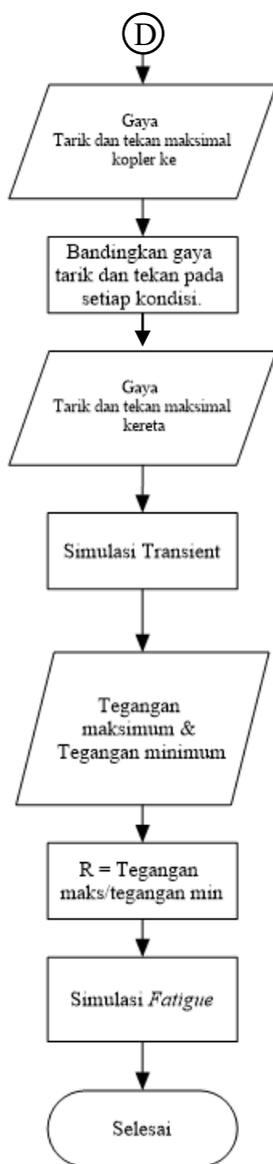
3.1.3 Flowchart Perhitungan Gaya Tarik Statis



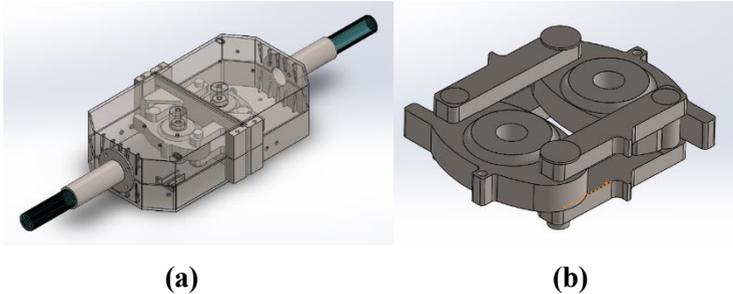


3.1.4 Flowchart Perhitungan Gaya Tarik dan Tekan Dinamik





3.2 MODEL 3D



Gambar III.1 Model Solidwork (a) Mechanical head coupler; (b) hooked plate dan coupling link

Perencanaan desain model 3D menggunakan *software* Solidworks 2018 dan analisis *finite elemen* menggunakan *software* Ansys Workbench 18.1 . Model yang digunakan merupakan model kopler LRT hasil rancangan adytheo,2018.

3.3 MODEL ELEMEN HINGGA

Dalam penelitian ini, simulasi menggunakan perangkat lunak *Ansys Workbench 18.1*. Merupakan *software* berbasis metode elemen hingga untuk menyelesaikan masalah teknik struktural yang kompleks dan membuat keputusan desain yang lebih baik dan lebih cepat. dengan perangkat ini kita dapat menyesuaikan dan mengotomatisasi solusi untuk masalah. mekanika struktural dan memberi parameter untuk menganalisis beberapa skenario desain. Dalam simulasi ini yang dimodelkan adalah *mechanical head coupler*. Simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *Static structural* untuk analisis kekuatan statis, *Modal* untuk mendapatkan *timestep*, dan *Transient structural* untuk analisis kekuatan dinamis dan umur akibat beban fatik. Pada proses analisa *static structural* yang dilanjutkan dengan analisa modal, dihasilkan mode dan frekuensi natural dari *mechanical coupler head*. Frekuensi natural dar hasil analisa digunakan untuk

menentukan *analysis settings* yaitu *step end time*, *initial time step*, *minimum time step* dan *maximum time step* yang digunakan untuk analisa *transient structural*.

Hal-hal yang akan di analisis pada simulasi ini adalah sebagai berikut:

- a) *Equivalent Stress (von-mises)* yang terjadi pada kopler digunakan untuk mengetahui kekuatan kopler dalam menahan beban dengan membandingkan tegangan maksimal yang terjadi dengan UTS.
- b) *Safety Factor* atau faktor keamanan pada kopler digunakan untuk mengetahui keamanan dari kopler dalam menerima tegangan maksimal.
- c) *Life cycles* atau umur dari kopler digunakan untuk mengetahui umur dari kopler dalam menerima tegangan fatik.

3.3.1 Model Material

Kopler membutuhkan kekuatan tinggi dalam menerima beban *carbody* dan penumpang. Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah AAR M201 Grade D *Steel* dengan UTS 720 Mpa dan AAR M201 Grade E *Steel* dengan UTS 827 Mpa. AAR M201 Grade D *Steel* dan AAR M201 Grade E *Steel* adalah material casting yang biasa digunakan untuk kopler kereta. Perbedaan dari kedua material tersebut adalah *heat treatment* yang dialami pada saat proses manufacturnya. Sehingga nilai UTS dan *yield strength* berbeda. Tabel material *properties* dari AAR M201 Grade D ditunjukkan pada tabel III.1 dan tabel material *properties* dari AAR M201 Grade E ditunjukkan pada tabel III.2.

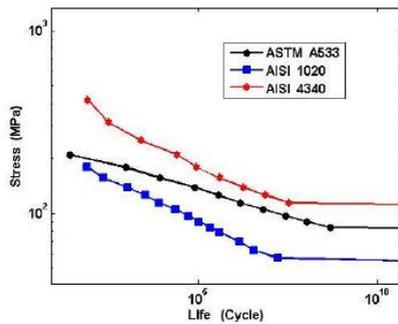
Tabel III.1 Perbandingan Material Properties AAR M201 grade D dan ASTM A533

	AAR M201 Grade D	ASTM A 533
Young's Modulus(MPA)	2×10^5	2.05×10^5
Poisson's Ratio	0.3	0.29
Density(kg/mm ³)	7.83×10^{-6}	7.85×10^{-6}
Tensile Yield Strength(MPA)	583	670
Compressive Yield Strength(MPA)	583	670
Ultimate Tensile Strength(MPA)	720	720

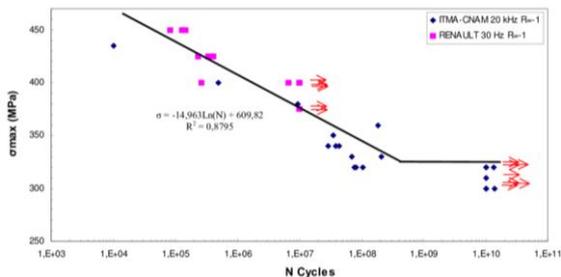
Tabel III.2 Perbandingan Material Properties AAR M201 grade E dan ASTM A633

	AAR M201 Grade E	ASTM A 633
Young's Modulus(MPA)	2×10^5	2.05×10^5
Poisson's Ratio	0.3	0.3
Density(kg/mm ³)	7.83×10^{-6}	7.85×10^{-6}
Tensile Yield Strength(MPA)	689	687
Compressive Yield Strength(MPA)	689	687
Ultimate Tensile Strength(MPA)	827	823

Kurva atau diagram Stress-Life (S-N) menyediakan informasi tentang *Fatigue Strength* S_f vs *Cycle Life* (N) dari sebuah material. Diagram tersebut merupakan hasil tes dengan menggunakan pembebanan sederhana dari spesimen standar laboratorium yang dikontrol. Kurva menggambarkan karakteristik *fatigue* dengan amplitudo pembebanan konstan. Kurva yang didapatkan merupakan Kurva S-N dari material ASTM A533 yang memiliki properties hampir sama dengan material AAR M201 Grade D Steel dan ASTM A633 yang memiliki properties hampir sama dengan material AAR M201 Grade E Steel. Kurva S-N dari material ASTM A533 dan ASTM A633 ditunjukkan pada Gambar III.2



(a)

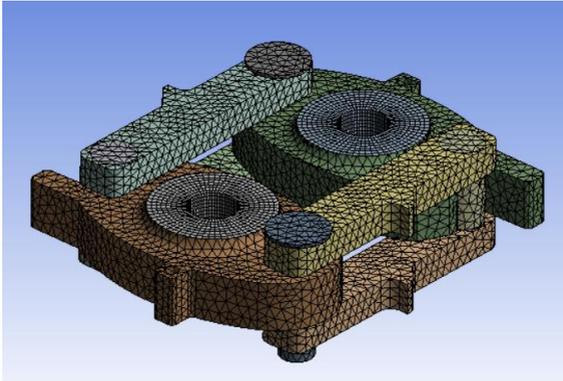


(b)

Gambar III.2 Kurva S-N dari (a) ASTM A533 (b) ASTM A633

3.3.2 Meshing

Meshing adalah proses membagi seluruh komponen menjadi elemen sehingga ketika beban diaplikasikan pada komponen, beban dapat di distribusikan seragam. Jika tanpa *meshing*, beban yang diaplikasikan pada komponen terdistribusi tidak seragam sehingga hasil analisa tidak benar. Pada penelitian ini menggunakan *meshing* menggunakan Model tetrahedral dengan elemen size 8 dan hex dominan dengan elemen size 3.

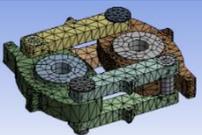
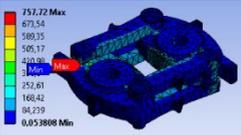
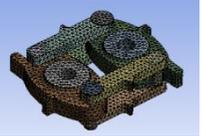
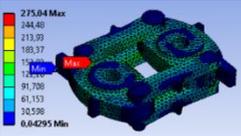
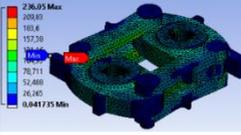


Gambar III.3 Meshing pada model mechanical head coupler

Untuk membuktikan bahwa hasil numerik dari *software* metode elemen hingga sudah benar, maka dilakukan *mesh convergent test*. Hal tersebut tentunya akan berpengaruh terhadap besarnya data hasil simulasi yang ditampilkan. Pada penelitian ini *mesh convergent test* dilakukan saat awal proses.

Pada simulasi ini dilakukan beberapa variasi *meshing* dengan jumlah elemen yang berbeda-beda sesuai dengan tabel III.3. Meshing yang digunakan untuk mencari konvergenitas adalah pertama dengan *meshing* otomatis, kedua dan ketiga dengan *size function proximity and curvacture*., Setiap bagian kopler akan dibagi menjadi beberapa elemen namun tetap simetris.

Tabel III.3 Hasil Meshing dan Equivalent Stress

Hasil Simulasi			Elemen Quality
	Jumlah elemen dan noda	Equivalent stress	
M e s h i n g 1	 elemen : 8090 , Noda : 19746	 $\sigma = 757.72 \text{ Mpa}$	60.19 %
M e s h i n g 2	 elemen : 31241 , Noda : 52411	 $\sigma = 275.04 \text{ Mpa}$	78.92%
M e s h i n g 3	 elemen : 91264, Noda : 247856	 $\sigma = 236.05 \text{ Mpa}$	84.19%

Pada *meshing* pertama terdapat 8090 elemen yang terbentuk dengan menggunakan *function size adaptive*. Kemudian pada *meshing* kedua dengan menggunakan *function size proximity and curvature* dengan mode *tetrahedron*, pengaturan *element size* sebesar 10 mm sehingga terdapat 31241 elemen. Untuk *meshing* ketiga dengan jumlah elemen yang terhitung sebanyak 91264 elemen dengan menggunakan mode *hex dominant* pada bagian *center hooked plate* dengan pengaturan *element size* 3 mm dan *tetrahedron* pada *body* yang lainnya.

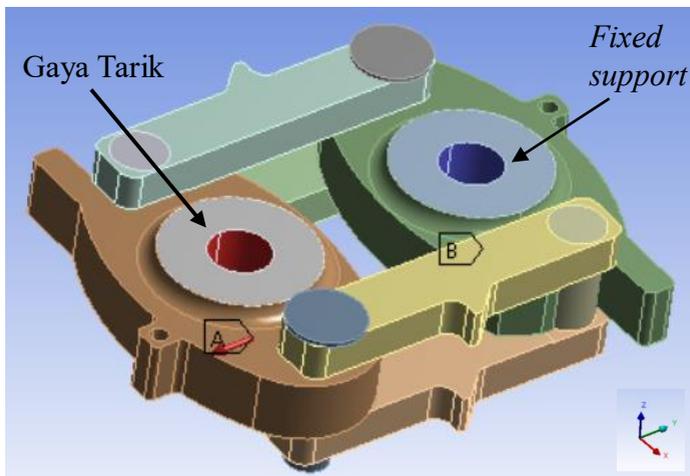
Simulasi dilakukan dengan *boundary condition* dan parameter yang sama dari ketiga model dan menunjukkan hasil berbeda. Dengan membandingkan hasil *Equiv. Stress* terlihat ada perbedaan antara model *meshing* pertama, kedua, dan ketiga. Presentase perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* pertama dan kedua adalah 63.6 % sedangkan perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* kedua dan ketiga adalah 0.14 %. Presentase perbedaan ini tidak melebihi 20%. Selain itu presentase keberhasilan *meshing 1* sebesar 60.19 %, *meshing 2* sebesar 78.92 % dan *meshing 3* sebesar 84.19 % sehingga *meshing* ini bisa dianggap konvergen. Dengan demikian model *meshing* yang akan digunakan selanjutnya yaitu mengacu pada model *meshing* ketiga, karena model *meshing* kedua dianggap sudah konvergen atau sudah mewakili hasil model *meshing* ketiga. Dengan bertambahnya jumlah elemen pada bagian yang dianggap terjadi tegangan, hasil yang didapatkan sudah valid sehingga untuk proses selanjutnya metode *meshing* ini bisa digunakan untuk model kopler..

3.3.3 Kontak

Kontak adalah interaksi antara permukaan satu body dengan body yang lainnya. Elemen kontak dapat dianggap sebagai “kulit” yang menutupi permukaan yang diharapkan untuk saling berinteraksi. Kontak *default* sebelum didefinisikan adalah *bonded*. Salah satu dari permukaan disebut “*contact*” dan permukaan lainya disebut “*target*”. Tipe kontak yang digunakan pada permukaan *pin coupling link* dan permukaan *hooked plate* adalah *Rough*. *Rough* adalah tipe kontak yang mengizinkan celah terjadi dan tidak tergelincir. Selanjutnya kontak *frictionless* digunakan pada permukaan yang mengizinkan ada celah dan tergelincir. Gambar kontak yang terjadi sseperti pada lampiran.

3.3.4 Kondisi Batas dan Pembebanan

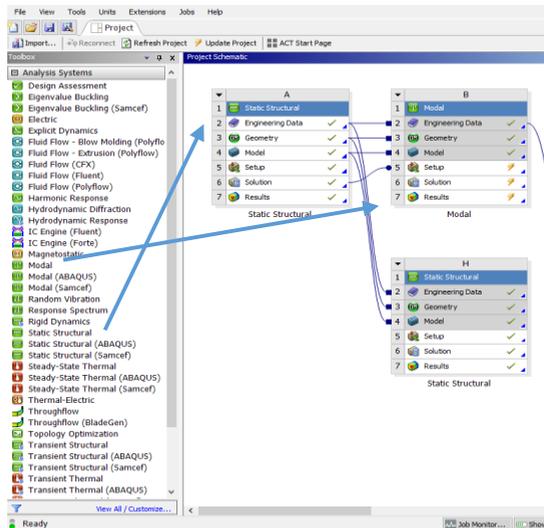
Kondisi Batas adalah suatu kondisi yang harus di penuhi di semua atau sebagian dari batas suatu wilayah dimana suatu persamaan atau iterasi harus dipecahkan. Kondisi batas digunakan untuk menentukan batas-batas untuk mendapatkan hasil sesuai tujuan. Kondisi batas (*boundary condition*) model ditunjukkan pada Gambar III.4 oleh koordinat Kartesian, di mana X, Y, dan Z adalah arah horizontal, vertikal dan lateral. Pada *displacement* arah $x = 0$ (*fixed*) dan arah $z = 0$ (*fixed*) karena dianggap kopler hanya bergerak pada satu sumbu saja yaitu sumbu y. Pada penelitian ini tidak momen gaya dikarenakan adanya komponen link dan pin yang mencegah momen gaya terjadi pada kopler. Selain itu momen gaya diminimalisasi oleh bogie. Kondisi batas yang digunakan pada simulasi di penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar III.4 Kondisi Batas Gaya Tarik mechanical head coupler

3.3.4.1 Pada simulasi statis

Pada simulasi statis pembebanan yang digunakan yaitu gaya tarik maksimal yang dialami oleh kopler. Kondisi yang ditinjau dalam penelitian ini adalah kekuatan kopler pada arah y. Untuk mencapai tujuan tersebut digunakan kondisi batas *fixed support* pada pangkal kopler sehingga tidak ada *displacement* arah x dan y dan pemberian gaya tarik dan gaya tekan pada ujung kopler yang lain. Kondisi batas gaya tarik mewakili kondisi MST saat akan melaju dari kondisi diam. Penggunaan kondisi ini sesuai dengan penelitian Wang *et al* pada tahun 2013 dan penelitian oleh Steed, dkk., namun ada kedua penelitian menggunakan jenis kopler *knuckle*. Kondisi batas yang digunakan pada simulasi ini ditunjukkan pada Gambar III.4. Tampilan Statik structural pada perangkat lunak *Ansys Workbench 18.1* ditunjukkan pada Gambar III.5



Gambar III.5 Tampilan jendela static structural dan modal

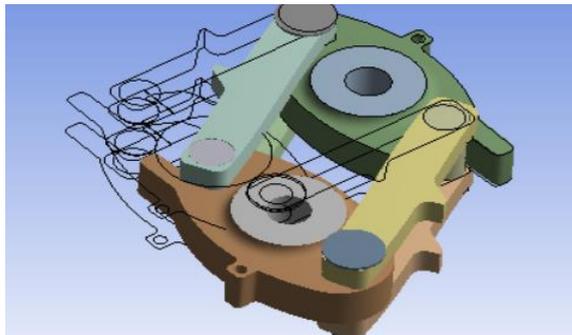
3.3.4.2 Pada simulasi Modal

Pada simulasi modal dihasilkan mode dan frekuensi natural dari *mechanical coupler head*. Frekuensi natural dari hasil analisa digunakan untuk menentukan *analysis settings* yaitu *step end time*, *initial time step minimum time step* dan *maximum time step* yang digunakan untuk analisa *transient structural*. Frekuensi hasil simulasi modal ditunjukkan pada Gambar III.6

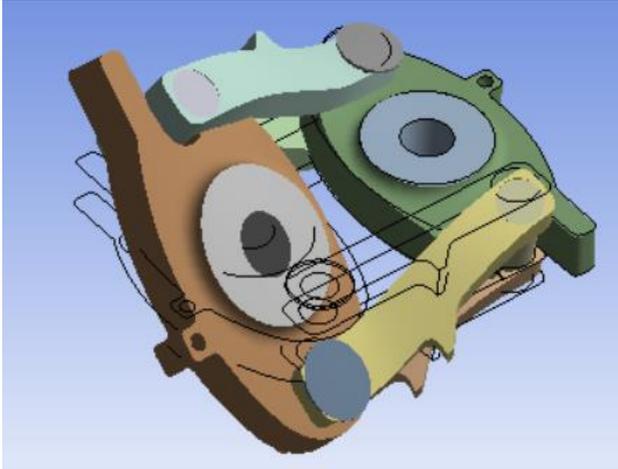
Tabular Data		
	Mode	✓ Frequency [Hz]
1	1,	199,3
2	2,	289,21
3	3,	490,07
4	4,	1218,1
5	5,	1248,3
6	6,	1477,4

Gambar III.6 Hasil simulasi Modal

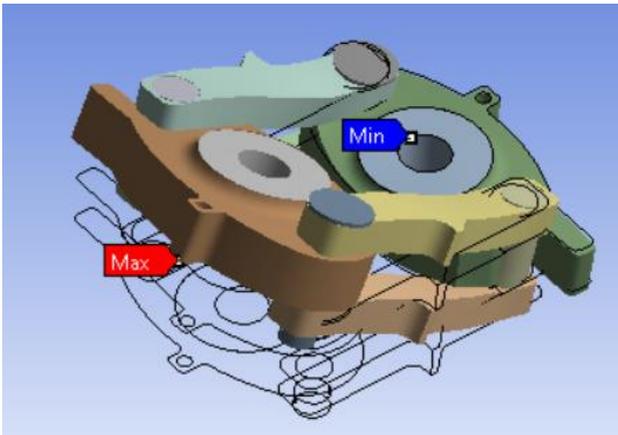
Frekuensi yang dihasilkan memiliki kecenderungan deformasi yang berbeda pada setiap mode. Maka perlu dilihat kecenderungan arah deformasi yang terjadi. Arah deformasi yang terjadi pada masing- masing mode ditunjukkan pada gambar berikut :



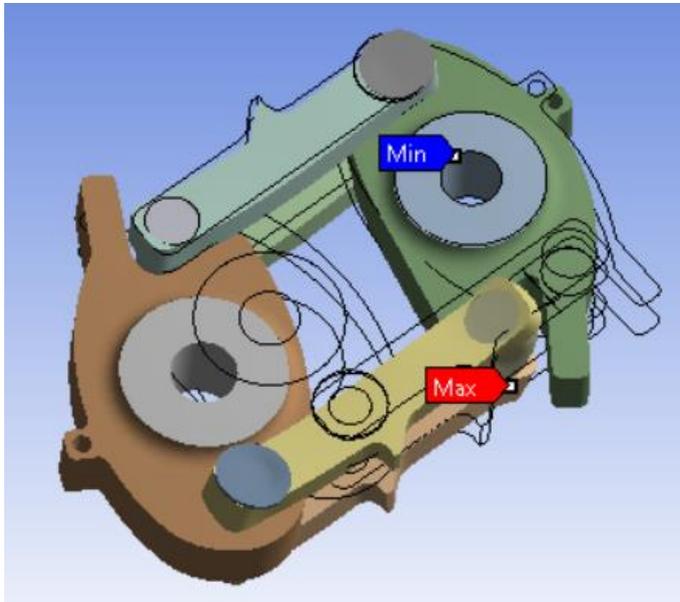
Gambar III.7 Kondisi kopler terdeformasi pada mode



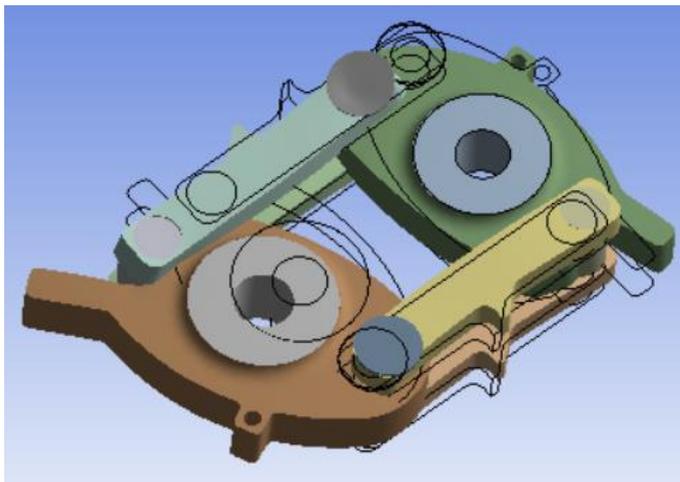
Gambar III.9 Kondisi Kopler terdeformasi pada



Gambar III.8 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 2



Gambar III.11 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 4



Gambar III.10 Kondisi kopler terdeformasi pada mode 5

Dari Gambar III.7 deformasi terjadi akibat gaya lateral, sedangkan pada Gambar III.8 deformasi terjadi akibat gaya vertikal. Pada Gambar III.9 deformasi terjadi akibat momen puntir, untuk Gambar III.10 dan III.11 deformasi yang terjadi akibat gaya tarik dan tekan, tetapi pada mode 4 sisi sambungan *hooked plate* dan *coupling links* terdeformasi lebih jauh sedangkan pada mode 5 sisi bebas antara *hooked plate* dan *coupling links* terdeformasi lebih jauh.

Dari hasil analisis deformasi yang terjadi maka dipilih mode 5 karena sesuai dengan keadaan gaya tarik tekan yang terjadi.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	2, e-004 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	4, e-005 s
Minimum Time Step	4, e-006 s
Maximum Time Step	4, e-005 s
Time Integration	On

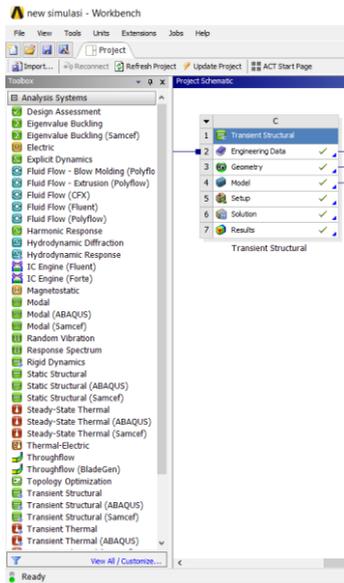
Gambar III.12 Analysis Settings pada simulasi transient

Mode dan frekuensi natural yang digunakan pada mode 5 yaitu sebesar 1248.3 Hz, dikarenakan sesuai dengan arah gaya yang dimasukkan pada kondisi batas. Modal Analisis dilakukan dengan mempertimbangkan gaya eksitasinya sehingga ini merupakan frekuensi yang mewakili pembebanan. Pengaturan *analysis setting* pada simulasi *transient structural* ditunjukkan pada Gambar III.12. Perhitungan time step mode 5 menggunakan persamaan 2.1

$$\Delta t_{initial} = \frac{1}{20 * 1248.3}$$

$$\Delta t_{initial} = 0,00004s$$

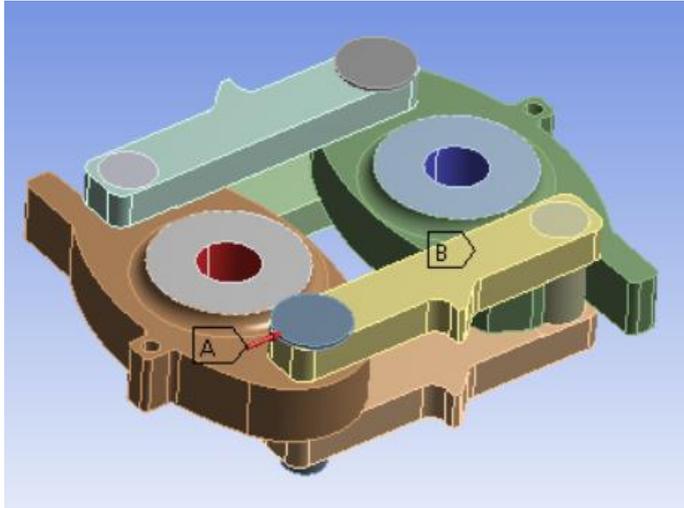
3.3.4.3 Pada simulasi transient



Gambar III.13 Tampilan Jendela transient structural.

Pada simulasi transient pembebanan yang digunakan yaitu gaya tarik maksimal dan tekan maksimal yang dialami oleh koplér. Kondisi yang ditinjau dalam penelitian ini adalah kekuatan koplér pada arah y. Untuk mencapai tujuan tersebut digunakan kondisi batas *fixed support* pada pangkal koplér sehingga tidak ada *displacement* arah x dan y dan pemberian gaya tarik dan gaya tekan pada ujung koplér yang lain. Kondisi batas gaya tarik dan tekan mewakili kondisi dinamis MST saat melaju dan melambat di jalur lurus, gradient dan melengkung. Kondisi batas gaya tarik yang digunakan pada simulasi ini ditunjukkan pada Gambar III.4, dan kondisi batas

gaya tekan yang digunakan pada simulasi ini ditunjukkan pada Gambar III.15 Tampilan *Transient structural* pada perangkat lunak *Ansys Workbench 18.1* ditunjukkan pada Gambar III.14.



Gambar III.14 Kondisi Batas Gaya Tekan mechanical head coupler

Pada keadaan transient atau dinamis kereta di analisis ketika melaju dan melambat pada jalur lurus, jalur gradient dan jalur melengkung. Dari analisis tersebut didapatkan nilai gaya tarik maksimal dan gaya tekan maksimal yang dialami oleh kopler. Nilai gaya tarik dan gaya tekan yang terjadi dimasukkan pada kondisi batas tersebut. Hasil dari simulasi menghasilkan tegangan *equivalent von-Mises*. Dimana nilai tungan hasil simulasi gaya tarik menjadi tegangan maksimum dan tegangan hasil simulasi gaya tekan menjadi tegangan minimum. Nilai tegangan maksimum dan minimum digunakan untuk mencari *Ratio* yang diperlukan pada *fatigue tool* untuk mendapatkan umur. *Fatigue tool* ditunjukkan pada Gambar III.16.

Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	-0,81868
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (von-Mises)

Gambar III.15 Fatigue tool Transient Structural

Teori kegagalan fatik yang digunakan adalah teori *goodman* karena cocok digunakan pada material yang mengalami perlakuan panas dan nilai R yang *fleksibel*.

Tabel III.4 Data Perhitungan Kondisi Batas

		Lokomotif	Trailer car		
			Eksekutif	Sleeper	
Percepatan/perlambatan		0.4/0.5			
Kecepatan maksimal (km/h)	Lurus	160			
	Lengkung(R80)	65			
Berat (kg)		85937	37000	37000	
Jumlah penumpang(orang)		4	62	36	
Berat penumpang (kg)		57.7			
Bagasi(kg)		20			
Berat total		86247.8	41817.4	39797.2	
Resistance (Kg)	Tractive	V(0km/h)	108.63	61.6	60.2
		V(65km/h)	184.3	77.9	76.5
		V(160km/h)	567.4	160	158.6
	Curve	6721.1			
Gradient		1289055	627261	39797	
Pembebanan Tarik (N)	Statis	15693			
	Dinamis	179620			
Pembebanan Tekan (N)	Dinamis	297660			
Daya Mesin (pk)		2500	0	0	
C(koefisien Davis Equation)		14	3	3	
Luas penampang (sq ²)		73.12			

3.3.4.4 Analisis Pembebanan Statis

Besar tegangan tarik pada satu kopler dipengaruhi oleh 2 lokomotif yaitu lokomotif tarik dan tekan, maka besar gaya pada kopler merupakan resultan dari gaya akibat lokomotif tarik dan lokomotif tekan. Pembebanan Statis adalah kondisi kecepatan konstan sehingga tidak terjadi percepatan, maka perhitungan gaya tarik adalah :

- Gaya Traktif

Perhitungan Gaya traktif menggunakan persamaan 2.17

$$F_L = \frac{270 * N}{V}$$

$$F_L = \frac{270 * 2500}{160}$$

$$F_L = 4218.75 \text{ kg}$$

Karena daya yang diteruskan motor ke roda penggerak pasti mengalami rugi, maka digunakan faktor efisiensi 85% , maka nilai gaya traktif menjadi

$$F_L = 4218.75 \text{ kg} * 0.85$$

$$F_L = 3585.93 \text{ kg} * 0.85$$

- Gaya perlawanan traktif lokomotif

Perhitungan Gaya perlawanan traktif menggunakan persamaan 2.14. Dengan nilai C = 14 dan a= 73.12 sq²

$$F_A + F_R = 1.5 + \frac{18 * 6}{862.47} + 0.03$$

$$+ \frac{14 * 73.12 * 99.4^2}{10000 * 862.47}$$

$$F_A + F_R = 14.56 \text{ lb/ton}$$

$$F_A + F_R = 6.61 \frac{\text{kg}}{\text{ton}} * 862.47 \text{ ton}$$

$$F_A + F_R = 567.64 \text{ kg}$$

- Gaya perlawanan traktif eksekutif

Perhitungan Gaya perlawanan traktif menggunakan persamaan 2.14. Dengan nilai $C = 3$ dan $a = 73.12 \text{ sq}^2$

$$F_A + F_R = 1.5 + \frac{18 * 4}{41.81} + 0.03 + \frac{3 * 73.12 * 99.4^2}{10000 * 41.81}$$

$$F_A + F_R = 8.44 \text{ lb/ton}$$

$$F_A + F_R = 3.83 \frac{\text{kg}}{\text{ton}} * 41.81 \text{ ton}$$

$$F_A + F_R = 160 \text{ kg}$$

- Gaya perlawanan traktif *sleeper*

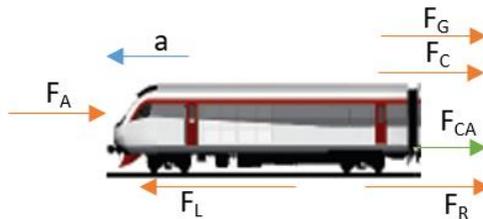
Perhitungan Gaya perlawanan traktif menggunakan persamaan 2.14. Dengan nilai $C = 3$ dan $a = 73.12 \text{ sq}^2$

$$F_A + F_R = 1.5 + \frac{18 * 4}{39.79} + 0.03 + \frac{3 * 73.12 * 99.4^2}{10000 * 39.79}$$

$$F_A + F_R = 8.79 \text{ lb/ton}$$

$$F_A + F_R = 3.99 \frac{\text{kg}}{\text{ton}} * 39.79 \text{ ton}$$

$$F_A + F_R = 158.63 \text{ kg}$$



Gambar III.16 Freebody Diagram lokomotif depan gaya tarik

- Gaya kopler dibelakang lokomotif 1 (C1) akibat gaya tarik loko 1

$$\begin{aligned} \leftrightarrow \Sigma F &= 0 \\ F_{CA} - F_L + F_R + F_A &= 0 \\ F_{CA1} &= F_L - F_R - F_A \\ F_{CA1} &= 3585.93 - 567.64 \\ F_{CA1} &= 3018.3 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar III.17 Freebody Diagram trailer depan gaya tarik

- Gaya kopler dibelakang Trailer 1 (C2) akibat gaya tarik loko 1

Besar $F_{CA1}=F_{CF2}$ maka

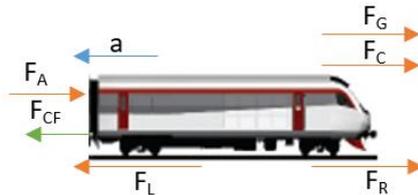
$$\begin{aligned} \leftrightarrow \Sigma F &= 0 \\ F_{CA2} - F_{CF2} + F_R + F_A &= 0 \\ F_{CA2} &= F_{CF2} - F_R - F_A \\ F_{CA2} &= 3018.3 - 567.64 \\ F_{CA2} &= 2858.26 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar III.18 Freebody Diagram trailer belakang gaya tarik

- Gaya kopler didepan lokomotif 2 (C11) akibat gaya tekan loko 2

$$\begin{aligned} \leftrightarrow \Sigma F &= 0 \\ F_{CF} + F_L - F_R - F_A &= 0 \\ F_{CF11} &= -F_L + F_R + F_A \\ F_{CF11} &= -3585.93 + 567.64 \\ F_{CF11} &= -3018.3 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar III.19 Freebody Diagram lokomotif belakang gaya tarik

- Gaya kopler didepan Trailer 10 (C10) akibat gaya tekan loko 2

Besar $F_{CF11}=F_{CA10}$ maka,

$$\begin{aligned} \leftrightarrow \Sigma F &= 0 \\ F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A &= 0 \\ F_{CF10} &= -F_{CF11} + F_R + F_A \\ F_{CF10} &= 3018.3 - 567.64 \\ F_{CF10} &= 2858.26 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tabel III.5 Gaya Tarik Statik

Couper	Gaya akibat loko 2	Gaya akibat loko 1	Resultan Gaya		
	kG	Kg	Kg	N	KN
C11	-3018,3	1423,5	-1594,7	-15639,5	-15,63
C10	-2858,2	1583,5	-1274,7	-12500,6	-12,50
C9	-2698,2	1743,5	-954,6	-9361,6	-9,36
C8	-2538,1	1903,6	-634,5	-6222,8	-6,22
C7	-2379,5	2062,2	-317,2	-3111,4	-3,11
C6	-2220,9	2220,9	0	0	0
C5	-2062,2	2379,5	317,2	3111,3	3,11
C4	-1903,6	2538,2	634,5	6222,7	6,22
C3	-1743,5	2698,2	954,6	9361,6	9,36
C2	-1583,5	2858,2	1274,7	12500,5	12,50
C1	-1423,5	3018,3	1594,7	15639,4	15,63

Gaya Tarik terbesar terjadi pada kopler nomor 1 yaitu sebesar 15.639 KN

3.3.4.5 Analisis pembebanan dinamis

Besar tegangan tarik dan tekan pada satu kopler dipengaruhi oleh 2 lokomotif yaitu lokomotif tarik dan tekan, maka besar gaya pada kopler merupakan resultan dari gaya akibat lokomotif tarik dan lokomotif tekan. Pembebanan Dinamis adalah kondisi kereta melaju dan melambat pada jalur lurus, gradient dan melengkung. Pada saat kereta melewati jalur melengkung kereta memiliki kecepatan maksimal tertentu, besar kecepatan maksimal kereta saat jalur melengkung dapat dihitung dengan membandingkan nilai angka keamanan guling pada setiap variasi kecepatan, maka perhitungan kecepatan maksimal adalah :

- Gaya sentrifugal lokomotif

Besar gaya sentrifugal dapat dihitung menggunakan persamaan 2.9, dimana radius lengkung $R=80\text{m}$ dan kecepatan $V= v \text{ mm/s}$ (nilai v divariasikan).

$$C = \frac{G * v^2}{g * R}$$

$$C = \frac{86247.8 * 18^2}{9.81 * 80}$$

$$C = 35827.1\text{kg}$$

Pada jalur lengkung kereta terdapat peninggian rel bagian luar, peninggian maksimal sebesar 110mm pada rel 1067mm, maka nilai $\sin\alpha = 0.1$ dan $\cos\alpha = 1$ (dibulatkan). sesuai Gambar II.11. Nilai gaya sentrifugal menjadi:

$$Ct = C \text{ Cos } \alpha - G \text{ Sin } \alpha$$

$$Ct = C - G \text{ Sin } \alpha$$

$$Ct = 35827.1 - 8624.78$$

$$Ct = 27202.3 \text{ kg}$$

- Momen Guling lokomotif

Momen guling dapat dihitung menggunakan persamaan 2.10, dimana tinggi dari pusat massa lokomotif adalah $z = 1.625\text{m}$

$$M_g = C * z$$

$$M_g = 27202.3 * 1.625$$

$$M_g = 44203.7\text{kgm}$$

- Momen Stabilisator lokomotif

Momen stabilisator dapat dihitung menggunakan persamaan 2.11, dimana lebar gauge yaitu $b=1.067\text{m}$

$$M_{st} = G * \frac{b}{2}$$

$$M_{st} = 86247.8 * \frac{1.067}{2}$$

$$M_{st} = 139647.6 \text{ kgm}$$

- Angka keamanan guling

Nilai angka kewanaman guling dapat dihitung menggunakan persamaan 2.12:

$$n = \frac{M_{st}}{M_g}$$

$$n = \frac{139647.6}{44203.7}$$

$$n = 3.159$$

Tabel III.6 Hasil perhitungan kecepatan belok maksimum

Kecepatan	Gaya Sentrifugal	G sin	Ct	Momen Guling	Momen Stabilisator	n
10	848,0	8624,78	-7776,8	-12637,30	139647,63	-11,05
20	3391,9	8624,78	-5232,9	-8503,41	139647,63	-16,42
30	7631,8	8624,78	-993,0	-1613,59	139647,63	-86,54
40	13567,7	8624,78	4942,9	8032,17	139647,63	17,39
50	21199,5	8624,78	12574,7	20433,85	139647,63	6,83
60	30527,2	8624,78	21902,4	35591,46	139647,63	3,92
65	35827,1	8624,78	27202,3	44203,74	139647,63	3,16
70	41550,9	8624,78	32926,2	53505,00	139647,63	2,61
80	54270,6	8624,78	45645,8	74174,47	139647,63	1,88
90	68686,2	8624,78	60061,5	97599,87	139647,63	1,43
100	84797,8	8624,78	76173,0	123781,20	139647,63	1,13

Pada saat kereta melewati jalur lengkung kereta akan menurunkan kecepatannya maka pada saat melengkung hanya terjadi gaya tekan.

- Gaya rem kereta

Gaya rem kereta dapat dihitung menggunakan persamaan 2.20, dimana $\beta = 0.09$

$$F_B = G \beta$$

$$F_B = 86247.8 * 0.09$$

$$F_B = 7762.302kg$$

- Gaya perlawanan traktif

Perhitungan gaya perlawanan traktif sama dengan keadaan statis.

- Gaya perlawanan lengkung lokomotif

Gaya perlawanan lengkung dapat dihitung menggunakan persamaan 2.15, dimana radius lengkung $R = 80m$.

$$F_c = \frac{450}{R - 50}$$

$$F_c = \frac{450}{80 - 50}$$

$$F_c = \frac{15kg}{ton} * 86.247$$

$$F_c = 1289kg$$

- Gaya perlawanan lengkung eksekutif

Gaya perlawanan lengkung dapat dihitung menggunakan persamaan 2.15, dimana radius lengkung $R = 80m$.

$$F_c = \frac{15kg}{ton} * 41.81 ton$$

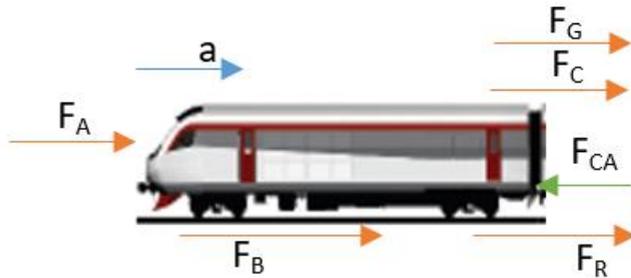
$$F_c = 627261 kg$$

- Gaya perlawanan lengkung *sleeper*

Gaya perlawanan lengkung dapat dihitung menggunakan persamaan 2.15, dimana radius lengkung $R = 80m$.

$$F_c = \frac{15kg}{ton} * 39.797 ton$$

$$F_C = 596958 \text{ kg}$$



Gambar III.20 Freebody Diagram lokomotif depan gaya tekan

- Gaya tekan kopler (C1) saat melengkung akibat loko 1
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s^2 .

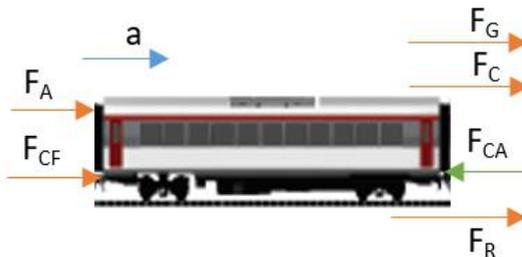
$$\leftarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} - F_B - F_R - F_A - F_C = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} = -\frac{G}{g} * a + F_B + F_R + F_A + F_C$$

$$F_{CA1} = -\frac{86247.8}{9.81} * 0.5 + 7762.302 + 184.38 + 596958$$

$$F_{CA1} = 21093 \text{ kg}$$



Gambar III.21 Freebody Diagram trailer depan gaya tekan

- Gaya tekan kopler (C2) saat melengkung
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s^2 . $F_{CA1}=F_{CF2}$

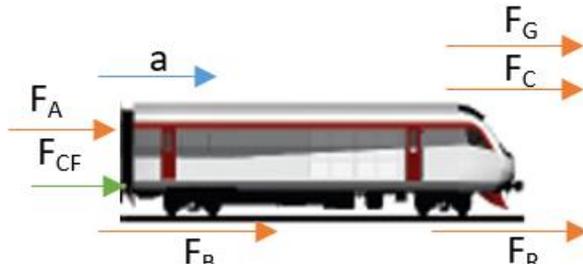
$$\leftarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} - F_{CF2} - F_R - F_A - F_C = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} = -\frac{G}{g} * a + F_{CA1} + F_R + F_A + F_C$$

$$F_{CA2} = -\frac{86247.8}{9.81} * 0.5 + 21093 + 184.38 + 596958$$

$$F_{CA1} = 21796.1 \text{ kg}$$



Gambar III.22 Freebody Diagram lokomotif belakang gaya tekan

- Gaya tekan kopler (C11) saat melengkung akibat loko 2
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s^2 .

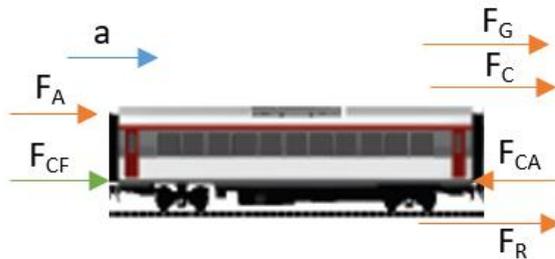
$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} + F_B + F_R + F_A + F_C = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = \frac{G}{g} * a - F_B - F_R - F_A - F_C$$

$$F_{CF11} = \frac{86247.8}{9.81} * 0.5 - 7762.302 - 184.38 - 596958$$

$$F_{CF11} = -4839.83 \text{ kg}$$



Gambar III.23 Freebody Diagram trailer belakang gaya tekan

- Gaya tekan kopler (C10) saat melengkung akibat loko 2 Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s^2 . $F_{CA10} = F_{CF11}$

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A + F_C = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = \frac{G}{g} * a + F_{CF11} - F_R - F_A - F_C$$

$$F_{CF10} = \frac{86247.8}{9.81} * 0.5 + (-4839.83) - 184.38 - 596958$$

$$F_{CF10} = -3413.64 \text{ kg}$$

Tabel III.7 Hasil perhitungan gaya tekan saat belok

Kopler	Gaya tekan akibat loko 2	Gaya tekan akibat loko 1	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	-4839,8	11793,3	6953,5	68191,0	68,2
C10	-3413,6	11090,3	7676,7	75282,7	75,3
C9	-1987,4	10387,2	8399,8	82374,3	82,4
C8	-561,2	9684,2	9122,9	89466,0	89,5
C7	793,6	9012,8	9806,4	96168,8	96,2
C6	2148,6	8341,3	10489,9	102871,6	102,9
C5	3503,5	7669,9	11173,4	109574,3	109,6
C4	4858,4	6998,4	11856,9	116277,1	116,3
C3	6284,6	6907,7	13192,3	129373	129,4
C2	7710,8	5542,8	13253,7	129974,6	130,0
C1	9137,0	4839,8	13976,8	137066,3	137,1

Gaya tarik saat jalur melengkung dapat dihitung dengan cara :

- Gaya Traktif
Perhitungan Gaya traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya perlawanan traktif lokomotif , eksekutif , *sleepers*
Perhitungan Gaya perlawanan traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya kopler dibelakang lokomotif 1 (C1) akibat gaya tarik loko 1
Dimana percepatan maksimum yang terjadi sebesar 0.4 m/s².

$$\Rightarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} - F_L + F_R + F_A + F_C = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} = F_L - F_R - F_A - F_C - \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} = 3585.93 - 77.91 - 596958 - \frac{86247.8}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CA1} = 19037.99 \text{ kg}$$

- Gaya kopler dibelakang Trailer 1 (C2) akibat gaya tarik lokomotif 1

Besarnya $F_{CA1} = F_{CF2}$ maka,

$$\Rightarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} - F_{CF2} + F_R + F_A + F_C = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} = F_{CF2} - F_R - F_A - F_C - \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} = 19037.99 - 77.91 - 596958 - \frac{41817.4}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CA2} = 18331.1 \text{ kg}$$

- Gaya kopler didepan lokomotif 2 (C11) akibat gaya tekan lokomotif 2

$$\Leftarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF1} + F_L - F_R - F_A - F_C = +\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = -F_L + F_R + F_A + F_C + \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = -8826.923 + 77.91 + 596958 + \frac{86247.8}{9.81}$$

$$* 0.4$$

$$F_{CF11} = -3849.43kg$$

- Gaya kopler didepan Trailer 10 (C10) akibat gaya tekan loko 2

Besar $F_{CF11}=F_{CA10}$ maka,

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A + F_C = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = F_{CF11} - F_R - F_A - F_C + \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = -3849.43 - 77.91 - 596958 + \frac{41817.4}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CF10} = 6259.69 kg$$

Tabel III.8 Hasil perhitungan gaya tarik saat belok

Kopler	Gaya tekan akibat loko 2	Gaya tekan akibat loko 1	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	-3849,4	12046,8	8197,3	80388,9	80,38
C10	6259,6	12753,7	19013,3	186457,7	186,45
C9	-3927,3	13460,5	9533,2	93489,0	93,48
C8	6337,6	14167,4	20505,0	201086	201,08
C7	-4041,4	14842,5	10801,1	105922,9	105,92
C6	6337,6	15517,6	21855,2	214326,7	214,32
C5	-4041,4	16192,7	12151,3	119163,6	119,16
C4	6337,6	16867,8	23205,4	227567,5	227,56
C3	-3927,3	16962,4	13035,1	127830,6	127,83
C2	6337,6	18331,1	24668,7	241917,5	241,91
C1	-3927,3	19037,9	15110,6	148184,8	148,18

Gaya tekan saat gradient dapat dihitung dengan cara:

- Kecepatan maksimal saat gradien
Kereta mencapai kecepatan maksimum pada saat nilai Gaya traktif nya seimbang dengan jumlah gaya *drag* dan gaya gravitasi.

$$T_e(v) - D(v) - G \sin\alpha = 0$$

$$\frac{270 * 2500(2)}{v} - 0.5 * 0.3 * 1.293 * 679.3 * V^2 - 582589 * 0.1 = 0$$

$$1350000 - 131.75V^3 - 58258.9 V = 0$$

$$131.75V^3 + 58258.9 V - 1350000 = 0$$

$$V1 = -15.2, V2 = 7.6, V3 = 7.6$$

$$V = 7.6 \text{ m/s} = 27.36 \text{ km/h}$$

- Gaya perlawanan gradient lokomotif
Gaya perlawanan gradient dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16, dimana gradient sebesar $0.1 = 10\text{‰}$.

$$F_G = 86.2478 * 10$$

$$F_G = 862.478 \text{ kg}$$

- Gaya perlawanan gradient eksekutif
Gaya perlawanan gradient dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16, dimana gradient sebesar $0.1 = 10\text{‰}$.

$$F_G = 41.8174 * 10$$

$$F_G = 418.174 \text{ kg}$$

- Gaya perlawanan gradient *sleeper*
Gaya perlawanan gradient dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16, dimana gradient sebesar $0.1 = 10\text{‰}$.

$$F_G = 39.7972 * 10$$

$$F_G = 397.972 \text{ kg}$$

- Gaya tekan kopler (C1) saat gradien akibat loko 1
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s².

$$\begin{aligned} \leftarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} - F_G - F_R - F_A - F_B &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} &= -\frac{G}{g} * a + F_G + F_R + F_A + F_B \\ F_{CA1} &= -\frac{86247.8}{9.81} * 0.5 + 862.478 + 121.7 \\ &\quad + 7762.302 \\ F_{CA1} &= 4350.57kg \end{aligned}$$

- Gaya tekan kopler (C2) saat gradien
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s². $F_{CA1}=F_{CF2}$

$$\begin{aligned} \leftarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} - F_{CF2} - F_R - F_A - F_C &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} &= -\frac{G}{g} * a + F_{CA1} + F_R + F_A + F_G \\ F_{CA2} &= -\frac{41817.4}{9.81} * 0.5 + 4347.46 + 64.48 \\ &\quad + 418.174 \\ F_{CA1} &= 4831.09 kg \end{aligned}$$

- Gaya tekan kopler (C11) saat gradien akibat loko 2
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s².

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} + F_B + F_R + F_A + F_G = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = \frac{G}{g} * a - F_B - F_R - F_A - F_G$$

$$F_{CF11} = \frac{86247.8}{9.81} * 0.5 - 7762.3 - 121.7 - 862.478$$

$$F_{CF11} = -4350.57kg$$

- Gaya tekan kopler (C10) saat melengkung akibat loko 2
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5
m/s². $F_{CA10}=F_{CF11}$

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A + F_G = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = \frac{G}{g} * a + F_{CF11} - F_R - F_A - F_G$$

$$F_{CF10} = \frac{41817.4}{9.81} * 0.5 + (-4350.57) - 567.64$$

$$F_{CF10} = -2701.86kg$$

Kopler	Gaya tekan akibat loko 2	Gaya tekan akibat loko 1	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	-4350,5	9070,1	4719,5	46282,8	46,28
C10	-2701,8	8589,4	5887,6	57737,8	57,73
C9	-1053,1	8108,8	7055,7	69192,8	69,19
C8	595,5	7628,2	8223,7	80647,8	80,64

C7	2162,9	7169,2	9332,1	91516,8	91,51
C6	3730,2	6710,1	10440,4	102385,8	102,38
C5	5297,6	6251,1	11548,7	113254,8	113,25
C4	6864,9	5792,1	12657,1	124123,7	124,12
C3	8513,6	5311,6	13825,2	135579,8	135,57
C2	10162,3	4831,0	14993,4	147035,8	147,03
C1	11811,1	4350,5	16161,6	158491,8	158,49

Tabel III.9 Hasil perhitungan gaya tekan saat gradient

Gaya tarik saat gradien dapat dihitung dengan cara :

- Gaya Traktif
Perhitungan Gaya traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya perlawanan traktif lokomotif , eksekutif , *sleeper*
Perhitungan Gaya perlawanan traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya kopler dibelakang lokomotif 1 (C1) akibat gaya tarik loko 1
Dimana percepatan maksimum yang terjadi sebesar 0.4 m/s².

$$\Rightarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA} - F_L + F_R + F_A + F_G = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} = F_L - F_R - F_A - F_G - \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA1} = 21250 - 121.7 - 862.47 - \frac{86247.8}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CA1} = 167611.8kg$$

- Gaya kopler dibelakang Trailer 1 (C2) akibat gaya tarik loko 1

Besar $F_{CA1}=F_{CF2}$ maka,

$$\rightarrow \Sigma F = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} - F_{CF2} + F_R + F_A + F_G = -\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} = F_{CF2} - F_R - F_A - F_G - \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CA2} = 16761.8 - 121.7 - 418.174 - \frac{41817.4}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CA2} = 16277.4kg$$

- Gaya kopler didepan lokomotif 2 (C11) akibat gaya tekan loko 2

$$\leftarrow \Sigma F = +\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF} + F_L - F_R - F_A - F_G = +\frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = -F_L + F_R + F_A + F_G + \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = -21250 + 121.7 + 862.478 + \frac{86247.8}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CF11} = -16761.8kg$$

- Gaya kopler didepan Trailer 10 (C10) akibat gaya tekan loko 2

Besar $F_{CF11}=F_{CA10}$ maka,

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A + F_G = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = F_{CF11} - F_R - F_A - F_G + \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = -16761.8 - 121.7 - 418.17 + \frac{41817.4}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CF10} = -15539.3 \text{ kg}$$

Tabel III.10 Hasil perhitungan gaya tarik saat gradient

Kopler	tekan	Tarik	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	-16761,8	12005,1	-4756,6	-46646,4	-46,64
C10	-15539,3	12489,4	-3049,8	-29909,2	-29,90
C9	-14316,9	12973,7	-1343,1	-13172	-13,17
C8	-13094,5	13457,9	363,5	3565,1	3,56
C7	-11932,8	13920,6	1987,8	19494,4	19,49
C6	-10771,1	14383,3	3612,2	35423,8	35,42
C5	-9609,44	14846,0	5236,5	51353,1	51,35
C4	-8321,62	15308,6	6987,0	68519,7	68,51
C3	-6262,83	15793,0	9530,2	93459,4	93,45
C2	-5040,39	16277,4	11237,0	110197,4	110,19
C1	-3817,96	16761,7	12943,8	126935,4	126,93

Gaya tarik saat jalur lurus adalah saat kondisi kereta tepat akan bergerak, maka besar gaya tariknya adalah :

- Gaya Traktif
Perhitungan Gaya traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya perlawanan traktif lokomotif , eksekutif , *sleeper*
Perhitungan Gaya perlawanan traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya kopler dibelakang lokomotif 1 (C1) akibat gaya tarik loko 1
Dimana percepatan maksimum yang terjadi sebesar 0.4 m/s².

$$\begin{aligned} \Rightarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA} - F_L + F_R + F_A &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} &= F_L - F_R - F_A - \frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} &= 3585.93 - 567.64 - \frac{86247.8}{9.81} * 0.4 \\ F_{CA1} &= -485.75 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Gaya kopler dibelakang Trailer 1 (C2) akibat gaya tarik lokomotif 1

Besarnya $F_{CA1}=F_{CF2}$ maka,

$$\begin{aligned} \Rightarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} - F_{CF2} + F_R + F_A &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} &= F_{CF2} - F_R - F_A - \frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} &= -486.75 - 567.64 - \frac{41817.4}{9.81} * 0.4 \\ F_{CA2} &= 647.5 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Gaya kopler didepan lokomotif 2 (C11) akibat gaya tekan lokomotif 2

$$\begin{aligned} \Leftarrow \Sigma F &= \frac{G}{g} * a \\ F_{CF} + F_L - F_R - F_A &= +\frac{G}{g} * a \\ F_{CF11} &= -F_L + F_R + F_A + \frac{G}{g} * a \\ F_{CF11} &= -3585.93 + 567.64 + \frac{86247.8}{9.81} * 0.4 \end{aligned}$$

$$F_{CF11} = 485.7 \text{ kg}$$

- Gaya kopler didepan Trailer 10 (C10) akibat gaya tekan loko 2

Besar $F_{CF11} = F_{CA10}$ maka,

$$\leftarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} - F_R - F_A = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = -F_{CF11} + F_R + F_A + \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = 485.7 - 567.64 + \frac{41817.4}{9.81} * 0.4$$

$$F_{CF10} = 2350.89 \text{ kg}$$

Tabel III.11 Hasil perhitungan gaya tarik tepat akan bergerak

Kopler	Gaya tekan akibat loko 2	Gaya tekan akibat loko 1	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	485,7	-2097,0	-1611,2	-15801,0	-15,8
C10	2350,8	-1935,3	415,5	4075,0	4,0
C9	4216,0	-1773,6	2442,3	23951,0	23,9
C8	6081,1	-1612,0	4469,1	43827,1	43,8
C7	7862,5	-1451,7	6410,7	62867,8	62,8
C6	9643,8	-1291,5	8352,3	81908,6	81,9
C5	11425,2	-1131,2	10293,9	100949,4	100,9
C4	13206,5	-970,9	12235,5	119990,1	119,9
C3	15071,7	-809,2	14262,4	139867,0	139,8
C2	16936,8	-647,5	16289,3	159743,8	159,7
C1	18801,9	-485,7	18316,2	179620,7	179,6

Gaya tekan saat jalur lurus adalah saat kondisi kereta melambat atau rem sampai berhenti, maka besar gaya

tekannya adalah :

- Gaya Traktif
Perhitungan Gaya traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya perlawanan traktif lokomotif , eksekutif , *sleeper*
Perhitungan Gaya perlawanan traktif sama dengan perhitungan statis.
- Gaya tekan kopler (C1) saat gradien akibat loko 1
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s².

$$\begin{aligned} \leftarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} - F_B - F_R - F_A &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA1} &= \frac{G}{-g} * a + F_B + F_R + F_A \\ F_{CA1} &= -\frac{86247.8}{9.81} * 0.5 + 7762.302 + 567.64 \\ F_{CA1} &= 3906kg \end{aligned}$$

- Gaya tekan kopler (C2) saat jalur lurus
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s². $F_{CA1}=F_{CF2}$

$$\begin{aligned} \rightarrow \Sigma F &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} - F_{CF2} - F_R - F_A &= -\frac{G}{g} * a \\ F_{CA2} &= -\frac{G}{g} * a + F_{CA1} + F_R + F_A \\ F_{CA2} &= -\frac{41817.4}{9.81} * 0.5 + 3906 + 567.64 \\ F_{CA1} &= 4063.9kg \end{aligned}$$

- Gaya tekan kopler (C11) saat melengkung akibat loko 2
Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5

m/s².

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} + F_B + F_R + F_A = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF11} = \frac{G}{g} * a - F_B - F_R - F_A$$

$$F_{CF11} = \frac{86247.8}{9.81} * 0.5 - 7762.3 - 567.64$$
$$F_{CF11} = 3949.8 \text{ kg}$$

- Gaya tekan kopler (C10) saat melengkung akibat loko 2

Dimana perlambatan maksimum yang terjadi sebesar 0.5 m/s². $F_{CA10} = F_{CF11}$

$$\rightarrow \Sigma F = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} - F_{CA10} + F_R + F_A = \frac{G}{g} * a$$

$$F_{CF10} = \frac{G}{g} * a + F_{CF11} - F_R - F_A$$

$$F_{CF10} = -\frac{41817.4}{9.81} * 0.5 - 3949.8 - 567.64$$
$$F_{CF10} = 6241.2 \text{ kg}$$

	Gaya tekan akibat loko 2	Gaya tekan akibat loko 1	Resultan		
	kg	kg	kg	N	KN
C11	3949,8	5484,5	9434,3	92519,6	92,5
C10	6241,2	5326,4	11567,7	113441,1	113,4
C9	8532,6	5168,4	13701,1	134362,6	134,3
C8	10824,0	5010,4	15834,5	155284	155,2
C7	13011,1	4853,8	17864,9	175195,7	175,2
C6	15198,1	4697,2	19895,4	195107,4	195,1
C5	17385,1	4540,6	21925,8	215019,1	215,0
C4	19572,2	4384,0	23956,2	234930,8	234,9
C3	21863,6	4226,1	26089,7	255853,3	255,8
C2	24155,0	4063,9	28219,0	276733,9	276,7
C1	26446,4	3906,0	30352,5	297656,4	297,66

Tabel III.12 Hasil perhitungan gaya tekan pengereman

Tabel III.13 Hasil Gaya maksimal pada masing-masing kondisi

Kondisi	Kecepatan (km/h)	Gaya Tarik(KN)	Gaya Tekan(KN)
Lurus	160	179,62	297,66
Gradien	27	126.93	158.49
Curve	65	148.1	137.1

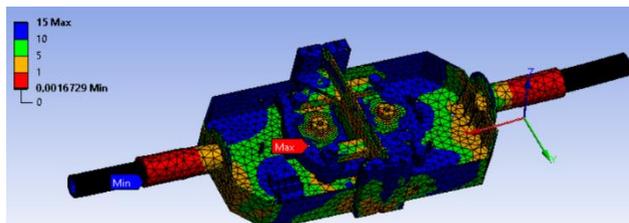
Dari hasil perhitungan diatas maka nilai gaya tarik maksimal adalah 179.62 KN pada kondisi rel lurus dan gaya tekan maksimal adalah 297.66 KN pada

kondisi rel lurus.

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 SIMULASI FULL ASSEMBLY MODEL

Simulasi statis susunan total model dilakukan untuk mengetahui titik kritis pada komponen kopler sehingga pada simulasi selanjutnya dapat dilakukan pada komponen yang mengalami titik kritis saja. Hal ini dilakukan dengan tujuan mengurangi waktu untuk simulasi selanjutnya. Untuk melakukan simulasi ini susunan total model diberikan tumpuan pada salah satu ujung dan gaya tarik pada ujung lainnya. Bagian tumpuan di ujung kopler seolah-olah diam dan menahan beban yang diberikan. Setelah itu dilakukan proses meshing yang bertujuan untuk membagi area permukaan model menjadi beberapa bagian. Proses meshing ini menggunakan ukuran fungsi *proximity and curvacture*, metode *hex dominant* dan *tetrahedron*, *body sizing* dengan pengaturan ukuran elemen sebesar 5mm untuk *hexdominan* dan 15 mm untuk tetrahedron. Setelah itu kontak yang terjadi harus didefinisikan sesuai dengan keadaan sebenarnya. Pada simulasi ini gaya tarik yang di gunakan adalah gaya tarik saat kondisi gradien



Gambar IV.1 Angka keamanan statis pad Full assembly Model

yaitu sebesar 319780 N. dan material yang digunakan adalah AAR M201 Grade E.

Berdasarkan hasil simulasi di atas titik kritis dengan angka keamanan paling kecil berada pada komponen *mechanical coupler head* sebesar 0.0016. Sehingga untuk simulasi berikutnya hanya dilakukan pada model *hooked plate* dan *coupling* saja.

4.2 HASIL SIMULASI STATIS

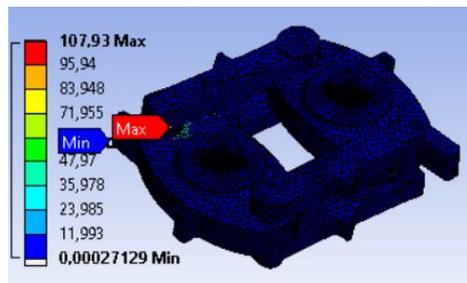
Simulasi statis dilakukan untuk menguji kekuatan *mechanical coupler head* terhadap beban statis melalui bantuan software. Untuk melakukan simulasi ini diperlukan model 3 dimensi solid dari *mechanical coupler head* hasil dari langkah pemodelan pada software CAD. Model *mechanical coupler head* di berikan tumpuan pada salah satu ujung dan gaya tarik dan tekan pada ujung lainnya. Bagian tumpuan di ujung kopler seolah-olah diam dan menahan beban yang diberikan. Setelah itu dilakukan proses meshing yang bertujuan untuk membagi area permukaan model menjadi beberapa bagian. Proses meshing ini menggunakan ukuran fungsi *proximity and curvacture*, metode *hex dominant* dan *tetrahedron, body sizing* dengan pengaturan ukuran elemen sebesar 3mm untuk *hexdominan* dan 8mm untuk tetrahedron. Setelah melakukan *meshing* kontak antar surface harus didefinisikan sesuai keadaan sebenarnya.

Pada simulasi statis digunakan *boundary condition* dengan memberikan *fix support* pada *salah satu hooked plate* dan pemberian gaya pada *hooked plate* yang satunya. Gaya yang diberikan pada simulasi statis ini sebesar 15639 N. Gaya tarik mewakili gaya saat kereta pada jalur lurus dengan kecepatan konstan. Setelah semua *boundary condition* ditentukan, solusi yang didapatkan dalam hal ini adalah tegangan tarik. Proses selanjutnya adalah menjalankan software untuk mendapatkan nilai dari

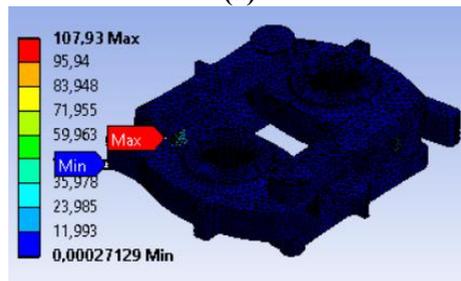
tegangan tarik.

4.2.1 Tegangan ekuivalen von-Mises

Equivalent Stress (von Mises) adalah nilai yang digunakan untuk menentukan material akan terdeformasi atau patah. Jika tegangan *von Mises* dari hasil simulasi lebih besar atau sama dengan batas *yield* material tersebut maka dapat dikatakan bahwa material akan terdeformasi, begitu pula sebaliknya. Jika tegangan *von Mises* dari hasil simulasi lebih besar dari *yield* maka benda tersebut akan patah. Pada penelitian ini digunakan material AAR M201 Grade D dengan nilai *yield* sebesar 583 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 720 Mpa dan material AAR M201 Grade E dengan nilai *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 823 Mpa. Hasil simulasi statis karena pengaruh gaya tarik kereta pada jalur lurus dan kecepatan konstan ditunjukkan Gambar



(a)

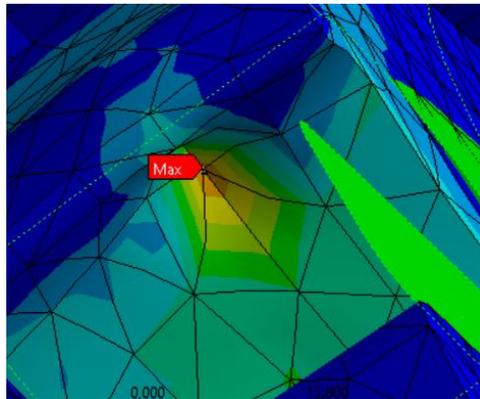


(b)

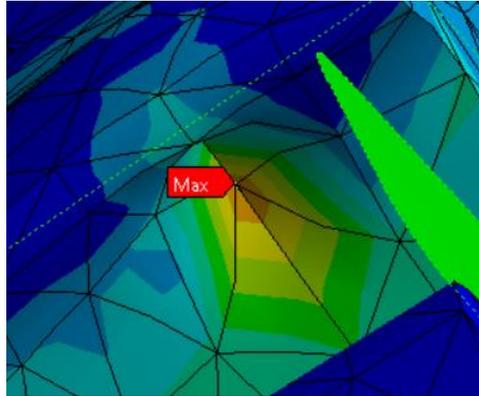
Gambar IV.2 Tegangan tarik AAR M201 (a) Grade E (b) Grade D

IV.2

Gambar IV.2 menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tarik yang diberikan sebesar 15693 N. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan tarik maksimum adalah sebesar 107.93 Mpa untuk kedua material. Nilai tegangan maksimum kedua material sama karena material memiliki nilai Modulus young, poisson's ratio, density, dan thermal expansion yang sama. Posisi tegangan maksimum gaya Tarik terdapat pada *hooked plate* sedangkan tegangan maksimum gaya tekan terdapat pada *pin coupling link*. Pemusatan tegangan terjadi dikarenakan bagian tersebut merupakan bagian yang menerima gaya reaksi karena pemberian gaya pada bagian piringan kopler. Gaya reaksi ini terdistribusi pada kedua *coupling link*, namun karena nilainya yang besar menyebabkan munculnya pemusatan tegangan pada bagian tersebut. Oleh karena itu, komponen *hooked plate* dan *pin coupling link* merupakan komponen kritis yang sangat perlu mendapatkan perhatian dalam perancangan kopler MST. Letak tegangan maksimum pada simulasi statis ditunjukkan pada Gambar IV.3.



(a)



(b)

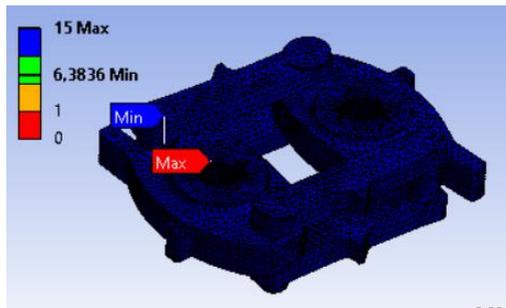
Gambar IV.3 Posisi tegangan maksimum (a) Grade E, (b) Grade D

Dari hasil simulasi statis, nilai tegangan tarik maksimal yang terjadi adalah 107.93 Mpa. Sedangkan kekuatan yield material grade D sebesar 583 Mpa dan material grade E sebesar 689 Mpa. Dari nilai *properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih di bawah *yield*, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa kopler masih kuat dan tidak mengalami deformasi ataupun patah saat menerima gaya tarik saat melaju dengan kecepatan konstan.

4.2.2 Faktor keamanan

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan suatu struktur, dimana kekuatan suatu bahan harus melebihi kekuatan sebenarnya. Penggunaan faktor keamanan paling banyak terjadi apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. struktur, dimana kekuatan suatu bahan harus melebihi kekuatan

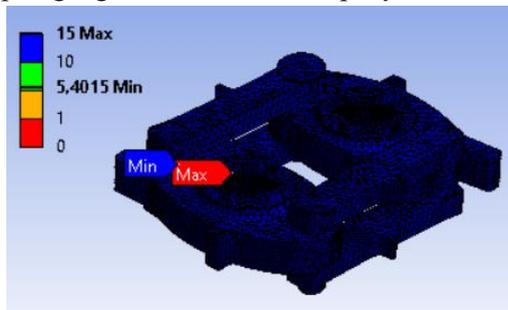
sebenarnya. Penggunaan faktor keamanan paling banyak terjadi apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Perumusan faktor keamanan ditunjukkan pada persamaan 2.13. Menurut Joseph P. Vidosic memberikan angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material dengan rentang $N = 1.0 - 2.0$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti juga pada kondisi lingkungan beban $N = 2.0 - 3.0$: untuk beban yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan juga di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata. Untuk beban statis rentang faktor keamanan $N = 1.0 - 2.0$. Hasil simulasi statis



untuk mencari faktor keamanan ditunjukkan pada Gambar IV.4

Gambar IV.4 menunjukkan faktor hasil simulasi statis terhadap tegangan tarik 15693 MPa. Dari hasil simulasi terhadap tegangan tarik di dapatkan faktor keamanan $N=6.38$ untuk material grade E dan $N=5.4$ untuk material Grade D.

Dari hasil simulasi statis, nilai faktor keamanan terhadap tegangan tarik 107.93 Mpa yaitu $N= 6.38$ untuk



(b)

Gambar IV.4 Faktor Keamanan ,(a) Grade E (b) Grade D

grade E dan $N=5.4$ untuk grade D. Nilai *yield* material Grade E adalah 583 MPa dan Material Grade E adalah 689 MPa Persamaan 2.23 digunakan dengan membagi nilai UTS dengan tegangan maksimal sehingga dihasilkan faktor keamanan. Hasil faktor keamanan simulasi dan dengan rumus hasilnya sama. Nilai faktor keamanan di antara rentang aman untuk simulasi statis karena beradadiatas rentang $N = 1.0 - 2.0$. Sehingga dapat disimpulkan hasil ini sudah benar dan sesuai dengan teori.

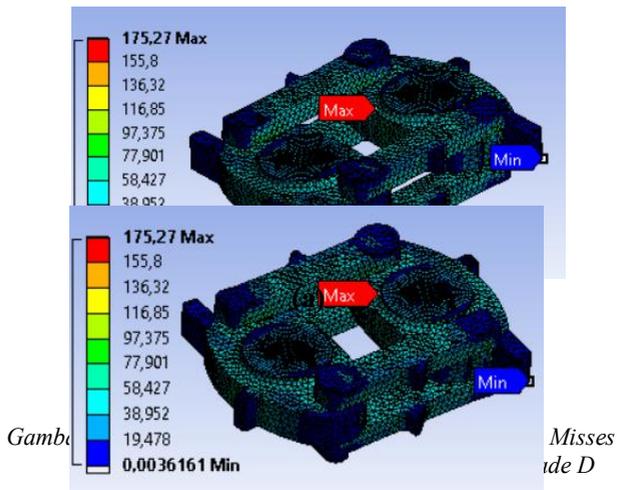
4.3 Hasil Simulasi Dinamis

Simulasi dinamis atau transient dilakukan untuk mengetahui kekuatan *mechanical coupler head* terhadap beban dinamis. Pada simulasi ini digunakan model dan material yang sama seperti yang

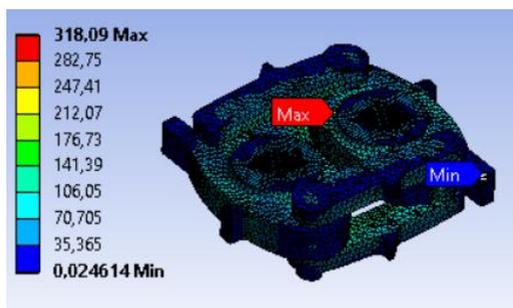
digunakan pada simulasi statis. Kondisi pembebanan yang dilakukan pada simulasi transien adalah yang pertama pembebanan tarik, kedua pembebanan tekan dan yang ketiga pembebanan tarik dan tekan. Pembebanan tarik yang diberikan sebesar 179620 N dan tekan sebesar 279660 N. Pada sub bab ini akan dibahas hasil dari simulasi dinamis yang dilakukan pada *mechanical coupler head*.

4.3.1 Tegangan equivalent von-Mises

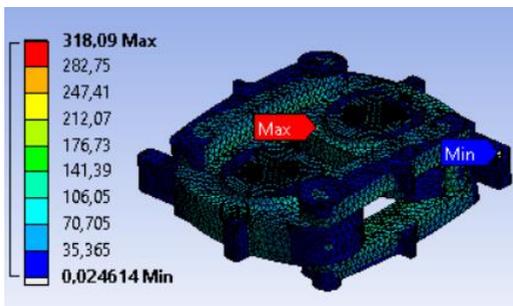
Setelah dilakukan simulasi terhadap semua kondisi pembebanan, semua hasil tegangan dari ketiga kondisi dibandingkan. Tegangan maksimum bisa menyebabkan kopler mengalami kegagalan. Jika tegangan *von Mises* dari hasil simulasi lebih besar dari UTS maka benda tersebut akan patah. Pada penelitian ini digunakan material *AAR M201 Grade D* dengan nilai *yield* sebesar 583 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 720 Mpa dan material *AAR M201 Grade E* dengan nilai *yield* sebesar 689 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 827 Mpa . Hasil tegangan *equivalent von mises* simulasi dinamis ditunjukkan pada Gambar IV.5,IV.6,dan IV.7.



Gambar IV.5 menunjukkan tegangan maksimal *equivalent von Mises* simulasi dinamis dengan pembebanan gaya tarik. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan maksimum pada material grade E dan D adalah sebesar 175.27 Mpa. Nilai Tegangan maksimal sama dikarenakan material memiliki properties yang hampir sama.



(a)

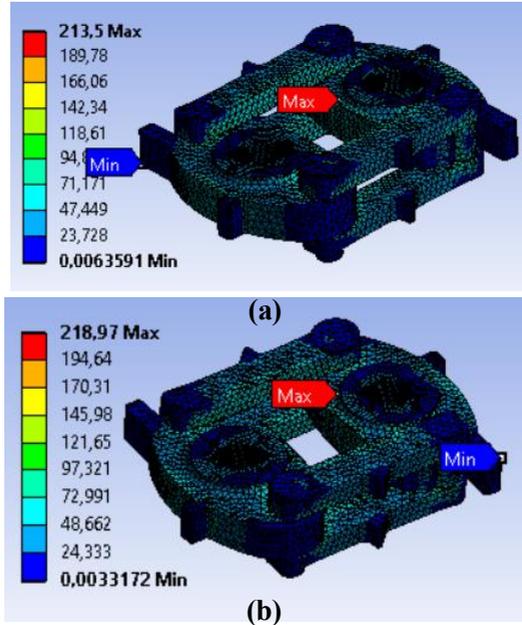


(b)

Gambar IV.6 Hasil tegangan *Equivalent von Mises* pembebanan Tekan (a) Grade E, (b) Grade D

Gambar IV.6 menunjukkan tegangan maksimal *equivalent von Mises* simulasi dinamis dengan pembebanan gaya tekan. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan maksimum pada material grade E dan D adalah sebesar 318.09

Mpa. Nilai Tegangan maksimal sama dikarenakan material memiliki properties yang hampir sama.

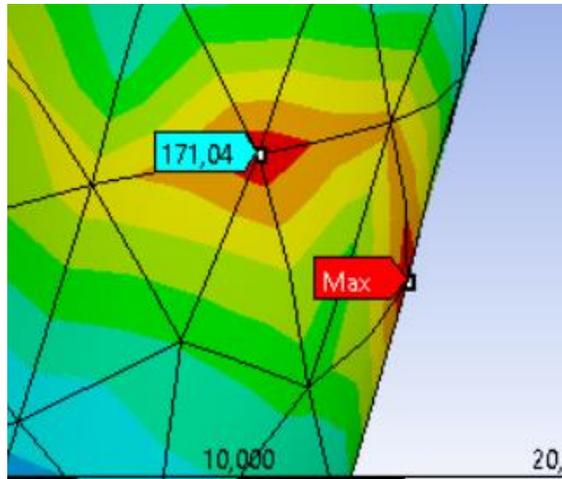


Gambar IV.7 Hasil tegangan Equivalent von Misses pembebanan Tarik dan Tekan (a) Grade E, (b) Grade D

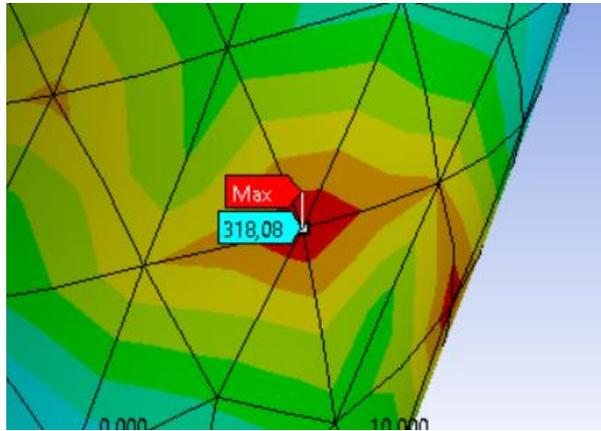
Gambar IV.7 menunjukkan tegangan maksimal *equivalent von Mises* simulasi dinamis dengan pembebanan gaya tekan dan tarik. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan maksimum pada material grade E sebesar 213.5 Mpa dan Grade D sebesar 218.97. Nilai Tegangan maksimal berbeda dikarenakan pada proses simulasi terdapat faktor waktu yang mempengaruhi.

Letak tegangan maksimum pada *pin coupling link* yang berkontak dengan *hooked plate*. Pemusatan tegangan

terjadi dikarenakan bagian tersebut merupakan bagian yang menerima gaya reaksi karena pemberian gaya pada bagian *hooked plate*. Gaya reaksi ini terdistribusi pada kedua *coupling link*, namun karena nilainya yang besar menyebabkan munculnya pemusatan tegangan pada bagian tersebut. Oleh karena itu, komponen *hooked plate* dan *pin coupling link* merupakan komponen kritis yang sangat perlu mendapatkan perhatian dalam perancangan kopler MST. Posisi tegangan maksimal ditunjukkan pada Gambar IV.8



(a)



(b)

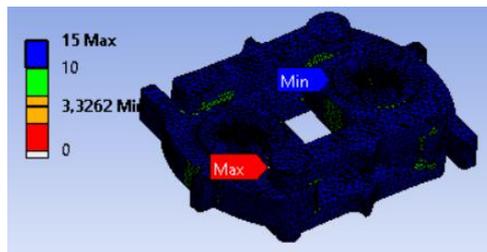
Gambar IV.8 Posisi tegangan maksimum pada node yang sama. (a)Tegangan tarik, (b) tegangan Tekan.

Pada Gambar IV.8 tegangan tarik maksimum sebesar 171.04 MPa dan tegangan tekan maksimum sebesar 318.08 MPa. Posisi tegangan maximum berada pada *pin coupling links* yang tidak dikenai gaya. Posisi tegangan maksimum dan minimum pada satu node yang sama dilakukan untuk menentukan besarnya tegangan maksimum dan minimum yang dialami kopler sehingga didapatkan rasion tegangan.

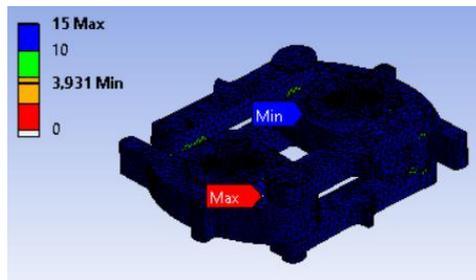
Untuk mengetahui keamanan tegangan hasil simulasi, nilai tegangan maksimal simulasi transien dibandingkan dengan nilai kekuatan *yield* material grade D dengan kekuatan *yield* sebesar 583 Mpa dan grade E dengan kekuatan *yield* sebesar 689 Mpa. Setelah dibandingkan, dari kedua hasil simulasi dinamis di dapatkan tegangan maksimal di bawah kekuatan *yield* material sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa kopler masih aman dan tidak mengalami deformasi ataupun patah saat menerima semua kondisi pembebanan yang diberikan.

4.3.2 Faktor keamanan

Faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan suatu struktur adalah faktor keamanan. Faktor keamanan digunakan apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material dengan rentang $N = 1,0 - 2,0$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti juga pada kondisi lingkungan beban $N = 1,0 - 2,0$: untuk beban yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan juga di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata. Untuk beban dinamis rentang faktor keamanan $N = 1,0 - 2,0$



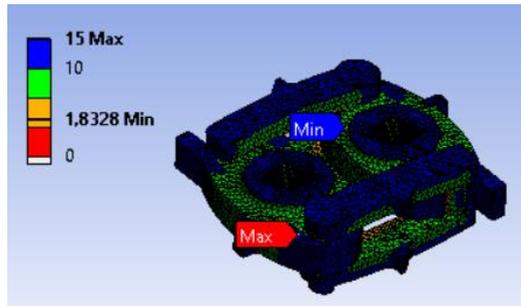
(a)



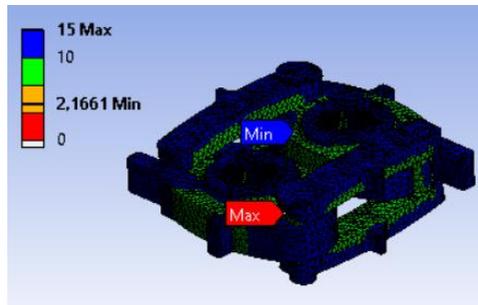
(b)

Gambar IV.9 Angka keamanan dinamis akibat beban tarik (a) Grade D. (b) Grade E

Gambar IV.9 menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi dinamis oleh tegangan tarik maksimal terhadap yield material. Dari hasil simulasi pada kondisi pembebanan tarik di dapatkan faktor keamanan $N=3.32$ untuk material grade D dan $N= 3.9$ untuk material Grade E.



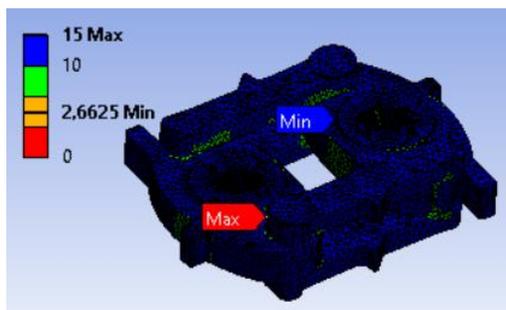
(a)



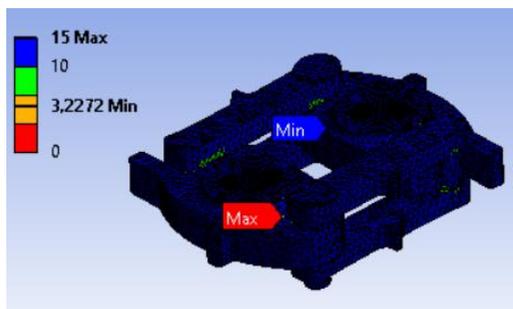
(b)

Gambar IV.10 Angka keamanan dinamis akibat beban tekan (a) Grade D, (b) Grade E

Gambar IV.10 menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi dinamis oleh tegangan tekan maksimal terhadap yield material. Dari hasil simulasi pada kondisi pembebanan tarik di dapatkan faktor keamanan $N=1.83$ untuk material grade D dan $N= 2.16$ untuk material Grade E.



(a)



(b)

Gambar IV.11 Angka keamanan dinamis akibat beban tarik tekan
(a) Grade D, (b) Grade E

Gambar IV.11 menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi dinamis oleh tegangan tekan tarik maksimal terhadap yield material. Dari hasil simulasi pada kondisi pembebanan

tekan tarik di dapatkan faktor keamanan $N=2.66$ untuk material grade D dan $N= 3.22$ untuk material Grade E.

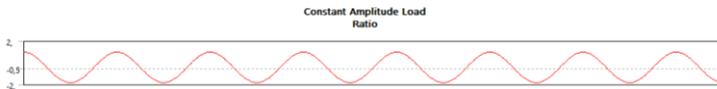
Nilai *yield* material pada simulasi ini adalah 583 Mpa untuk material grade D dan 689 Mpa untuk material grade D. Persamaan 2.23 digunakan dengan membagi nilai yield dengan tegangan maksimal sehingga dihasilkan faktor keamanan. Jika dibandingkan faktor keamanan hasil simulasi dan dengan faktor keamanan menggunakan rumus hasilnya sama. Hal ini membuktikan faktor keamanan hasil simulasi sudah benar. Nilai faktor keamanan dari kedua simulasi melebihi rentang aman untuk simulasi dinamis yaitu rentang $N = 1,0 - 2,0$. Sehingga dapat disimpulkan hasil ini aman dan sudah benar sesuai dengan teori.

Jika diperhatikan faktor keamanan material grade D lebih kecil dibandingkan dengan material grade E, namun faktor keamanan material grade D masih dalam rentang $N = 1.0 - 2.0$. Sehingga kopler MST dengan material grade D sudah mampu menerima tegangan pada simulasi dinamis dengan aman.

4.3.3 Simulasi *Fatigue*

Simulasi *fatigue* dapat dilakukan setelah didapatkan daa tegangan maksimum dan tegangan minimum yang akan diolah menjadi rasio tegangan siklik (R) dengan persamaan

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-309.89(MPa)}{171.04(MPa)} = -1.81$$

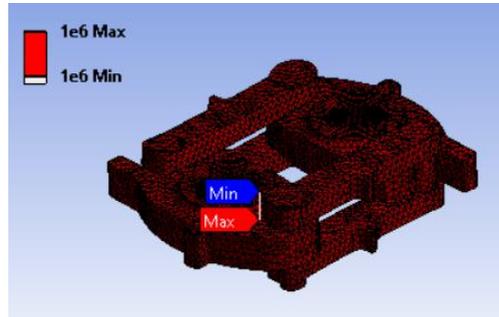


Gambar IV.12 Grafik tegangan siklik dengan Rasio -1.81

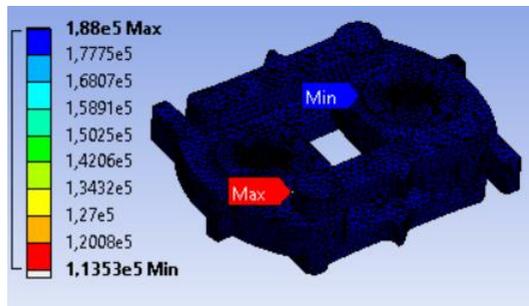
Didapat nilai R sebesar -1.81, dan mengindikasikan fatigue yang terjadi bukan berasal dari pembebanan *fully reversed*, atau *zero based*.

Setelah data tersebut dimasukkan pada *dialog box fatigue tool* maka akan didapat grafik rasio pembebanan sebagai berikut.

Setelah data dimasukkan, maka simulasi *fatigue* dapat dilaksanakan, dan didapat data sebagai berikut.



(a)



(b)

Gambar IV.13 Hasil *fatigue life* kopler (a) Material Grade E
(b) Material Grade B

Didapatkan hasil *fatigue life* kopler dengan material AAR M201 Grade E adalah 1.000.000 siklus dan *fatigue life* minimal kopler dengan material AAR M201 Grade D adalah 113350 siklus.

4.3.4 Perbandingan dengan penelitian terdahulu

Penelitian oleh Wang *et al* pada tahun 2013 dilakukan analisis kekuatan statis pada *New Forged Coupler Knuckle* menggunakan perangkat lunak *Catia V5*. Material yang digunakan dalam analisa ini adalah *E-grade steel*. Kemudian pada tahun 2015, Steed dan Kimpton melakukan penelitian mengenai analisa kekuatan statis dan *fatigue life*. Semua pemodelan dilakukan menggunakan software *Nastran* dan material yang digunakan dalam analisa ini adalah *B-Grade Steel*. Penelitian gerak dinamis kopler pernah dilakukan oleh Tainwei, dkk., Ziqiang, dkk., dan Weihua, dkk. Jenis kopler yang digunakan dalam ketiga penelitian ini adalah *couple knuckle*. Hasil yang diperoleh dari simulasi dinamis karena efek sudut pada kopler adalah sudut rotasi kopler 6° memiliki keselamatan lebih baik dari sudut bebas 8° . Dan dari gaya longitudinal pada kopler dapat menghasilkan gaya lateral pada kopler. Selanjutnya penelitian oleh Betti pada tahun 2018 yang menganalisa kekuatan statis dan *fatigue life* dari kopler otomatis LRT Palembang dengan material ASTM A633 Grade E. Tabel perbandingan hasil simulasi penelitian dengan penelitian terdahulu ditunjukkan pada tabel IV.1 dan tabel IV.

Tabel IV.1 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan penelitian terdahulu

Hasil Simulasi Statis					
	Kondisi Pembebanan	Besar Gaya (KN)	Equivalent Stress(MPa)	Faktor Keamanan	
				AAR M201	
				Grade D	Grade E
	Gaya Tarik	15.693	107.93	5.4	6.3
Penelitian terdahulu					
G. Wang et-al	Kondisi Pembebanan	Besar Gaya (KN)	Equivalent Stress(MPa)	Faktor Keamanan	
	Gaya Tarik	1500	547	1.08	
	Gaya Tekan	1222	667	0.8	
J.Steed et al	Gaya Tarik	2000	915	-	
Betti Mawar	Gaya Tarik	374	368.59	1.87	
	Gaya tekan	368	362.68	1.89	

Tabel IV.2 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan penelitian terdahulu

Hasil Simulasi Dinamis					
Pembebanan	Material	Pembebanan (KN)	Equivalent stress	Faktor keaman	Siklus hidup
Tarik	Grade D	179.62	175.27	3.32	
	Grade E		175.27	3.92	
Tekan	Grade D	297.66	318.09	1.83	
	Grade E		318.09	2.16	
Tarik dan Tekan	Grade D	179.62 dan - 297.66	218.97	2.6	1000000
	Grade E		213.5	3.2	113350
Penelitian Terdahulu					
Peneliti		Gaya Tekan(KN)	Gaya Lateral(KN)		Siklus hidup
Tianwei et al		3000	93		
Weihua et al		2000	915		
Ziqiang et al		2500	120		
Jsteed et al		2000	-		4.8e+005
Betti Mawar		Gaya longitudinal(KN)	Gaya tekan dan lateral(KN)	Gaya longitudinal dan lateral(KN)	Siklus Hidup
		162.55	50.39	3.65	1e+006

Penelitian terdahulu jika dibandingkan penelitian ini terdapat perbedaan yaitu perangkat lunak dan jenis kopler yang digunakan. Penelitian ini menggunakan perangkat lunak *Ansys Workbench* 18.1 dan jenis kopler yang gunakan adalah *sharfenberg coupler* dengan model yang berbeda.. Selain itu terdapat perbedaan material yang digunakan dengan penelitian Steed *et al* dimana pada penelitian tersebut digunakan material *grade B steel*, dan Betti Mawar ASTM A663 Grade E.

4.3.5 Perbandingan dengan Standar EN 12663- Tahun 2010

Persyaratan kekuatan statis dan stabilitas struktural harus ditunjukkan dengan perhitungan dan pengujian, bahwa tidak ada deformasi permanen secara keseluruhan. Pengujian tidak

dimungkinkan sehingga dilakukan verifikasi. Persyaratan ini ditunjukkan dengan membandingkan tegangan yang dihitung dengan tegangan yang diizinkan harus menghasilkan nilai kurang dari atau sama dengan 1. Persyaratan harus di capai dengan hasil uji kekuatan yang tidak melewati batasan kekuatan UTS. Biasanya $S_2 = 1,5$, namun nilai $S_2 = 1,3$ dapat dipakai dengan kasus pembebanan diverifikasi dengan uji perhitungan yang telah berhasil dilakukan. Kriteria kegagalan utama tidak berlaku untuk bagian struktur yang dirancang khusus untuk rusak secara terkendali (misalnya seperti pada uji tabrakan kendaraan). Hal ini diperlukan untuk memberikan angka keamanan antara beban desain di mana struktur akan gagal. Digunakan persamaan 2.34 untuk menghitung utilisasi ini.

Tabel IV.3 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan Standard

Hasil Simulasi Statis			Perbandingan dengan Standar		
Kondisi Pembebanan		Equivalent Stress(MPa)	Faktor Keamanan	Utilisasi	Keterangan
Tarik	Grade D	107.93	5.4	0.8	Aman
	Grade E	107.93	6.3	0.8	Aman

Tabel IV.4 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan Standard

Hasil Simulasi Dinamis					
Kondisi Pembebanan		Equivalent Stress(MPa)	Faktor Keamanan	Utilisasi	Keterangan
Tarik	Grade D	175.27	3.32	0.8	Aman
	Grade E	175.27	3.93	0.83	Aman
Tekan	Grade D	318.09	1.83	0.8	Aman
	Grade E	318.09	2.16	0.83	Aman
Tarik dan tekan	Grade D	218.97	2.66	0.79	Aman
	Grade E	213.5	3.22	0.83	Aman

Dari hasil perhitungan utilisasi dengan standar didapatkan hasil simulasi statis dan dinamis kurang dari 1 sehingga dapat disimpulkan hasil simulasi aman. Nilai utilisasi terbesar terdapat pada material grade E.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian ini dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Dengan simulasi statis, gaya tarik yang diberikan sebesar 15963 N menghasilkan tegangan *equivalen von Mises* sebesar 107.93 MPa.. Posisis tegangan maksimum berada pada *hooked plate* yang menerima gaya. Kopler dapat dinyatakan aman karena besar tegangan tidak melebihi tegangan *yield* material sebesar 583 MPa. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada material grade D sebesar $N=5.4$ yang mana masih berada diatas rentang faktor keamanan statis yaitu $N=1.0-2.0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Dengan Simulasi Dinamis, Nilai tegangan *equivalen von Mises* maksimum terdapat pada material grade D yang menerima beban tekan sebesar 297660 N yaitu sebesar 318.09 MPa . Posisi tegangan maksimum terdapat pada *pin coupling link* dekat *hooked plate fixed*. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada material grade D yang mengalami pembebanan tekan yaitu $N = 1.83$ yang mana dalam rentang faktor keamanan dinamis yaitu $N=1.0-2.0$ sehingga dapat dinyatakan aman.
2. Dengan simulasi *fatigue*, umur hidup kopler yang paling minimal terdapat pada material grade D yaitu selama 113350 siklus.

5.2 SARAN

Dari penelitian ini, ada beberapa saran yang dapat disampaikan guna pengembangan pada penelitian selanjutnya, antara lain :

- 1., Melakukan perancangan kopler model baru untuk MST.
2. Melakukan penelitian mengenai gaya yang terjadi pada boogie MST
3. Melakukan penelitian mengenai gaya yang terjadi pada kopler akibat *impact* yang terjadi antara roda dan sambungan rel.

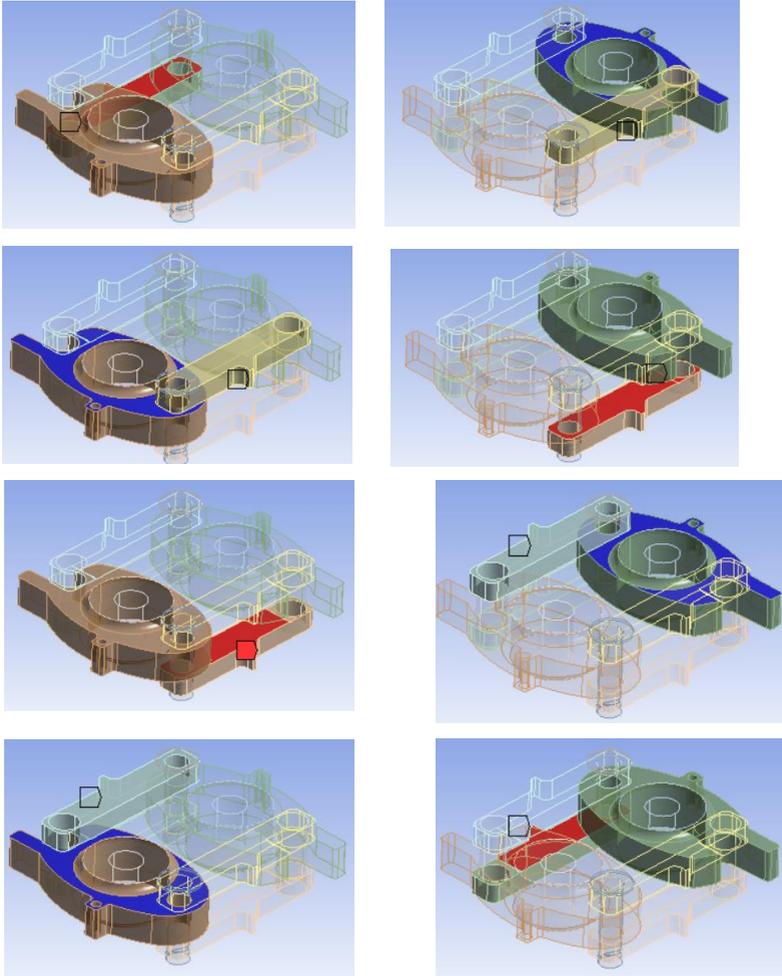
DAFTAR PUSTAKA

- [1] G. X. Wang, X. S. Bu, L. J. Li, and L. L. Zhu, "The Finite Element Analysis of New Forged Coupler Knuckle," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 367, pp. 122–125, 2013.
- [2] J. Steed, "Improving the 10" Head Alliance Coupler and Knuckle," *Ihha 2015*, no. June, 2015.
- [3] A. Syaifudin, B. M. Kalista, and D. A. Windharto, "Analisis deformasi pada coupling element dari automatic mechanical coupler: studi kasus LRT Palembang," 2019.
- [4] A. D. Y. Theo and L. David, *PROTOTYPING COUPLER LRT SKALA LABORATORIUM*. 2019.
- [5] Voith Turbo, *Scharfenberg Couplers*. Germany.
- [6] "Metode Elemen Hingga (Finite Element Methode) | mechanicalbrothers." [Online]. Available: mechanicalbrothers.wordpress.com/2011/01/30/metode-elemen-hingga/. [Accessed: 26-Mar-2019].
- [7] R.C. Hibbler, *Mechanics Of Material*, 8th ed. 2011.
- [8] A. F. Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens, Henry O. Fuchs, "Metal Fatigue in Engineering, 2nd Edition (2000).pdf." 2000.
- [9] V. Rao, "DYNAMICS OF RAILWAY VEHICLE SYSTEMS."
- [10] "The Application of the Davis Formula to set Default Train Resistance in Open Rails," 2017.
- [11] I. Jatal, "Rel "11."
- [12] J. M. Valentino, "ANALISA RESISTANCE, TRACTIVE EFFORT DAN GAYA SENTRIFUGAL PADA KERETA API TAKSAKA DI TIKUNGAN KARANGGANDUL,"

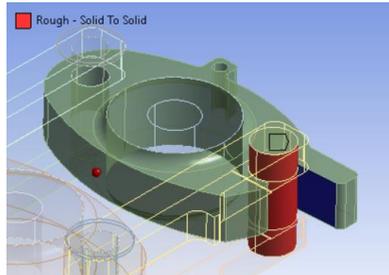
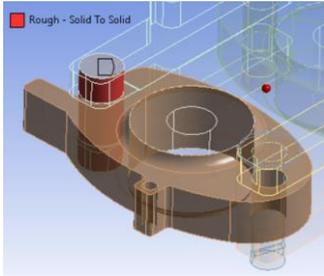
vol. I, no. April, pp. 9–13, 2015.

- [13] A. Z, *Elemen Mesin I*. Bandung: Refika Aditama, 1999.
- [14] W. j. michels dan c. e. W. A. d. deutchman, *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc, 1975.
- [15] European Committee for Standardization, “The European Standard EN 12663-1 (2010): Railway applications - Welding of railway vehicles and components,” in *Management*, 2010, pp. 1–40.

LAMPIRAN



Lampira 1. Posisi kontak *frictionless* antara *hooked plate* dan *coupling link*



Lampiran 2. Posisi Kontak *rough* antara *hooked plate* dan *coupling links*

BIODATA PENULIS



Evan Luthfi Kirana dilahirkan di Bukittinggi, 11 oktober 1997 merupakan anak tunggal dari orang tua Erizul dan Desnawati.

Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 01 Campago Ipuh (2003-2009). Penulis melanjutkan pendidikannya di MTsN 01 Bukittinggi (2009-2012), dan SMAN 01 Bukittinggi (2012-2015). Penulis kemudian melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, diantaranya penulis aktif menjadi Staff Departemen Hubungan Luar Himpunan Mahasiswa Mesin ITS tahun 2016/2017. Selanjutnya, penulis menjadi Kepala Departemen Hubungan Luar Himpunan Mahasiswa Mesin ITS tahun 2017/2018. Diluar kampus penulis menjadi Ketua Ikatan Alumni SMA1 Bukittinggi Regional Surabaya pada tahun 2018/2019 . Selain itu penulis juga aktif dalam kepanitiaan *event* diantaranya Mechanical City, 60th Teknik Mesin ITS, seminar teknologi dan sebagainya.

Untuk informasi dan masukan mengenai tugas akhir dapat menghubungi penulis melalui *email* evanluthfi.elk@gmail.com.