

### TUGAS AKHIR - TM 184835

# ANALISIS PENGARUH RADIUS FILLET INTERFACE TERHADAP TEGANGAN PADA SIMULASI MECHANICAL DAN THERMOMECHANICAL UNTUK RODA S1002 PADA KERETA API CEPAT

Fajri Wahidin NRP 02111640000189

Dosen Pembimbing Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

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



TUGAS AKHIR - TM 184835

# ANALISIS PENGARUH RADIUS FILLET INTERFACE TERHADAP TEGANGAN PADA SIMULASI MECHANICAL DAN THERMOMECHANICAL UNTUK RODA S1002 PADA KERETA API CEPAT

Fajri Wahidin NRP 02111640000189

Dosen Pembimbing Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

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



TUGAS AKHIR - TM 184835

# INTERFACE FILLET RADIUS EFFECT'S ANALYSIS TOWARD STRESS ON MECHANICAL AND THERMOMECHANICAL SIMULATION FOR S1002 RAILWAY WHEEL ON HIGH SPEED TRAIN.

Fajri Wahidin NRP 02111640000189

Dosen Pembimbing Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

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

### LEMBAR PENGESAHAN

# ANALISIS PENGARUH RADIUS FILLET INTERFACE TERHADAP TEGANGAN PADA SIMULASI MECHANICAL DAN THERMOMECHANICAL UNTUK RODA S1002 PADA KERETA API CEPAT

#### **TUGAS AKHIR**

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

> Oleh : **Fajri Wahidin** NRP. 02111640000189

> > Disetujui oleh:

1. <u>Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T</u> lewbuly (Pembimbing) NIP. 196807061999031004

(Penguji I)

 Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. NIP. 196508101991021001

3. <u>Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng</u>, Ph.D. (Penguji II) NIP. 198202102006041002

4. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. NIP. 196511031990021001

> SURABAYA AGUSTUS 2020

# ANALISIS PENGARUH RADIUS FILLET INTERFACE TERHADAP TEGANGAN PADA SIMULASI MECHANICAL DAN THERMOMECHANICAL UNTUK RODA S1002 PADA KERETA API CEPAT

Mahasiswa	: Fajri Wahidin
NRP	: 02111640000189
Departemen	: Teknik Mesin FTIRS-ITS
Pembimbing	: Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

### Abstrak

Saat ini transportasi di Indonesia semakin berkembang, pemilik kendaraan pribadi semakin banyak. Masyarakat dapat pergi dengan bebas untuk memenuhi kebutuhannya. Namun yang menjadi masalah jika kebutuhan masyarakat tersebut di tempat yang relatif sama dan di waktu yang sama. Kemacetan sulit untuk dihindarkan. Kereta api sebagai transportasi massal dapat diajukan sebagai solusi. Selain menghindarkan dari kemacetan, kereta api juga berperan dalam penghematan bahan bakar. Pada dasarnya kereta api dibagi menjadi tiga tipe yaitu low speed train dengan batas kecepatan maksimum 80 km/jam, medium speed train dengan kecepatan maksimum 160 km/jam, dan high speed train dengan kecepatan diatas 200 km/jam. Salah satu komponen utama pada kereta adalah roda dan berdasarkan konstruksinya roda kereta api dibagi menjadi tiga tipe profil yaitu pertama adalah tyred wheel dimana tyre, disk, dan hub dapat dibongkar pasang, kedua adalah solid wheel dimana tyre, disk, dan hub ini menyatu, dan ketiga adalah assembly wheel yang menggabungkan material dan menambahkan material yang ulet seperti karet pada komposisi roda.

Tahapan pada penelitian ini terdiri dari proses pemodelan roda kereta S1002 passenger, dan dilakukan simulasi menggunakan sistem numeric. Dengan menggunakan software elemen hingga yang meliputi pendefinisian model, meshing, set up constaint dimana beban yang diberikan adalah beban kereta cepat. Dianjut menganalisa hasil tegangan yang timbul pada variasi kondisi seperti trek lurus, berbelok, crossing dan kondisi pengereman berdasarkan standara EN 13979. Lalu dilakukan modifikasi dimensi profil roda untuk mengetahui pengaruh modifikasi dimensi profil pada desain rodanya yaitu pada bagian radius fillet interface terhadap nilai tegangannya. Pemodelan dilakukan menggunakan software ANSYS transient structural dan multiple system dimana variasi kondisi tersebut diwakilkan oleh pemberian gaya dan daya pada roda.

Dari hasil penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa roda kereta S1002 dengan diameter 920 mm yang diberikan material R7T dengan beban kereta cepat yang memiliki beban gandar sebesar 17 ton tidak lolos dalam beberapa kriteria penerimaan roda berdasarkan standar EN 13979. Pada aspek mechanical tidak lolos untuk kondisi trek belok dengan dihasilkan nilai tegangan geser maksimum sebesar 290,55 Mpa. Pada aspek thermomechanical tidak lolos untuk rata-rata nilai residual stress pada tiga sektor dengan dihasilkan nilai sebesar 201,14 Mpa. Diketahui juga dari hasil modifikasi variasi radius fillet interface memiliki trendline yang terus menurun seperti pada penelitian P. Vinod. Walaupun hasil penelitian P. vinod cenderung lebih linear untuk grafik hasil modifikasinya.

### Kata Kunci : Elemen Hingga, Roda, Kereta Cepat, Tegangan

# INTERFACE FILLET RADIUS EFFECT'S ANALYSIS TOWARD STRESS ON MECHANICAL AND THERMOMECHANICAL SIMULATION FOR S1002 RAILWAY WHEEL ON HIGH SPEED TRAIN.

Mahasiswa	: Fajri Wahidin
NRP	: 02111640000189
Departemen	: Teknik Mesin FTIRS-ITS
Pembimbing	: Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

#### Abstract

Nowadays, transportation system in Indonesia is starting to more and more developes, people who own private vehicle are increasing day by day. People could go freely to fulfill their owh need. But what has become the problem is if their need is at the same place and time, a traffic jam cannot be avoided. Train as a mean of mass transportation system could be the solution to all of that. Beside to avoid a traffic jam, train could also be used as a way to save fuel. Basically train can be divided into three types which is the low speed train with a maximum speed of 80 km/hour, the medium speed train which has a maximum speed of 160 *km/hour, and the last is the high speed train which has speed more* than 200 km/hour. One of the component that make up a train is wheel and based on it construction, train wheel is divided into three types of profile. The first type is what we call typed wheel which has tyre, disk, and hub that can be disassemble and assemble. The second type is the solid wheel which has type, disk, and hub that is merges as one part. The third type is the assembly wheel which almost like the first type but it also combines a resilient material to its composition like a rubber.

The step that is taken on this research consist of the creating process of the S1002 passenger train wheel model and then performing simulation using numerical system with a finite element software that encompass modeling definition, meshing, setting up the constraint which the load will be given is the load of high speed train and analyzing the stress resulted from various condition based on the EN 13979 standard like straight, curving, crossing and braking. Then doing modification to the wheel profile dimension on the interface fillet radius to find out its effect on the resulted stresses, the modeling is done using the software ANSYS transient structural and multiple system in which the various condition is represented using forces and power on the wheel.

From the result of this research, it can be concluded that the S1002 railway wheel with a diameter of 920 mm which is given a material of R7T steel under the high speed train loading with a maximum axle load of 17 ton is fail to pass in some criterias of the EN 13979 standard. Such as in the mechanical aspect, the wheel does not pass the standard for the loading on a curved track with a maximum shear stress simulation result of 290,55 Mpa. As for the thermomechanical aspect, on the average value of residual stress for 3 radial sector measurement yield a result of 201,14 Mpa. It is also known that the modification of the radius fillet interface has a trendline that keep decreasing which is the same as the result of P. Vinod's research although the trend tend to be more linear in P. Vinod's research.

### Kata Kunci : Finite Element, Wheel, High Speed Train, Stress

### KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat, hidayah, serta inayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini secara maksimal.

Penyusunan Laporan Tugas Akhir selain guna memenuhi syarat untuk menyelesaikan program pendidikan Strata Satu pada Departemen Teknik Mesin FTIRS – ITS juga dimaksudkan untuk menambah wawasan penulis dalam bidang analisis desain *active magnetic bearing* yang memanfaatkan konsep *magnetic levitation* dengan sumber elektromagnetik.

Penulis manyadari bahwa dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri. Untuk itu, izinkan penulis untuk mengucapkan terima kasih dan memberikan rasa hormat atas segala batuan yang telah diberikan kepada penulis, baik itu secara langsung dan tidak langsung, yaitu kepada :

- Bapak Wawan dan Ibu Cicah, selaku orang tua penulis, beserta M. Fadli Ilmi dan Fakhri Arrasyd selaku kakak dan adik penulis yang selalu memberikan semangat serta doa hingga terselesaikannya Laporan Tugas Akhir Ini.
- 2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, nasihat, dan dukungan kepada penulis dalam penyelesaian Laporan Tugas Akhir ini.
- 3. Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T., Bapak Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D., dan Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E. selaku dosen penguji seminar dan sidang yang telah memberikan bimbingan dan arahan kepada penulis dalam penyelesaian Laporan Tugas Akhir ini.
- 4. Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T.,M.T.,PhD selaku dosen wali penulis yang telah memberikan nasihat sejak awal perkuliahan hingga akhir perkuliahan.
- 5. Seluruh dosen beserta staf karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS – ITS yang telah memberikan bekal ilmu

pengetahuan serta sarana penunjangnya kepada penulis selama masa perkuliahan.

- 6. Seluruh keluarga Himpunan Mahasiswa Mesin khususnya teman teman seperjuangan Departemen KWU yang selalu memberikan pengemalaman baru dan semangat kepada penulis selama masa perkuliahan.
- 7. Seluruh keluarga besar angkatan M59 (Teknik Mesin 2016) yang turut membantu dan memberikan semangat penulis selama menjalani lika-liku masa perkuliahan.
- 8. Keluarga besar Syarekat Merah Rakyat Kontrakan yang selalu menemani canda tawa selama masa perkuliahan dan tidak lupa selalu memberikan dukungannya kepada penulis.
- 9. Shaffan Ahda Izzatullah dan Refi Triyulianto, rekan satu tim kereta operasional, yang selalu memberikan dukungan dan membagikan ilmunya kepada penulis.
- 10. Seluruh keluarga Laboratorium Mekanika Benda Padat yang telah membagikan ilmunya dan memberikan dukungan kepada penulis dalam penyelesaian Laporan Tugas Akhir ini.

11. Semua pihak yang tidak dapat penulis cantumkan satu persatu. Semoga seluruh kebaikan yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat balasan dari Allah SWT. Penulis menyadari bahwa masih terdapat kekurangan dalam penulisan Laporan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun demi kesempurnaan Laporan Tugas Akhir ini. Semoga Laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca dalam pengembangan kemajuan teknologi di Indonesia. Akhir kata, penulis memohon maaf atas kekurangannya dan mengucapkan terima kasih.

# DAFTAR ISI

Abstraki
Abstractiii
KATA PENGANTARv
DAFTAR ISIvii
DAFTAR GAMBARxi
DAFTAR TABELxvii
DAFTAR SIMBOLxix
BAB I PENDAHULUAN1
1.1 Latar Belakang1
1.2 Rumusan Masalah2
1.3 Tujuan
1.4 Batasan Masalah
1.5 Manfaat Penulisan
BAB II TINJAUAN PUSTAKA5
2.1 Penelitian Terdahulu
2.2 Dasar Teori
2.2.1 Wheel (Roda)15
2.2.2 Wheelset (Perangkat roda)17
2.2.3 Kontak Hertz
2.2.4 Kondisi dan Pemberian Load24
2.2.4.1 Kondisi Lurus24
2.2.4.2 Kondisi Berbelok26
2.2.4.3 Kondisi Pengereman

2.2.5	Standarisasi EN 13979-1:2003+A2:2011	33
2.2.6	Finite Element Method	36
BAB III METO	DOLOGI PENELITIAN	39
3.1 Flowcha	rt Penelitian	39
3.2 Observa	si	41
3.3 Rumusar	n Masalah	41
3.4 Studi Lit	teratur	42
3.5 Penentua	an Data Awal	42
3.5.1	Aplikasi beban kecepatan tinggi pada roda .	43
3.5.1.1	Beban Vertikal	43
3.5.1.2	Gaya Sentrifugal	44
3.5.1.3	Gaya Pengereman	45
3.5.1.4	Transfer Load	46
а.	Pada Saat Pengereman	46
b.	Pada Saat Belok	47
3.5.1.5	Pembebanan Standar	50
3.6 Prose	es Desain	51
3.6.1	Proses Desain Rel U33	51
3.6.2	Proses Desain Roda Kereta Api	54
3.6.3	Proses Match Roda Kereta dan Rel	57
3.7 Valio	dasi Model	58
3.7.1. As	spek Mechanical	58
3.7.2. As	spek Thermomechanical	65
3.8 Simu	ılasi	71

3.8.1	Kondisi Trek Lurus	71
3.8.2	Kondisi Trek Berbelok	72
3.8.3	Kondisi Trek Crossing	73
3.8.4	Kondisi Pengereman	73
3.8.5	Modifikasi	75
BAB IV AN	NALISA DAN PEMBAHASAN	77
4.1 Si	imulasi Mechancical Assesment	77
4.1.1	Kondisi Trek Lurus	78
4.1.2	Kondisi Trek Belok	79
4.1.3	Kondisi Trek Crossing	80
4.2 Si	imulasi Thermomechancical Assesment	81
4.2.1	Kondisi Braking	81
4.3 Si	imulasi Modifikasi	85
4.3.1	Modifikasi Pada Kondisi Trek Lurus	85
4.3.2	Modifikasi Pada Kondisi Trek Belok	86
4.3.3	Modifikasi Pada Kondisi Trek Crossing	87
4.3.4	Modifikasi Pada Kondisi Braking	
4.3.5 Modifi	Modifikasi Pada Kondisi Trek Belok vs ikasi P.Vinod (2014)	
BAB V KE	SIMPULAN DAN SARAN	91
5.1	Kesimpulan	91
5.2	Saran	92
DAFTAR P	PUSTAKA	95
LAMPIRA	N	99

BIODATA PENULIS10	)3
-------------------	----

# DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Contoh kerusakan
Gambar 2.2 Pemodelan simulasi menggunakan ABAQUS7
Gambar 2.3 Desain roda S1002 (kereta penumpang) dengan diameter 920 mm
Gambar 2.4 Desain rel U338
Gambar 2.5 Nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada kontak roda dan rel U33
Gambar 2.6 Pengaruh dari diameter roda terhadap tekanan pada daerah kontak
Gambar 2.7 3D mesh dari roda solid s-shaped 920 mm10
Gambar 2.8 Gambaran efek rail chill10
Gambar 2.9 Profil temperature ketika diberikan daya sebesar 26000 W selama 2700s (drag braking)11
Gambar 2.10 Grafik hasil temperature maksimum pada roda11
Gambar 2.11 Penerapan beban statis dan kondisi <i>boundary</i> pada roda12
Gambar 2.13 Von mises stress distribution karena beban
Gambar 2.14a Variasi defleksi maksimum pada roda ketika diberi beban
Gambar 2.14b Variasi tegangan maksimum pada roda ketika diberi beban
Gambar 2.15a Solid wheel16
Gambar 2.15b Tyre wheel
Gambar 2.15c Assembly wheel

Gambar 2.16 Tipe utama dari desain <i>wheelset</i> . (1, <i>axle</i> ; 2, roda ( <i>wheel</i> ); 3, <i>journal</i> ; 4, <i>brake disc</i> ; 5, <i>tooth gear</i> )18
Gambar 2.17 Elemen utama dari sebuah profil roda19
Gambar 2.18 Profil umum roda: (a) untuk kereta barang dan penumpang (Russia); (b) untuk kereta cepat (Russia); (c) untuk kereta industri (Russia); (d) untuk kereta barang dan penumpang eropa; (e,f) untuk kereta cepat (Jepang)
Gambar 2.19 Situasi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) <i>single-point contact</i> ; (b) <i>two-point contact</i> ; (c) <i>conformal contact</i>
Gambar 2.20 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris
Gambar 2.21 Setengah lebar b
Gambar 2.22 Contoh pemodelan sumbu antara roda-rel24
Gambar 2.23 FBD gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika lurus (tampak depan)
Gambar 2.24 FBD gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika lurus (tampak samping)25
Gambar 2.25 Gerakan melingkar dimana gaya sentrifugal timbul [11]
Gambar 2.26 FBD gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika berbelok
Gambar 2.27 Load transfer akibat gaya sentrifugal
Gambar 2.28 Transfer load saat roda deselerasi
Gambar 2.29 Gaya pengereman
Gambar 2.30 Pembebanan berbeda-beda pada aspek <i>mechanical</i>

Gambar 2.31 Pemodelan simulasi pada aspek mekanikal	35
Gambar 2.32 Contoh elemen pada FEM	37
Gambar 3.1 Rel U33	51
Gambar 3.2 Tampilan awal aplikasi solidwork	52
Gambar 3.3 Tampilan membuat gambar 2D	52
Gambar 3.4 Mendesain rel U33	53
Gambar 3.5 Operasi extrude pada rel	53
Gambar 3.6 Rel setelah di extrude	54
Gambar 3.7 Roda S1002	54
Gambar 3.8 Tampilan awal aplikasi solidwork	55
Gambar 3.9 Tampilan membuat gambar 2D	55
Gambar 3.10 Mendesain roda S1002	56
Gambar 3.11 Operasi revolve pada roda S1002	56
Gambar 3.12 Hasil revolve roda S1002	57
Gambar 3.13 Proses match roda dan rel	57
Gambar 3.14 Ekspor file roda-rel menjadi format .igs	58
Gambar 3.15 Engineering data simulasi	59
Gambar 3.16 Impor pada design modeler	60
Gambar 3.17 Rel sebagai fixed support	60
Gambar 3.18 Gaya diaplikasikan pada roda	61
Gambar 3.19 Remote displacement pada roda	61
Gambar 3.20 Kontak rel-roda	62
Gambar 3.21 Meshing dengan sizing 4 mm	63
Gambar 3.22 Tegangan Von-mises	63

Gambar 3.23 Grafik tes konvergensi
Gambar 3.24 Analisa multiple system
Gambar 3.25 Engineering properties aspek thermomechanical.66
Gambar 3.26 Impor pada design modeler
Gambar 3.27 Penerapan daya 26000 W
Gambar 3.28 Penerapan <i>cooling</i> pada roda
Gambar 3.29 Meshing dengan relevance center fine
Gambar 3.30 <i>Output</i> temperatur pada kedua sistem <i>transient thermal</i>
Gambar 3.32 Grafik tes konvergensi thermomechanical
Gambar 3.33 Kondisi trek lurus72
Gambar 3.34 Pemodelan kondisi trek berbelok72
Gambar 3.35 Pemberian beban pada kondisi trek berbelok73
Gambar 3.36 Pemberian beban pada kondisi trek crossing73
Gambar 3.37 Kondisi Pengereman74_Toc47079665
Gambar 3.38 Pengukuran residual stress
Gambar 3.39 Modifikasi penelitian75
Gambar 4.1 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek lurus
Gambar 4.2 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek lurus
Gambar 4.3 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek belok
Gambar 4.4 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek belok

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

# DAFTAR TABEL

Tabel2.1Karakteristikmekanikmaterialrodayangdigunakan penelitian
Tabel 2.2 Penelitian terdahulu
Tabel 2.3 Kriteria roda HST
Tabel 2.4 Superelevasi dan radius belok high speed train. 28
Tabel 3.1 Data awal penelitian
Tabel 3.2 Hasil simulasi untuk beberapa ukuran meshing. 64
Tabel 3.3 Hasil simulasi untuk beberapa jumlah elemenmeshing
Tabel 3.4 Modifikasi penelitian aspek thermomechanical. 75
Tabel 3.5 Modifikasi penelitian aspek mechanical
Tabel4.1Inputdanoutputhasilsimulasiaspekmechanical

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

# **DAFTAR SIMBOL**

r	= Jari-jari silinder
Е	= Modulus elastis silinder
v	= Rasio Poisson silinder
F	= Gaya yang diaplikasikan
L	= Panjang dari kontak
Pmax	= Tekanan kontak maksimum
b	= Setengah lebar kontak hertz
Pv	= Gaya berat kereta
Fv	= Gaya berat untuk setiap roda
<b>P</b> <sub>1</sub>	= Berat badan kereta siap operasi
$P_2$	= Jumlah penumpang x 80 kg
V	= Kecepatan maksimum kereta pada tikungan
R	= Radius tikungan
g	= Akselerasi gravitasi
Fsentrifugal	= Gaya sentrifugal kereta
Fs	= Gaya sentrifugal pada roda
Fn	= Gaya normal pada roda
	= Sudut kemiringan kereta
t	= Tinggi pusat gravitasi terhadap tanah
1	= Lebar lintasan kereta
Ft	= Gaya akibat akselerasi
m	= massa kereta
a	= Akselerasi/deselerasi kereta
FN	= Gaya normal pada bogie
W	= Gaya berat kereta
h	= Jarak vertikal antara pusat gravitasi dengan
	tumpuan bogie
А	= Jarak horizontal antara pusat gravitasi dengan
	tumpuan bogie belakang
В	= Jarak horizontal antara pusat gravitasi dengan
	tumpuan bogie depan
Fz	= Gaya vertikal standar EN 13979
Fy	= Gaya lateral standar EN 13979
Р	= Setengah beban gandar pada rel

ma	= beban gandar tiap roda pada rel
	= rata-rata lereng trek kereta
Va	= kecepatan konstan kereta saat drag braking
Pa	= Daya pengereman

## BAB I PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang

Indonesia sebagai negara dengan jumlah penduduk yang cukup membutuhkan transportasi yang banvak dapat memenuhi kebutuhan penduduknya. Sistem transportasi yang bagus akan mendukung perkembangan suatu negara. Transportasi memegang peranan penting dalam perkembangan ekonomi, pemersatu wilayah, dan berkembangnya wilayah. Sistem transportasi memungkinkan penduduk di wilayah yang berbeda bekerja sama, bertukar sumber dava demi memajukan wilayahnya. Saat ini, transportasi di Indonesia semakin berkembang, pemilik kendaraan pribadi semakin banyak. Masyarakat dapat pergi dengan bebas untuk memenuhi kebutuhannya. Namun yang menjadi masalah jika kebutuhan masyarakat tersebut di tempat yang relatif sama dan di waktu yang sama. Kemacetan sulit untuk dihindarkan. Kereta api sebagai transportasi massal dapat diajukan sebagai solusi. Selain menghindarkan dari kemacetan, kereta api juga berperan dalam penghematan bahan bakar.

Pada dasarnya kereta api dibagi menjadi tiga tipe yaitu *low* speed train dengan batas kecepatan maksimum 80 km/jam, medium speed train dengan kecepatan maksimum 160 km/jam, dan high speed train dengan kecepatan diatas 200 km/jam. Berdasarkan konstruksinya roda kereta api dibagi menjadi tiga tipe profil yaitu pertama adalah tyred wheel dimana tyre, disk, dan hub dapat dibongkar pasang, kedua adalah solid wheel dimana tyre, disk, dan hub ini menyatu, dan ketiga adalah assembly wheel yang sama seperti tyred wheel tetapi ditambahkan material ulet pada komposisi rodanya seperti karet. Tyred wheel dapat dibagi lagi menjadi tyred wheel dan corrugated wheel. Sedangkan solid wheel dapat dibagi menjadi conical wheel, s-shaped wheel, dan straight wheel. Dengan berkembangnya teknologi dibidang software, memungkinkan kita untuk mendesain sebuah kereta serta menambahkan variable untuk dilakukan pemodelan seperti gaya, variasi kondisi seperti lurus ataupun berbelok, dan kekuatan material berdasarkan kondisi nyata sehingga tidak harus banyak melakukan *trial* dan *error*.

Di Indonesia sendiri belum menggunakan sistem transportasi kereta cepat tetapi sedang dikerjakan proyek kereta api cepat Indonesia-cina dimana merupakan hasil kerjasama antara 4 perusahaan BUMN Indonesia dengan China Railways. Dengan dilakukannya penelitian ini diharapkan dapat membantu penerapan sistem kereta cepat terutama dalam pemilihan roda yang akan digunakan. Pada penelitian tugas akhir ini akan dibahas topik seputar roda pada high speed train. Dengan menganalisa kekuatan roda berdasarkan desain roda dan data yang didapat dari penelitian Roya Sadat Ashofteh (2014) yang melakukan analisa perilaku roda S1002 passenger dengan tipe profil solid wheel ketika diberikan beban statis kereta api semi cepat (medium speed train) pada kondisi lurus. Penelitian tersebut akan dilanjutkan dengan diberikan beban kereta kereta api cepat (high speed train) sesuai dengan standar EN 13979. Pembebanan diberikan pada kondisi trek lurus, berbelok, crossing dan pengereman untuk mengetahui apakah pembebanan kereta api cepat dapat diberikan kepada roda S1002 passenger, serta untuk mengetahui pengaruh modifikasi dimensi profil pada desain rodanya yaitu pada bagian radius fillet interface terhadap nilai tegangannya. Pemodelan dilakukan menggunakan software ANSYS transient structural dan multiple system dimana variasi kondisi tersebut diwakilkan oleh pemberian gaya pada roda.

### 1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian masalah yang disebutkan sebelumnya maka dapat ditentukan rumusan masalah yang perlu dikaji pada penelitian ini yaitu :

- 1. Bagaimana hasil tegangan pada roda ketika diberi beban kereta api cepat pada aspek mekanikalnya berdasarkan standar EN 13979?
- 2. Bagaimana hasil tegangan dan defleksi pada roda ketika diberi beban kereta api cepat pada aspek thermo-mekanikalnya berdasarkan standar EN 13979?
- 3. Bagaimana pengaruh modifikasi dimensi *radius fillet interface* terhadap nilai tegangan yang dihasilkan pada simulasi aspek mechanical dan thermomechanical ?

### 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini yaitu:

- 1. Menganalisa hasil tegangan pada roda ketika diberi beban kereta api cepat pada aspek *mechanical* berdasarkan standar EN 13979.
- 2. Menganalisa besarnya hasil tegangan dan defleksi pada roda ketika diberi beban kereta api cepat pada aspek *thermomechanical* berdasarkan standar EN 13979.
- 3. Mengetahui pengaruh modifikasi dimensi *radius fillet interface* terhadap besar nilai tegangan yang dihasilkan pada simulasi aspek *mechanical* dan *thermomechanical*.

### 1.4 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan untuk memudahkan dalam analisis masalah dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Batasan masalah yang dipergunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain:

- 1. Pemodelan dilakukan tanpa adanya eksperimen.
- 2. Beban kereta terdistribusi merata kesetiap roda.
- 3. Kecepatan maksimum kereta HST yang digunakan adalah 300 Km/Jam.
- 4. Pada simulasi digunakan lebar rel 1435 mm dan beban gandar sebesar 17 ton.

- 5. Pada pemodelan roda yang digunakan roda baru.
- 6. Variasi Kondisi : Lurus, Belok, Crossing dan Pengereman.
- 7. Variasi Modifikasi : *radius fillet interface* (14,15,16,17,18) mm.

## 1.5 Manfaat Penulisan

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penulisan penelitian ini yaitu:

- 1. Meningkatkan kemampuan mahasiswa dalam penggunaan software yang digunakan dalam penelitian
- 2. Dapat digunakan sebagai salah satu media penelitian dan pengembangan ilmu dalam bidang desain roda kereta

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan membahas tentang berbagai dasar teori seperti *wheel* (roda), *wheelset*, dan beban yang diaplikasikan terhadap *wheel*, metode *finite element* serta berbagai penelitian terdahulu yang dapat dijadikan sebagai referensi untuk penulisan tugas akhir ini.

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Adapula beberapa penelitian terdahulu yang dapat dijadikan referensi dalam pelaksanaan tugas akhir karena keterkaitan penelitian dengan apa yang akan diteliti. Penilitian pertama adalah penelitian yang dilakukan oleh Seok-Ji Kwon pada tahun 2006[1]. Kedua adalah penelitian yang dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh pada tahun 2014[2]. Ketiga adalah penelitian yang dilakukan oleh Darius Peng pada tahun 2013[3]. Keempat adalah penelitian yang dilakukan P.Vinod pada tahun 2014[4].

Penelitian pertama dilakukan Seok-Ji Kwon pada tahun 2006 dengan judul *Damage Mechanism of Wheel for High Speed Train based on Fracture Mechanics*. Penelitian ini menganalisa penyebab terjadinya kegagalan atau kerusakan berupa *wear* atau *crack* dengan menggunakan metode eksperimen pada roda kereta kecepatan tinggi. Metode tersebut dilakukan *brake operation* dan *brake cut off* pada kereta api cepat, dimana status kerusakan diinvestigasi sebanyak 4 kali selama 1 tahun. Dengan menggunakan metode replikasi pada permukaan roda berdasarkan ASTM E1351, hasilnya diteliti menggunakan mikroskop optic dengan pembesaran 100-500 kali.



(a) Non damage

(b) Plastic deformation

(c) White layer

Gambar 2.1 Contoh kerusakan

Dari hasil analisa disimpulkan bahwa dari eksperimen, roda dengan fungsi rem diaplikasikan(brake operation) memiliki kerusakan vang lebih parah dari pada vang tidak diaplikasikan(brake cut off). Dari pengujian lapangan tersebut juga ditunjukan bahwa kerusakan crack yang terjadi disebabkan oleh deformasi plastis karena tegangan kontak dengan rel dan hot spot disebabkan oleh tegangan *thermal* karena panas gesekan dengan brake block yang terjadi pada roda berlebih. Dan juga hal tersebut dapat mempengaruhi kekuatan traksi dari kereta. Kerusakan tersebut juga menyebabkan harus dilakukannya reprofiling lebih awal dari waktu yang ditentukan.

Penelitian kedua dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh dengan judul *Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels*. Menganalisa perilaku roda ketika diberikan beban statis sebesar 63,75 kN pada masing-masing roda untuk mendapatkan nilai maksimum tekanan kontak (*contatct pressure*) dan tegangan von-misesnya. Kemudian beliau memberikan modifikasi berupa perubahan nilai diameter roda dan penggantian material roda untuk mengetahui perbedaan nilai tekanan kontak dan tegangan vonmisesnya berdasarkan *finite element method* (FEM) menggunakan *software* ABAQUS. Penelitian ini memodelkan rel tipe U33 yang diberi kemiringan 1:20 dan roda S1002 dengan diameter 920 mm dengan material R7T *steel* dimana roda dimodelkan sebagai *deformable mass* dan rel sebagai *fixed mass*.



Gambar 2.2 Pemodelan simulasi menggunakan ABAQUS



Gambar 2.3 Desain roda S1002 (kereta penumpang) dengan diameter 920 mm



Gambar 2.5 Nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada kontak roda dan rel U33


Gambar 2.6 Pengaruh dari diameter roda terhadap tekanan pada daerah kontak

Dari hasil analisa didapatkan nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada daerah kontak. Nilai maksimum tekanan sebesar 870 Mpa dan nilai maksimum tegangan von-mises sebesar 489 Mpa. Dari modifikasi diameter roda disimpulkan bahwa semakin besar nilai diameter roda akan mengurangi nilai maksimum tekanan kontak sehingga semakin kecil pula nilai dari tegangan kontaknya. Dari gambar 2.10 dapat dilihat bahwa penelitian menggunakan variasi diameter 890 mm, 900 mm, 910 mm, dan 920 mm dan dari modifikasi perubahan material roda dari R7T ke R9T didapatkan hasil nilai tegangan von-mises berubah menjadi 581 MPa. Dari hasil modifikasi peneliti menyimpulkan bahwa diameter roda dan material roda adalah faktor dimana karena efek gaya kontak rel-roda mempunyai peran besar dalam menentukan umur hidup dan realibilitas *tread* roda.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Darius Peng dengan judul An investigation of the influence of rail chill on crack growth in a railway wheel due to braking loads. Menganalisa besar thermal stress yang timbul pada roda s-shaped diamaeter 920 mm akibat dari pengujian drag braking dengan dan tanpa efek rail chill. Dengan beban gandar sebesar 27 ton dikonversikan menjadi thermal load berupa daya atau heatflow akibat gesekan roda dengan brake shoe sebesar 26000 W yang diaplikasikan selama 2700 detik dan waktu *cooling* 900 detik. Material roda yang digunakan dalam simulasi adalah *Microalloyed* AAR Class B. *Software* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi adalah NE/NASTRAN.



Gambar 2.7 3D mesh dari roda solid s-shaped 920 mm



Gambar 2.8 Gambaran efek rail chill



Gambar 2.9 Profil temperature ketika diberikan daya sebesar 26000 W selama 2700s (drag braking)



Gambar 2.10 Grafik hasil temperature maksimum pada roda

Dari hasil analisa dapat dilihat bahwa setelah diaplikasikan *heatflow* selama 120 detik temperatur maksimum pada roda telah mencapai sekitar 100°C. Setelah 2700 detik diberikan beban *thermal* nilainya meningkat menjadi 632°C dan 570°C untuk hasil tanpa *rail chill* dan dengan rail chill. Perbedaan temperatur maksimum antara roda yang diberi efek *rail chill* dengan yang tidak adalah sebesar 9,8%. Lalu hasil temperatur tersebut akan menjadi *thermal load* pada roda yang akan menghasilkan *thermal stress*. Dengan mengukur *hoop stress maksimum* pada bagian *rim* didapatkan *thermal stress* senilai 253 Mpa dan 212 Mpa sebagai

hasil *stress* pada roda tanpa *efek rail chill* dan dengan *efek rail chill* dan didapatkan perbedaan nilai sebesar 17%.

Penelitian keempat dilakukan oleh P. Vinod dengan judul *Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variations*. Menganalisa perilaku roda ketika diberikan beban statis dan pengaruh dari modifikasi *fillet radius* pada profil *interface* terhadap besar nilai maksimum tegangannya dan defleksinya berdasarkan metode *finite element method* (FEM) menggunakan *software* ANSYS. Beban yang diberikan berupa beban *vertical* dan *horizontal* dengan masing-masing sebesar 320 kN dan 160 kN. Roda diberikan material AAR M107.

Tabel 2.1 Karakteristik mekanik material roda yang digunakan penelitian

Property	SI units
Thermal conductivity	49.83063e-3W/mm-k
Specific heat	0.45757e3 J/ Kg-K
Density	7833.4114e-9 Kg/mm^3
Young's modulus	2.012e5 N/mm^2
Poisson ratio	0.3
Coefficient of thermal expansion	1.69971e-5 m /mm-K
Film coefficient	28.3768e-6 W/mm^2-K
Bulk temperature	291.11K



Gambar 2.11 Penerapan beban statis dan kondisi *boundary* pada roda



Gambar 2.12 Defleksi dari roda kerena beban



Gambar 2.13 Von mises stress distribution karena beban



Gambar 2.14a Variasi defleksi maksimum pada roda ketika diberi beban



Gambar 2.14b Variasi tegangan maksimum pada roda ketika diberi beban

Dari hasil analisa *finite element method* didapatkan nilai maksimum defleksi dan tegangan ketika diberikan beban vertical dan horizontal. Nilai maksimum defleksi didapatkan sebesar 0,386061 mm dan nilai maksimum tegangan didapatkan sebesar 73,53 Mpa. Lalu peneliti memberikan modifikasi *fillet radius* pada profil *interface* dengan besaran variasi dari 0-14 mm. Pada modifikasi didapatkan grafik nilai maksimum dari defleksi dan tegangan yang semakin besar nilai variasi semakin menurun pula nilai maksimum defleksi dan tegangannya. Maka dapat disimpulkan bahwa memodifikasi besar *fillet radius* pada profil *interface* roda dapat mengurangi nilai defleksi dan tegangannya.

No	[1]	[2]	[3]	[4]	Fajri
Analisa	Penyebab kerusakan	Tegangan pada keadaan elastis dan elastis-plastis	Temperatur dan tegangan thermal	Defleksi dan tegangan roda	Defleksi dan tegangan roda
Metode	Eksperimen	Numerik	Numerik	Numerik	Numerik
Software		ABAQUS	NE/NASTRAN	ANSYS, PRO/E	Solidworks, ANSYS
Modifikasi	Standar	diameter roda dan material roda	Pemberian efek rail chill	Fillet radius dari interface roda	Fillet radius dari interface roda
Kondisi	Pengereman	Lurus	Pengereman	Belok	Lurus, Belok, Crossing, Pengereman
Pemodelan	Dengan rel	Dengan rel	Dengan rel	Tanpa rel	Dengan rel
Material		R7T Steel	AAR Class B	AAR M107	R7T Steel
Kecepatan	High	Medium	Medium	Low	High
Jenis Roda		Solid	Solid	Solid	Solid

Tabel 2.2 Penelitian terdahulu

# 2.2 Dasar Teori

# 2.2.1 Wheel (Roda)

Roda (*wheels*) dan poros (*axles*) adalah bagian paling penting dari kereta api. Kegagalan mekanis atau kelebihan dari dimensi desain dapat menyebabkan terjadinya *derailment*. Seperti yang dijelaskan pada buku karangan Francis&Taylor Group dengan judul "*Handbook of Railway Dynamic*" Roda dibagi menjadi tipe *solid, tyre,* dan *assembly* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.15. Roda *solid* (gambar 2.15a) memiliki tiga elemen terbesar yaitu: *hub, tyre* atau *rim, disc* atau *web* dan utamanya hanya berbeda dalam bentuk disc nya. Roda *tyre* (gambar 2.15b) memiliki sebuah *tyre* yang dipasang pada *disc* roda yang dapat dibongkar dan diganti ketika mencapai batas maksimum putarannya (*turning*).



Gambar 2.15b Tyre wheel

Roda dapat memiliki *disc* yang bertipe *straight* (lurus), *conical* (kerucut), S-*shaped* (berbentuk seperti huruf s), *spoked*, atau *corrugated* ketika dilihat secara *cross-section*. Sebuah *straight disc* dapat mengurangi berat dari susunannya dan dapat dibentuk hingga ketebalan logamnya sesuai dengan tingkatan stresnya. *Disc* berbentuk *conical* dan *s-shape* dapat meningkatkan flexibility roda sehingga mengurangi gaya yang terjadi karena interaksi roda dengan rel. *Corrugated disc* mempunyai ketahanan lebih baik pada lateral bending.

Keinginan untuk mengurangi gaya interaksi antara roda dengan rel dengan cara mengurangi massa *unsprung* (massa suspensi, roda atau trek, dan komponen lainnya yang terhubung langsung dengan mereka, daripada didukung oleh suspensi). Telah mengarahkan kita pada perkembangan roda *resilient* (ulat) (gambar 2.15c). Dengan menggabungkan sebuah lapisan dari material dengan modulus elastis yang rendah (karet, polyurethane). Bagian tersebut membantu untuk melemahkan frekuensi gaya yang tinggi yang bekerja pada antarmuka roda-rel (Antarmuka roda-rel adalah area kontak tempat interaksi roda-rel antara roda dan rel di rel berlangsung).



Gambar 2.15c Assembly wheel

#### 2.2.2 Wheelset (Perangkat roda)

Sebuah wheelset terdiri dari dua roda yang terhubung oleh sebuah poros (axle). Wheelset di dukung oleh bearing yang dipasang pada axle journals. Wheelset menyediakan jarak yang dibutuhkan antara gerbong dengan track, pembimbing yang menentukan gerak dalam rail gauge, termasuk saat belok dan pindah rel. Serta sarana untuk menyalurkan gaya traksi dan brake kepada rel untuk mempercepat atau memperlambat gerbong. Desain dari wheelset tergantung pada tipe gerbong (traksi atau pengikut), tipe sistem pengereman yang digunakan (shoe brake, brake disc pada axle, atau brake disc pada roda), konstruksi dari pusat roda dan posisi dari *bearing* pada *axle* (didalam atau diluar), dan keinginan untuk membatasi gaya frekuensi tinggi dengan menggunakan elemen elastis antara pusat roda dan *rim*. Tipe utama dari desain wheelset ditunjukkan pada gambar 2.16 meskipun terdapat berbagai variasi desain, semua wheelset ini mempunyai dua fitur yang sama: koneksi yang kaku antar roda melalui axle dan profil potongan melintang dari permukaan roda yang disebut profil roda.

Pada belokan, rel bagian luar akan memiliki radius yang lebih besar daripada rel bagian dalam. Ini berarti sebuah roda silinder harus menempuh lebih jauh pada rel bagian luar daripada rel bagian dalam. Pada saat roda bergerak pada rel bagian dalam dan luar harus mempunyai jumlah rotasi per waktu yang sama, maka pergerakan seperti itu tidak dapat terjadi hanya dengan *rolling* (bergulir). Untuk membuat jarak yang tempuh oleh dua roda menjadi sama, salah satu atau keduanya harus terjadi *slip* sehingga memperbesar rolling resistance dan menyebabkan *wear* pada roda dan rel. solusinya adalah memproses permukaan rolling dari roda ke profil berkerucut dengan variabel kecenderungan sudut terhadap axis dari wheelset (gambar 2.17).



(c) Traction rolling stock wheelsets with asymmetric and symmetric position of gears

Gambar 2.16 Tipe utama dari desain *wheelset*. (1, *axle*; 2, roda (*wheel*); 3, *journal*; 4, *brake disc*; 5, *tooth gear*)

Posisi titik kontak ketika wheelset berada pada posisi pusat pada rel menentukan yang biasa disebut *tape circle*, dimana diameter roda diukur. Pada sisi dalam dari roda, profil kerucut mempunyai *flange* yang mencegah *derailment*.



Gambar 2.17 Elemen utama dari sebuah profil roda

Sebuah wheelset bebas dengan profil kerucut dapat bergerak secara lateral pada tikungan sedemikian hingga roda bagian luar bergulir pada radius yang lebih besar (karena sudut kerucut) daripada bagian dalam. Administrasi railwavs biasanva menspesifikasikan allowable profil roda untuk infrakstruktur mereka dan batas diperbolehkannya wear sebelum pemprofilan ulang dilakukan. Gambar 2.18 menunjukan beberapa contoh dari profil roda yang baru. Untuk pemahaman perilaku dinamis sebuah kereta konisitas dari interface adalah sangat penting. Konisitas didefinisikan sebagai perbedaan dalam jari jari rolling anatara roda untuk sebuah pergeseran lateral dari wheelset. Walaupun terdapat variasi dari profil roda, mereka mempunyai beberapa kesamaan. Lebar dari profil biasanya sekitar 125-135 mm dan tinggi flange untuk kereta biasanya 28-30 mm. sudut kecendrungan flange biasanya antara 65 dan 70 derajat. Disekitar daerah tape circle konisitasnya adalah 1:10 atau 1:20 untuk rolling stock (kereta) umum. Untuk kereta berkecepatan tinggi, konisitas dikurangi menjadi antara 1:40 atau 1:50 untuk mencegah hunting.



Gambar 2.18 Profil umum roda: (a) untuk kereta barang dan penumpang (Russia); (b) untuk kereta cepat (Russia); (c) untuk kereta industri (Russia); (d) untuk kereta barang dan penumpang eropa; (e,f) untuk kereta cepat (Jepang)



Gambar 2.19 Situasi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) *single-point contact*; (b) *two-point contact*; (c) *conformal contact*.

Sudah jelas bahwa kondisi kontak akan sangat bervariasi tergantung pada bentuk dari profil roda dan rel. hal ini dapat membentuk single-point (satu titik), two-point (dua titik), atau conformal (pas) contact seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.19[6] *single-point contact* (a) timbul diantara profil roda kerucut atau tread worn dan profil bulat rel. roda akan mengalami wear dengan cepat kearah bentuk relnya. Dengan *two-point contact* (b) roda juga menyentuh rel dengan flange-nya. Dalam kasus ini, rolling contact mempunyai 2 radii (jari-jari) berbeda yang menyebabkan slip vang intensif dan wear pada flange dengan cepat. Conformal contact (c) muncul ketika profil roda dan sisi gauge dari railhead mengalami wear hingga jari-jarinya yang berada disekitar bidang kontak menjadi sangat mirip. Berikut diberikan table kriteria roda kereta kecepatan tinggi berdasarkaan beberapa referensi seperti buku karangan Francis&Taylor Group dengan judul "Handbook of Railway Dynamic", peraturan menteri perhubungan No 69 tahun 2019 tentang "Standar Spesifikasi Teknis Kereta Api Kecepatan Tinggi", buku karangan SKF Group dengan judul "Railway Technical Handbook", dan jurnal karangan Xiao Jiao Shi dengan judul "Hardness Matching of Rail/Wheels Steels for High Speed Train Based on Wear Rate and Rolling Contact Fatigue Performance".

Tabel 2.3 Kriteria roda HST

Kriteria	High-Speed
Kecepatan	v > 200 Km/jam
Beban Gandar Maksimum	17 ton
Lebar Profil Roda	125-135 mm
Tinggi <i>Flange</i>	28-30 mm
Konisitas Tape Circle	1:40 atau 1:50
Diameter	750-950 mm

Negara / Daerah	Material Roda	Hw (HB)	Rel	Hr (HB)	Hw/Hr
Eropa	ER8	≥245	UIC900A	260-300	≥0.96
Jepang	SSW-Q3R	311-363	JIS E1101	≥235	≥1.20
C	ER8	≥245			≥0.96
	ER8C	≥245	11711400	260,200	≥1.03
	ER9	≥255	071IVIIIG	200-300	≥1.03
	SSW-Q3R	311-363			≥1.20
CIIId	ER8	≥245	U75VG 280-320		≥0.90
	ER8C	≥245			≥0.97
	ER9	≥255			≥0.97
	SSW-Q3R	311-363			≥1.07

#### 2.2.3 Kontak Hertz

Studi tentang kontak antara *bodies* dimungkinkan dengan metode elemen hingga. Namun, keharusan untuk menghitung secepat mungkin dalam kode dinamis mengarah pada penggunaan metode analitis. Hertzian contact, Hertz menunjukan bahwa ketika dua benda elastis ditekan bersama oleh beban dengan asumsi kondisi perilaku elastis, semi-infinite spaces, besar radius jari-jari kelengkungan dibandingkan dengan ukuran kontak, lengkungan konstan didalam contact patch. Kemudian menghasilkan permukaan kontak yang berbentuk elips, permukaan kontak yang dianggap rata, contact pressure yang semi-ellipsoid.



Gambar 2.20 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris

Setengah lebar b dari luas kontak dan nilai maksimum tekanan kontak untuk dua silinder yang paralel dapat dicari menggunakan rumus :

$$b = \sqrt{\frac{4F\left[\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right]}{\pi L\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}}$$
$$P_{max} = \frac{2F}{\pi bL}$$

Gambar 2.21 Setengah lebar b

Dimana : r = jari-jari silinderE = modulus elastis silinder v = rasio Poisson silinder F = gaya yang diaplikasikan L = panjang dari kontak

#### 2.2.4 Kondisi dan Pemberian Load

Pada kereta terdapat pembebanan yang diaplikasikan oleh badan kereta kepada roda kereta. Beberapa diantaranya merupakan beban *vertical* dan *lateral*. Beban vertikal merupakan beban ditimbulkan oleh berat kereta dan memiliki arah z negatif berdasarkan gambar 2.22 dan beban lateral merupakan beban yang ditimbulkan oleh gaya sentrifugal pada saat berbelok. Adapula beberapa kondisi yang akan disimulasikan dalam pelaksanaan tugas akhir ini seperti keadaan lurus, berbelok, serta pengereman.





#### 2.2.4.1 Kondisi Lurus

Pada kondisi lurus, simulasi dilakukan terhadap beban statis kereta yaitu beban vertical kritis atau ketika kereta penuh. Berikut merupakan FBD dari kondisi lurus yang digunakan



Gambar 2.23 FBD gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika lurus (tampak depan)





Gaya vertical dapat ditemukan dengan menggunakan rumus berikut:

$$P_v = (P_1 + P_2)$$

Apabila gaya berat terdistribusi merata kesetiap roda maka rumus tersebut berubah menjadi

$$F_{v} = \frac{(P_1 + P_2)}{8}$$

Dimana :

Pv atau W	= beban vertical
Fv	= Gaya berat untuk setiap roda
<b>P</b> <sub>1</sub>	= berat badan kereta siap operasi
$P_2$	= jumlah penumpang x 80 kg

### 2.2.4.2 Kondisi Berbelok

Pada kondisi berbelok, akan dilakukan simulasi terhadap gaya vertical dan gaya lateral yaitu gaya sentrifugal yang timbul serta transfer load yang terjadi ketika gaya sentrifugal muncul. Pada perumusan gaya sentrifugal, digunakan acuan pada peraturan menteri perhubungan no 60 tahun 2012 tentang persyaratan teknis jalur kereta api dan *California High-Speed Train Project* TM 2.1.2/2009 yang menyertakan super elevasi dan radius belok pada setiap kecepatan tinggi. Berikut merupakan FBD dari roda kereta pada kondisi berbelok.



Gambar 2.25 Gerakan melingkar dimana gaya sentrifugal timbul



Gambar 2.26 FBD gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika berbelok

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} x \frac{V^2}{R}$$

Dimana : V = kecepatan maksimum kereta pada tikungan (m/s)

R = radius tikungan (m)

W = beban kereta (N)

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

Atau jika ingin mengubah nilai v menjadi km/jam maka rumus diatas dapat diubah lagi menjadi bentuk lain seperti dibawah :

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} x \frac{V^2}{R}$$
$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{9.81} x \frac{\left(V x \frac{1}{3.6}\right)^2}{R}$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{W \, x \, V^2}{127R}$$

Dimana : V = kecepatan kereta (km/jam) W = beban kereta (N) R = radius tikungan (m)

# Tabel 2.4 Superelevasi dan radius belok high speed train

Design Speed		Applied Superelevation						
Design	opeed	Desirable		Maxin	Maximum		Exceptional	
miles per hour	km/h	inches	mm	inches	mm	inches	mm	
<186	<300	4	100	6	150	7	180	
≥186	≥300	4	100	6	150	7	180	

#### Maximum Values of Applied Superelevation

#### Minimum Curve Radii

Design Speed		Minimum Radii Based on Superelevation Limits					
Design	speed	Desirable		Minimum		Exceptional	
miles per hour	km/h	feet	meters (rounded)	feet	meters (rounded)	feet	meters (rounded)
250	400	45,000	13,700	28,000	8,500	25,000	7,600
220	355	35,000	10,700	22,000	6,700	19,500	6,000
200	320	30,000	9,200	18,000	5,500	16,000	4,900
186	300	25,000	7,600	16,600	4,700	14,000	4,250
<186	<300	25,000	7,600	16,600	4,700	12,600	3,850
175	280	22,000	6,700	14,000	4,200	11,200	3,400
150	240	16,000	4,900	10,000	3,100	8,200	2,500
125	200	10,500	3,200	7,000	2,100	5,700	1,750

Adapula *transfer load* yang timbul pada roda kereta bagian luar ketika menahan gaya sentrifugal kereta. FBD dari *transfer load* dapat dilihat pada gambar dibawah



Gambar 2.27 Load transfer akibat gaya sentrifugal

Persamaan momen dengan titik acuan di titik B.

$$\sum Mb = 0$$

$$F_{n1}l = W \frac{l}{2}\cos\theta - F_s t\cos\theta$$

$$F_{n1} = \frac{W}{2}\cos\theta - \frac{F_s t\cos\theta}{l}$$

$$F_{n1} = \frac{W}{2}\cos\theta - \frac{mv^2 t\cos\theta}{Rl}$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik A.

$$\sum Ma = 0$$

$$F_{n2}l = W \frac{l}{2}\cos\theta + F_s t\cos\theta$$

$$F_{n2} = \frac{W}{2}\cos\theta + \frac{F_s t\cos\theta}{l}$$

$$F_{n2} = \frac{W}{2}\cos\theta + \frac{mv^2 t\cos\theta}{Rl}$$

Dimana : Fn = Gaya normal = Sudut kemiringan kereta

- t = Tinggi pusat gravitasi terhadap tanah
- 1 = Lebar lintasan kereta

Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh roda berada pada roda kereta bagian terluar. Karena pada kereta pada sisi luar terdapat 4 roda maka seperempat dari gaya normal 2 merupakan nilai gaya vertikal hasil dari *transfer load* nya.

$$Fv = F_{n2}/4$$

#### 2.2.4.3 Kondisi Pengereman

Pada kondisi ini terdapat perpindahan beban dari belakang ke depan karena deselerasi yang menyebabkan beban roda bertambah bila dibandingkan ketika kereta berada pada kondisi kecepatan konstan. Dengan mengacu pada dimensi gerbong penumpang kereta ETR 500 yang memiliki kecepatan 300 km/jam dan mengambil gaya hambat angin ketika kereta ETR 500 melaju dengan kecepatan 300 km/jam, berikut merupakan FBD dari *transfer load* ketika pengereman



Gambar 2.28 Transfer load saat roda deselerasi

Persamaan untuk menghitung besarnya *load transfer* sebagai berikut.

$$Ft = ma$$

Keterangan : Ft = Gaya akibat akselerasi/deselerasi

Dalam menghitung gaya normal akibat adanya *load transfer* pada bogie depan dan belakang menggunakan persamaan momen sebagai berikut.

Persamaan momen dengan titik acuan di titik C.

$$\sum T = 0$$

$$F_{N1}(A+B) = WA - F_t h + F_{drag} h$$

$$F_{N1} = (WA - F_t h + F_{drag} h)/(A+B)$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D.

$$\sum T = 0$$

$$F_{N2}A = F_t h - F_{drag}h + F_{N1}B$$

$$F_{N2}A = F_t h - F_{drag}h + \frac{WA - F_t h}{(A+B)}B$$

$$F_{N2} = \left(F_t h - F_{drag}h + \frac{WA - F_t h}{(A+B)}B\right) / A$$

Maka besarnya gaya vertikal maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta adalah seperempat dari gaya normal 2. Karena ada satu bogie bagian depan yang terdiri dari 4 roda yang terkena *transfer load*.

$$Fv = F_{N2}/4$$

Dimana: FN = Gaya normal pada bogie W = Gaya berat kereta Fv = Gaya vertikal roda Fdrag = Gaya hambat angin a = Akselerasi kereta

= Jarak vertikal antara pusat gravitasi dengan tumpuan h bogie

= Jarak horizontal antara pusat gravitasi dengan tumpuan Α bogie belakang

= Jarak horizontal antara pusat gravitasi dengan tumpuan В bogie depan



Gambar 2.29 Gaya pengereman

Selanjutnya menghitung gaya pengereman yang diperlukan untuk menghentikan kereta ketia sedang melaju. Pada penelitian ini sistem pengereman yang digunakan adalaha sistem air braking yang menggunakan shoe brake. Menggunakan persamaan dan rumus yang diperoleh dari data brake calculation PT. INKA (persero) besar nilai gaya pengereman dapat ditulis sebagai berikut:

$$Fb = \frac{Fd}{\mu}$$
$$Fb = \frac{ma}{\mu}$$

Karena jumlah total shoe brake pada satu gerbong adalah 16 maka besar gaya pengereman per 1 unit *shoe brake* adalah

$$Fbs = \frac{ma}{16\mu}$$

Dimana:

 $\mu$  = Koefisien gesek brake shoe

- Fb = Total gaya brake shoe
- Fbs = Gaya brake shoe
- Fd = Gaya deselerasi

m = massa kereta

a = Deselerasi kereta

#### 2.2.5 Standarisasi EN 13979-1:2003+A2:2011

Standar ini bertujuan untuk menetapkan beban yang harus dapat ditopang oleh roda kereta, terutama dari aspek *mechanical* dan *thermo-mechanical* yang akan digunakan pada penelitian ini agar tidak timbul *crack* pada web roda serta untuk mengatur deformasi roda dan memastikan pengereman tidak akan menimbulkan kerusakan pada roda.

#### 2.2.5.1 Mechanical Aspect

Pada standar ini dilakukan 3 jenis pembebanan pada aspek *mechanical* yaitu pembebanan pada trek lurus, trek belok, dan *crossing* trek. Berikut diberikan perhitungan yang diberikan untuk pembebanan pada aspek *mechanical* :



Gambar 2.30 Pembebanan berbeda-beda pada aspek mechanical

Dimana :

- 1. Trek lurus
- 2. Trek belok
- 3. Trek crossing

Berdasarkan gambar 2. Tiga jenis pembebanan tersebut diberikan rumus:

Pada trek lurus : $F_z = 1,25 P$   $F_{y1} = 0$ Pada trek belok : $F_z = 1,25 P$   $F_{y2} = 0,6 P$  untuk roda non – penggerak  $F_{y2} = 0,7 P$  untuk roda penggerak Pada trek crossing: $F_z = 1,25 P$   $F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,36 P$  untuk roda non – penggerak  $F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,42 P$  untuk roda penggerak

Dimana :

P = setengah beban gandar pada rel (N)

Tegangan yang akan dianalisa pada pembebanan tersebut yaitu sebagai berikut:

- Digunakan nilai tegangan principal, dimana dicari nilai maksimum tegangan principal ( $\sigma_{max}$ ) dan nilai minimum tegangan ( $_{min}$ )
- Didapatkan nilai  $\Delta \sigma = \sigma_{max} \sigma_{min}$
- Nilai tegangan dinamis Δσ harus lebih kecil dari tegangan yang diizinkan untuk setiap titik dibagian web, batas tegangan dinamis yang diizinkan A memiliki nilai

$$A = 360 \frac{N}{mm^2}$$
 untuk roda dengan web machining

$$A = 290 \frac{N}{mm^2}$$
 untuk roda dengan web non – machining

34



Gambar 2.31 Pemodelan simulasi pada aspek mekanikal

#### 2.2.5.2 Thermo-mechanical Aspect

Digunakan besar maksimum energi pengereman yang ditimbulkan oleh gesekan dari *brake shoes* dengan roda diatas permukaan rel untuk mengetahui tegangan *thermal* yang timbul. Energi ini didefinisikan oleh sebuah daya  $P_a$ , waktu  $t_a$ , dan kecepatan  $v_a$  saat dilakukan pengereman. Digunakan rumus daya yang digunakan untuk simulasi pengereman sebagai berikut:

$$P_a = m_a \times g \times v_a \times \alpha$$

Selama waktu ta

Dimana :

ma	= beban gandar tiap roda pada rel	(kg)
g	= percepatan gravitasi (m/s <sup>2</sup> )	
	= rata-rata lereng trek kereta	
Va	= kecepatan kereta (m/s)	
Pa	= Daya pengereman (W atau kW)	

Pada pengujian pengereman ini, besar daya yang diaplikasikan adalah 1,2  $P_a$  dengan durasi dan kecepatan pengujian  $t_a$  dan  $v_a$ . lalu diberikan kriteria untuk roda baru ketika dilakukan pengujian pengereman agar roda dapat diterima yaitu

- Nilai maksimum *lateral displacement* pada daerah *rim* harus berada pada rentang +1,5/-0,5 mm setelah *cooling* berlangsung.
- Lateral displacement positif bila jarak antar roda bertambah
- o Tingkat tegangan residual setelah cooling pada nim harus

$$\sigma_{in} \leq +(\Sigma_{\rm r} + 50) \frac{N}{mm^2} \text{ untuk setiap pengukuran pada 1 1 sektor} \\ \sigma_{in} \leq +(\Sigma_{\rm r}) \frac{N}{mm^2} \text{ untuk rata} - rata 3 pengukuran sisektor}$$

Dimana nilai r didefinisikan sesuai dari kriteria *steel grade rim* roda. Untuk material ER7  $\Sigma_r$  sebesar 200 N/mm<sup>2</sup>. Pengukuran dibagi menjadi 3 sektor dengan jarak 120° dan 4 kedalaman sebesar 15 mm, 30 mm, 45 mm, 60 mm.

#### 2.2.6 Finite Element Method

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut Finite Element Analysis (FEA), adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelsaikan masalah-masalah dalam bidang rekavasa (engineering), seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi pribadi dan mode shape-nya, perpindahaan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida (Moaveni). Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana exact solution/analytical solution tidak dapat menyelsaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (finite). Bagian-bagian ini disebut elemen vang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (node). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi reprensentasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut meshing. Pada FEM adapula yang disebut dengan elemen dapat dilihat pada gambar 2.32



Gambar 2.32 Contoh elemen pada FEM

Adapula langkah-langkah dasar dalam melakukan finite element analysis dapat dibagi menjadi tiga bagian yaitu *processing phase*, *solution phase*, *post processing phase*  "Halaman ini sengaja dikosongkan"

# BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai *flowchart* penelitian serta langkah langkah yang dilakukan dalam melakukan penelitian mulai dari observasi hingga penyusunan laporan

# **3.1 Flowchart Penelitian**









*Flowchart* diatas menjelaskan tahapan-tahapan yang dilakukan dalam melakukan simulasi dan penyusunan Tugas Akhir ini. Penjelasan lebih rinci mengenai setiap bagian pada flowchart diatas akan diuaraikan pada sub bab berikutnya.

# 3.2 Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan dalam penelitian ini. Tujuan dilakukannya observasi adalah menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan dijadikan penelitian. Dalam hal ini, obervasi dilakukan pada lingkup desain roda S1002 kereta dengan profil roda s-*shaped* 920 mm dan rel U33 yang diberikan pembebanan kereta cepat. Dengan mengacu pada standar EN 13979.

# 3.3 Rumusan Masalah

Setelah melakukan observasi, dilakukan perumuskan masalah yang terdapat pada lingkup observasi yang dilakukan. Permasalahan akan berfokus tentang membuat permodelan atau simulasi tiga dimensi terkait desain roda kereta api dan menganalisa hasilnya sehingga akan didapatkan tegangan yang terjadi pada roda kereta api pada kondisi lurus, belok, crossing dan pengereman.

# 3.4 Studi Literatur

Studi literatur bertujuan untuk mendapatkan informasi secara lebih detil serta menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi yang dicari berupa dasar teori *wheelset*, tipe *wheelset*, *jenis load* pada *wheelset*, metode elemen hingga, dan penelitian terdahulu yang telah dirangkum.

# 3.5 Penentuan Data Awal

Data awal dari penelitian yang akan dilakukan berupa dimensi dari geometri rel dan roda kereta, lebar rel kereta, data material dari rel dan roda kereta, kecepatan operasi pada kereta dengan kecepatan rendah, beban maksimal pada roda, peninggian rel pada saat kereta berbelok, gaya pada saat pengereman/akselerasi, dan spesifikasi gerbong kereta, serta parameter lainya yang ditentukan berdasarkan rumusan yang digunakan pada bab 2. secara lebih detail, data awal dapat didapat dari berbagai sumber meliputi jurnal Roya, lampiran air braking PT. Inka dan buku karangan Yi Sirong dan dapat dilihat pada tabel 3.1 sebagai berikut :

Roda Kereta			
Parameter	Nilai	Satuan	
Tipe roda	Solid		
Beban kereta HST	17	Ton	
Material	R7T		
Yield Strength	545	MPa	
Modulus Elasticity	206	GPa	
Ultimate Tensile Stength	958	MPa	
Poisson Ratio	0.27		
Specific Heat	486	J/kg°C	
Thermal Conductivity	51.89	W/m <sup>20</sup> C	
Coefficient of Thermal	1.1049e-5	/ºC	
Expansion			

|--|

Rel			
Parameter	Nilai	Satuan	
Tipe Rel	U33		
Lebar jalan rel	1435	Mm	
Yield Strength	550	MPa	
Modulus Elasticity	210	Gpa	
Poisson Ratio	0.3		

Brake Calculation				
Parameter	Nilai	Satuan		
Tipe Pengereman	Brake Shoe	-		
Coeficient of friction ( $\mu$ )	0.22	-		
Brake Shoe Surface Area	256	Cm <sup>2</sup>		
(Ab)				
Deceleration (a)	1.1	$m/s^2$		
Number of shoe per	16	unit		
wagon (nb)				

Menurut table 2.3 beban maksimal yang diperbolehkan adalah sebesar 17 ton pada satu gandar. Setiap gerbong kereta api memiliki 4 gandar. Maka kita dapat mencari beban kereta api dengan rumus sebagai berikut :

m = beban maksimal gandar x nm = 17000 kg x 4m = 68000 kg

Keterangan :

m = massa maksimal kereta api/gerbong

n = jumlah gandar pada satu gerbong

# 3.5.1 Aplikasi beban kecepatan tinggi pada roda kereta

# 3.5.1.1 Beban Vertikal

Beban diperoleh dengan mempertimbangkan berat dari beban yang diterima oleh roda, dan biasanya hanya menggunakan beban gerbong ditambah dengan muatan didalamnya. Dengan beban maksimal yang diperbolehkan adalah 17 ton pada satu gandar. Maka berikut adalah rumus mencari beban vertikal pada roda kereta api pada saat lintasan lurus dengan asumsi berat maksimum 17 ton pada tiap gandar.

$$W = m x g$$
$$W = (68000 kg x 9.8 \frac{m}{s^2})$$
$$W = 667080 N$$

Karena terdapat 8 roda kereta pada satu gerbong maka beban vertikal pada satu roda adalah:

$$F_{v} = \frac{W}{8}$$
$$F_{v} = \frac{667080 N}{8}$$
$$F_{v} = 83385 N$$

Keterangan:

W= beban vertikal pada gerbong keretaFv= beban vertical pada setiap roda

### 3.5.1.2 Gaya Sentrifugal

Berdasarkan dari Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 Tahun 2012 gaya sentrifugal pada kereta memiliki rumus sebagai berikut:

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} x \frac{v^2}{R}$$
$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{9,81} x \frac{\left(v x \frac{1}{3.6}\right)^2}{R}$$
$$F_{sentrifugal} = \frac{W \, x \, v^2}{127R}$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{667080 \, x \, (300)^2}{127 \, x \, 7600}$$

$$F_{sentrifugal} = 62201.82 \, N$$

Karena pada lintasan rel berbelok terdapat 4 roda yang menekan gaya sentrifugal maka gaya sentrifugal pada setiap roda adalah:

$$F_s = \frac{F_{sentrifugal}}{4}$$
$$F_s = \frac{62201.82 N}{4}$$
$$F_s = 15550.45 N$$

Jadi gaya sentrifugal setiap rodanya adalah sebagai berikut :

$$F_s = 15550.45 N$$

Keterangan:

Fs = gaya setrifugal pada setiap roda v = kecepatan kereta (km/jam) W = beban kereta (N) R = radius tikungan (m)

#### 3.5.1.3 Gaya Pengereman

Berdasarkan persamaan dan rumus yang diperoleh dari PT.INKA (persero) yang telah dicantumkan pada bab 2 serta data pada tabel 3.1 maka dapat dihitung besar gaya pengeremannya sebagai berikut:

$$Fbs = \frac{ma}{16\mu}$$

$$Fbs = \frac{68000 \, kg \, x \, 1.1 \, m/s^2}{16 \, x \, 0.22}$$

Fbs = 21250 N

#### 3.5.1.4 Transfer Load

#### a. Pada Saat Pengereman

Pada saat kereta api melakukan pengereman terjadi *transfer load* dari *center of gravity* ke *bogie* depan yang dapat dihitung dengan rumus berikut dan dengan mengacu pada dimensi gerbong penumpang kereta ETR 500 yang memiliki kecepatan 300 km/jam dari peneilitan yang berjudul "*Effect of Experimental Bogie Fairings on The Aerodynamic Drag of The ETR 500 High Speed Train*" oleh Giampaolo Mancini pada tahun 2001 dan mengambil gaya hambat angin ketika kereta ETR 500 melaju dengan kecepatan 300 km/jam, maka:

Persamaan momen dengan *tit*ik acuan di titik C (lihat gambar 2.28).

$$\sum Mc = 0$$

$$F_{N1}(A + B) = WA - F_t h + F_{drag} h$$

$$F_{N1} = (WA - mah + F_{drag} h)/(A + B)$$

$$F_{N1} = \frac{\left((667080 N \times 9.5 m) - (68000 kg \times 1.1 \frac{m}{s^2} \times 1.725 m) + 63000 \times 1.725 m\right)}{(19 m)}$$

$$F_{N1} = 332468.68 \text{ N}$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D (lihat gambar 2.28).

 $\sum Md = 0$   $F_{N2}A = F_t h - F_{drag}h + F_{N1}B$   $F_{N2}A = mah - F_{drag}h + F_{N1}B$   $F_{N2} = (mah - F_{drag}h + F_{N1}B)/A$ 

$$F_{N2} = \frac{\left(\left(68000\,kg\,x\,1.1\frac{m}{s^2}\,x\,1.725\,m\right) - 63000\,N\,x\,1.725\,m + 332468.68\,N\,x\,9.5\,m\right)}{9.5\,m}$$

 $F_{N2} = 334611.31 \text{ N}$ 

Maka besarnya gaya normal yang terjadi pada setiap roda kereta adalah sebagai berikut:

$$F_{v \ belakang} = F_{N1}/4$$

$$F_{v \ belakang} = \frac{332468.68 \text{ N}}{4}$$

$$F_{v \ belakang} = 83117.17 \text{ N}$$

$$F_{v \ depan} = F_{N2}/4$$

$$F_{v \ depan} = \frac{334611.31 \text{ N}}{4}$$

$$F_{v \ depan} = 83652.82 \text{ N}$$

Keterangan:

FN = Gaya normal pada bogie

W = Gaya berat kereta

Fdrag = Gaya hambat angin

Fv = Gaya reaksi roda

Ft = Gaya akibat akselerasi/deselerasi

m = Beban kereta

a = Akselerasi/deakselerasi kereta

A = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* depan

B = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* belakang

- C = Titik acuan pusat *bogie* belakang
- D = Titik acuan tengah kereta diantara dua *bogie*

## b. Pada Saat Belok

Untuk menghitung seberapa besar *transfer load* pada roda ketika berbelok menggunakan rumus sebagai berikut :

Persamaan momen dengan titik tengah roda paling luar B (lihat gambar 2.27).

$$\sum Mb = 0$$

$$F_{n1}(l) = \left(W\frac{l}{2}\cos\theta\right) - (F_{s}t\cos\theta)$$

$$F_{n1} = \frac{\left(W\frac{l}{2}\cos\theta\right) - \left(\frac{m v^{2}}{R} t\cos\theta\right)}{l}$$

$$F_{n1} = \frac{\left(667080 N x \frac{1.435 m}{2} x\cos 3.99\right) - \left(\frac{68000 kg x \left(300 \frac{km}{jam}\right)^{2}}{7600 m} 1.725 m x\cos 3.99\right)}{1.435 m}$$

$$F_{n1} = \frac{\left(667080 N x \frac{1.435 m}{2} x\cos 3.99\right) - \left(\frac{68000 kg x \left(83.33 \frac{m}{s}\right)^{2}}{7600 m} 1.725 m x\cos 3.99\right)}{1.435 m}$$

$$F_{n1} = 258227.26 N$$

Persamaan momen dengan titik acuan tengah roda paling dalam A (lihat gambar 2.27).

$$\sum Ma = 0$$

$$F_{n2}l = \left(\frac{Wl}{2}\cos\theta\right) + (F_s t\cos\theta)$$

$$F_{n2} = \frac{\left(\frac{Wl}{2}\cos\theta\right) + \left(\frac{m v^2}{R}t\cos\theta\right)}{l}$$

$$F_{n2} = \frac{\left(\frac{667080 N x \frac{1.435 m}{2} x \cos 3,99\right) + \left(\frac{68000 kg x \left(83,33\frac{m}{s}\right)^2}{7600 m} 1.725 m x \cos 3,99\right)}{1.435 m}$$

$$F_{n2} = 407235,87 N$$

Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta adalah seperempat dari gaya normal. Berikut merupakan gaya normal pada roda bagian dalam: .

$$F_{v \, dalam} = \frac{F_{n1}}{4}$$

$$F_{v \, dalam} = \frac{258227,26N}{4}$$

$$F_{v \, dalam} = 64556,81 N$$

Sedangkan besar gaya normal pada roda bagian luar adalah :

$$F_{v \, luar} = \frac{F_{n2}}{4}$$

$$F_{v \, luar} = \frac{407235,87 \ N}{4}$$

$$F_{v \, luar} = 101808,96 \ N$$

Keterangan :

 $\begin{array}{l} F_{n1} = Gaya \ normal \ pada \ 4 \ roda \ bagian \ dalam \\ F_{n2} = Gaya \ Normal \ pada \ 4 \ roda \ bagian \ luar \\ F_{v \ dalam} = Gaya \ normal \ pada \ setiap \ roda \ bagian \ dalam \\ F_{v \ luar} = Gaya \ normal \ pada \ setiap \ roda \ bagian \ luar \end{array}$ 

M = Momen pada gerbong kereta api

W = Gaya berat kereta

l = Jarak pusat roda ke roda yang lain

Fs = Gaya setrifugal

R = Radius lintasan belok

m = Massa kereta api

- = Sudut yang diakibatkan oleh superelevasi
- t = Tinggi center of gravity

## 3.5.1.5 Pembebanan Standar

#### 3.5.1.5.1 Mechanical Aspect

Mencari nilai P yaitu setengah dari beban gandar pada kereta didapat :

$$P = \frac{17000 \times 9,81}{2} = 83385 \, N$$

Lalu dihitung pembebanan untuk tiak kasus aspek mekanikal

83385 = 104321,3 N
,3 N
83385 = 50031 <i>N</i>
,3 N
x 83385 = 30018,6 <i>N</i>

#### 3.5.1.5.2 Thermo-mechanical Aspect

Menggunakan beberapa data acuan seperti dari jurnal berjudul "Experimental and Numerical Investigation of the Thermal Effects Railway Wheels for Shoe-Braked High-Speed Train on Applications" oleh Michela Faccoli pada tahun 2018. Pada jurnal tersebut dijelaskan bahwa untuk kereta api cepat umumnya menggunakan stop braking dengan brake disc, tetapi karena hal yang ingin diuji adalah roda kereta itu sendiri maka drag braking dapat digunakan sebagai kondisi ekstrim untuk kereta cepat. Karena nilai kecepatan konstan kereta api cepat ketika drag braking tidak diketahui, maka untuk pengujian kondisi ekstrim thermomechanical ini nilai daya(power) pengereman didasarkan pada rentang diameter roda kereta. Seperti yang dicantumkan pada standar UIC 510-5 dimana untuk rentang diameter sebesar 840-1000 mm diterapkan daya sebesar 50 kW, untuk rentang diameter sebesar 760-840 mm diterapkan daya sebesar 42,5 kW, dan untuk rentang diameter sebesar 680-760 mm diterapkan daya sebesar 38 kW. Waktu penerapan daya tersebut dilakukan selama 2700 detik dan diberikan waktu *cooling* selama 3300 detik berdasarkan jurnal berjudul "Braking Capacity of Railway Wheels - State-of-the-art Survey" oleh Shahab Teimourimanesh pada tahun 2010 pada 16<sup>th</sup> International Wheelset Congress (IWC16), dimana pada jurnal tersebut juga digunakan standar UIC-510-5.

$$P_a = 50 \ kW$$

Dimana :

P<sub>a</sub> = Daya pengereman (W atau kW)

# 3.6 Proses Desain

#### 3.6.1 Proses Desain Rel U33

Menggambar ulang desain Rel U33 yang telah ada menggunakan aplikasi *Solidworks*. Berikut merupakan gambar penampang dari Rel U33:



Gambar 3.1 Rel U33

a. Membuka aplikasi *solidworks*, setelah membuka apliaksi solidworks, lalu klik pada *NEW* untuk membuat lembar kerja baru lalu pilih unit dan standar yang diinginkan, lalu klik *OK*. Lalu klik *Part*.

S SOLIDWORKS		🛞 Samen KÜLKÖNCSACT Hamp 🔍 - 👌 🗙
	be and Compare Standard be and Compare Standard be and the order of the standard to the standard the standard to the standard to the standard to the standard the standard to the standard to the standard to the standard the standard to the standard to the standard to the standard the standard to the stan	ORKS 2017
60.000.0005 Premium 2017 x64 Fe	100 10 10 17 17 18 19 19 10 10 10 10	ې ۱۹۹۵ مې پې مور پې مور کې ۱۹۹۵ مې پې مور کې

Gambar 3.2 Tampilan awal aplikasi solidwork

b. Membuat Sketsa 2D dengan memlih *plane* yang ingin digunakan. Dengan mengeklik *Sketch*, lalu pilih pada plane yang akan digunakan untuk menggambar dalam 2D.

	S SOLIDACRES + 1 - 12 - 12 - 12 - 13 - 12	B II @ - Suiter of Bett *	🛞 Sanik SOUDWORD Hall Q + ? + 🚆 🗗 X
	Here the second	Construction Const	Fills Balls Canton Concern
y de refere to the men- cality of the men- cality of the second s	Texture         Texture <t< td=""><td>An Color Property of the state of the state</td><td></td></t<>	An Color Property of the state	
ander anverlaket, on oder an oder ander Ander anverlaket, on oder an oder plantet. Market	Li decidare har hann. Cabique texes 9		
	And a result of the state of th		tealar Dahaad Astrony Sketch MM355 - 👦

Gambar 3.3 Tampilan membuat gambar 2D

c. Gambar penampang Rel kereta sesuai dengan ukuran yang telah ditentukan pada Gambar 3.4



Gambar 3.4 Mendesain rel U33

d. Membuat sketsa 2D menjadi 3D menggunakan *feature Extrude Boss/Base.* Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa dari rel U33, maka setelah itu membuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara mengeklik *Features*, lalu Klik *extrude* untuk membuat gambar 3D. Tentukan panjang *extrude* yang akan dilakukan, yaitu sebesar 600 mm sesuai dengan penelitian **Roya Sadat Ashofteh** (2014).



Gambar 3.5 Operasi extrude pada rel

e. Save untuk digabungkan dengan gambar roda kereta.



Gambar 3.6 Rel setelah di extrude

# 3.6.2 Proses Desain Roda Kereta Api

Menggambar ulang desain Roda kereta dengan diameter 920 mm yang telah ada menggunakan aplikasi *solidwork*. Berikut merupakan gambar penampang dari Roda kereta:



Gambar 3.7 Roda S1002

a. Membuka aplikasi *solidworks*, setelah membuka apliaksi solidworks, lalu klik pada *NEW* untuk membuat lembar kerja baru lalu pilih unit dan standar yang diinginkan, lalu klik *OK*. Lalu klik *Part*.



Gambar 3.8 Tampilan awal aplikasi solidwork

b. Membuat Sketsa 2D dengan memlih *plane* yang ingin digunakan. Dengan mengeklik *Sketch*, lalu pilih pada plane yang akan digunakan untuk menggambar dalam 2D.

35 sources + D - D	· 🔄 · 🛶 · 👒 · 🖾 · 兽 🛍 🔅 ·	26/2201 07 19/10	() source succession on the 17 - 2 - 5 ×
C. C. N. A	Be Const Con	- La Destructure Contraction Contraction	
Femare South Evaluate Davidger 50	DWORKS Address 900 DWORKS MBD	た日は町広告 町 キーの魚・ワー	E (E _ E +
Construction of the second secon	Train a start of the start of t	o Mane 1_	
do Tro. Estar Theor Tree Inco Cyllogor Theor T			-
Team thodal 20 Years Middle 22-3			Gale Defaul Linking Basicol 19972 - 🖓

Gambar 3.9 Tampilan membuat gambar 2D

c. Gambar penampang Roda kereta sesuai dengan ukuran yang telah ditentukan pada Gambar 3.7



Gambar 3.10 Mendesain roda S1002

- d. Membuat sketsa 2D menjadi 3D menggunakan features Revolved Boss/Base
- e. Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa dari rel U33, maka setelah itu membuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara mengeklik *Features*, lalu Klik *Revolved Boss/Base* untuk membuat gambar 3D. Tentukan panjang *axis* yang akan digunakan untuk pusat berputarnya lalu pilih *cotourse* yang ingin di *revolved*.



Gambar 3.11 Operasi revolve pada roda S1002



f. Save untuk digabungkan dengan gambar roda kereta

Gambar 3.12 Hasil revolve roda S1002

## 3.6.3 Proses Match Roda Kereta dan Rel

 a. Gabungkan sketsa dari roda kereta dan rel menjadi satu lembar kerja namun beda *plane*. Lalu posisikan roda kereta dan rel kereta sesuai dengan kenyataannya, lalu tekan *shift* pada *keyboard* dan tahan, lalu klik kiri pada *line* yang akan menjadi kontak dengan tetap menekan *shift*. Lalu pilih hubungan koneksi antar garis dengan mengeklik *collinear*. Setelah itu *Extrude* dan *Revolved* pada rel dan roda kereta.



Gambar 3.13 Proses match roda dan rel

#### b. Save dan save as dalam format file .IGS.

Setelah gambar 3D dari roda kereta dan rel kereta sudah dijadikan satu, lalu save as dalam format file .IGS supaya bisa dimasukan dan disimulasikan ke dalam aplikasi ANSYS.



Gambar 3.14 Ekspor file roda-rel menjadi format .igs

## 3.7 Validasi Model

## 3.7.1. Aspek Mechanical

Untuk mendapatkan hasil yang akurat perlu dilakukan validasi terhadap model simulasi. Validasi berfungsi untuk menguji suatu model yang digunakan dalam penelitian apakah sudah benar atau mendekati dengan kondisi sebenarnya. Dalam validasi di penelitian dengan membandingkan nilai ini dilakukan vang didapatkan dari penelitian Roya Sadat Ashofteh (2014) dengan hasil simulasi pada ANSYS Workbench dengan sistem analisa Transient Structural. Dalam melakukan simulasi perlu dilakukan beberapa pengaturan pada proyeknya agar dapat mendapatkan hasil analisa yang akurat. pengaturan tersebut meliputi penentuan engineering material, mengimpor geometri, melakukan pemodelan cara menentukan dengan boundary conditionnya, melakukan meshing, dan mendefinisikan hasil penyelesaian (*solving*).

a. Menentukan data material

Dalam melakukan penelitian ini adapula material yang digunakan adalah R7T Steel dengan data *mechanical properties* sesuai table 3.1. seperti yang dilakukan sebelumnya pada penelitian **Roya Sadat Ashfoteh (2014)** properties material disamakan.

				076 B	1 XENT12 3030				
	• > :	D	:	•		>	:	D	t
1	tatu salaran ku 🌛 🛃 👔	ús <b>r</b> e	l con piter		<ul> <li>Swask see</li> </ul>	**	(NP) (RP	Low und	040.00
1	• Feet		sould a	11	5 (#1-14	14 2	14		1 . grou roda
183	Name of Control of Con								
1	OF REAL AND A	- 0 0311.251	100 0.1 0.5						
			1.1.1						
			Same.						
			man and the						
		Grandy so ka H	*** d.1 + 4						
			Sec.	126					
			-	1.	Contraction of the local distance of the loc	-	_	_	
core at	o tha tak coul and the code		* •	5.1	14 20142				
	1272	•		÷.					
1	Аланы	N.a	-11 Q	11					
4.5	Plan In Ted Variable		121	_					
- 14-11	a a monums	Sharey Sh							
	R.K.U	argort. 🔳	- 352						
	An effekter	Section 24	-	21					
	Formar 2 150	22		-					
-	EA PLIK.	11241. *	- D	-					
1		to meet of Z							
÷.	Tange Call, on Lit.	13 40 ~	200	211					
3	a service and service	2 P-10	201	21					
	The Landson La	1.0 1	- F1	× U -					
		Extend on a size     Exte	Constant from a few of the second seco	Constant of the second of	1         2	Image: Second	Image: second	Image: Second	Solution of the sector of the secto

Gambar 3.15 Engineering data simulasi

b. Mengimpor Geometri

Setelah menentukan *engineering data* maka dilakukan impor geometri yang sebelumnya telah dibuat dari Solidworks. Impor dilakukan dengan cara membuka design modeler dan membuka file impor lalu diklik generate pada bagian impor.



Gambar 3.16 Impor pada design modeler

c. Pemodelan

Pemodelan *boundary condition* dilakukan dengan cara menentukan rel sebagai *fixed support* terlebih dahulu, lalu memasukkan gaya statis yang bekerja sesuai dengan penelitian **Roya Sadat Ashofteh (2014)** agar didapatkan hasil yang lebih akurat atau mendekati kondisi sebenarnya.



Gambar 3.17 Rel sebagai fixed support

Rel ditentukan sebagai fixed support sesuai dengan jurnal dari Roya, karena untuk analisa sendiri lebih diutamakan pada kondisi roda daripada rel.



Gambar 3.18 Gaya diaplikasikan pada roda

Sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh **Roya Sadat** Ashofteh (2014) gaya yang diaplikasikan pada roda berupa beban vertical dengan besar 63750 N kearah y negative. Dan roda diberikan *constrain* berupa *remote displacement* pada poros.



Gambar 3.19 Remote displacement pada roda



Gambar 3.20 Kontak rel-roda

Untuk yang terakhir dilakukan pengecekan pada bagian daerah kontak untuk mengetahui apakah daerah kontak sudah sesuai dengan yang diinginkan. Nilai koefisien gesek diberikan sebesar 0.22 direferensikan dari jurnal berjudul "Wagon–track modelling and parametric study on rail corrugation initiation due to wheel stick-slip process on curved track." Oleh S.Simson dimana merupakan nilai koefisien gesek kinetic antara roda dan rel.

d. Meshing

Proses *Meshing* berguna untuk membagi model 3D menjadi model diskrit yang mana merupakan inti dari metode *Finite Element Method*. Semakin banyak elemen meshing maka semakin baik dan hasilnya akan semakin mendekati nilai *real*. Pada penelitian ini dilakukan *Meshing* dengan menggunakan metode *automatic* karena roda dibagi menjadi dua bagian untuk meringankan proses simulasi, lalu digunakan *size function uniform* dan *Relevance Center*nya *Fine*, selain itu diberikan *body sizing* sebesar 4 mm untuk bagian kontak roda dan diberikan *body sizing* sebesar 50 mm untuk roda bagian luar



Gambar 3.21 Meshing dengan sizing 4 mm

e. Mendefinisikan Hasil

Karena hasil yang diinginkan merupakan nilai maksimum tegangan von-mises pada area kontak maka dipilih *solution* yaitu von-mises *stress*. Analisa digunakan pada rel-roda, disamakan dengan penelitian **Roya Sadat Ashofteh (2014).** Setelah di Solve maka akan menghasilkan distribusi nilai tegangan beserta modeling 3D.



Gambar 3.22 Tegangan Von-mises

Setelah melalui proses *set up*, model dapat disimulasikan sehingga didapatkan nilai distribusi tegangan *von-misses* pada model. Akan tetapi, kita belum tahu apakah hasil ini valid, karena kita belum dapat menyimpulkan apakah bentuk *mesh* yang digunakan tadi sudah benar-benar merepresentasikan domain fisis dari model. Oleh karena itu perlu dilakukan uji konvergensi terhadap beberapa variasi bentuk *mesh*. dipilih *uniform mesh*, *Relevance center (fine)* dengan metode *automatic* dan memvariasi bentuk *mesh* dengan memvariasikan nilai *element size* pada bagian *interface*, lalu dilakukan validasi hasil simulasi terhadap nilai tegangan von mises yang didapatkan oleh **Roya (2014)** dengan membandingkan hasil simulasi penelitian.

1								
Automatic Roda, Uniform, Fine								
Element Size (mm)		m) Nadaa		Walttu	Pada satu titik yang sama	$E_{mon}(0/)$		
Bagian luar	kontak	nodes	Element	vv aktu	Equivalent Stress Von misses	E1101 (%)		
50	4.5	101215	86373	5 m 52 s	275.12			
50	4.4	104381	89254	5 m 56 s	348.13	26.5375109		
50	4.3	111645	95925	7 m 49 s	235.48	-32.35860167		
50	4.2	138037	120102	8 m 21 s	229.83	-2.39935451		
50	4.1	147903	129592	9 m 3 s	226.99	-1.235695949		
50	4	157945	138707	11 m 1 s	228.19	0.52865765		
50	3.9	167659	147798	32 m 35 s	227.43	-0.333055787		

Tabel 3.2 Hasil simulasi untuk beberapa ukuran meshing



Gambar 3.23 Grafik tes konvergensi

Semakin kecil ukuran dari elemen atau semakin banyak elemen memang hasil yang akan dihasilkan akan lebih valid, akan tetapi hal ini akan berpengaruh pada proses simulasi yang memakan waktu lebih lama. Oleh karena itu, uji konvergensi juga diperlukan untuk mengoptimasi validitas hasil dan lama proses simulasi. Maka digunakan *meshing* dengan *sizing* sebesar 4 mm karena nilai error meshing sudah kurang dari 5% dan berdasarkan nilai maksimum tegangan von mises pada elemen 4 mm hanya memiliki perbedaan sebesar 10,8% dengan hasil simulasi **Roya** (2014) yaitu sebesar 436,05 Mpa dan hasil simulasi **Roya** (2014) sebesar 489 Mpa..

### 3.7.2. Aspek Thermomechanical

Untuk mendapatkan hasil yang akurat perlu dilakukan verifikasi terhadap model simulasi dan perbandingan hasil dengan penelitian terlebih dahulu. Proses ini berfungsi untuk menguji suatu model yang digunakan dalam penelitian apakah sudah benar atau mendekati dengan kondisi sebenarnya. Dalam perbandingan hasil di penelitian ini dilakukan dengan membandingkan nilai yang didapatkan dari penelitian **D.Peng** (2013) dengan hasil simulasi pada ANSYS Workbench dengan sistem analisa Multiple System vang terdiri atas Transient Thermal dan Static Structural. Dalam melakukan simulasi perlu dilakukan beberapa pengaturan pada proyeknya agar dapat mendapatkan hasil analisa yang akurat, pengaturan tersebut meliputi penentuan engineering material, geometri, melakukan pemodelan mengimpor dengan cara menentukan boundary conditionnya, melakukan meshing, dan mendefinisikan hasil penyelesaian (solving).

#### a. Memilih Sistem dan Menentukan data material

Pertama gunakan fungsi analisa *multiple system* pada ANSYS Workbench dengan cara memasangkan dua sistem transient thermal dan static structural seperti pada gambar 3.24. Dalam melakukan penelitian ini adapula material yang digunakan adalah AAR Class B Steel dengan data *mechanical properties* sesuai table 3.1 seperti yang dilakukan sebelumnya pada penelitian **D. Peng** (2013) properties material disamakan.





ume	or schematic Az, bz, cz, bz, cz; chigheening bata		_				10	9	į.
	A	В	C	D		E			
1	Contents of Engineering Data	👌 🥥 🚱 Source				Descriptio	n		1
2	Material								1
3	% R7T ♥			🗯 General_Materials.xml	B General_Materials.xml Fatigue D General_Materials.xml 1998 ASM Section 8, -110.1			xm 9 5	
4	🗞 AAR Class B	·	6	GEB General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 9 -110.1		xn 95		
opert	inc of O Alexa Dow 4: AAD Class R					Fable in Pake at a			1
open	A			B		c	D	E	1
1	Property		_	Value		Unit	63	67	ł.
3	2 Density			7870	kg m^-3		10	四	1
4	Sotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion						123		1
5	Coefficient of Thermal Expansion			1.4E-05	C^-1		1	23	1
6	Isotropic Elasticity						10		1
7	Derive from			Young's Modulus an	*				1
8	Young's Modulus			2.06E+05	MPa		1	20	1
9	Poisson's Ratio			0.286				10	1
10	Bulk Modulus			1.6044E+11	Pa				
11	Shear Modulus			8.0093E+10	Pa			0	1
12	🔀 Tensile Yield Strength			800	MPa		10	23	]
13	Compressive Yield Strength			800	MPa		10	23	1
14	2 Isotropic Thermal Conductivity			47.5	₩ m^-1	c~-1	C		
	0			400			4 1000	1 cms	11

Gambar 3.25 Engineering properties aspek thermomechanical

## b. Mengimpor Geometri

Setelah menentukan *engineering data* maka dilakukan impor geometri yang sebelumnya telah dibuat dari Solidworks. Impor

dilakukan dengan cara membuka design modeler dan membuka file impor lalu diklik generate pada bagian impor.



Gambar 3.26 Impor pada design modeler

## c. Pemodelan

Pemodelan *boundary condition* dilakukan dengan cara mengaplikasikan *heatflow* pada *tread* roda sebesar 26000 W dan diberikan temperature ruangan pada bagian poros sesuai dengan penelitian **D. Peng (2014)** agar didapatkan hasil yang lebih akurat atau mendekati kondisi sebenarnya.



Gambar 3.27 Penerapan daya 26000 W

Setelah melewati tahap *braking* dilanjutkan dengan tahap *cooling* roda dengan memberikan konveksi pada permukaan roda kecuali bagian poros dengan nilai konveksi oleh udara sebesar 25 x  $10^{-6}$  W/m<sup>2</sup> °C.



Gambar 3.28 Penerapan cooling pada roda

# d. Meshing

Proses *Meshing* berguna untuk membagi model 3D menjadi model diskrit yang mana merupakan inti dari metode *Finite Element Method*. Semakin banyak elemen meshing maka semakin baik dan hasilnya akan semakin mendekati nilai *real*. Pada penelitian ini dilakukan *Meshing* dengan menggunakan metode *automatic* digunakan *size function adaptive* dan *Relevance Center*nya *Fine* 



Gambar 3.29 Meshing dengan relevance center fine

#### e. Mendefinisikan Hasil

Karena hasil yang diinginkan merupakan nilai temperature setelah *braking* dan *cooling*, maka dipilih *solution* yaitu temperature pada kedua sistem *transient thermal*. Setelah di Solve maka akan menghasilkan distribusi nilai temperatur beserta modeling 3D.



Gambar 3.30 *Output* temperatur pada kedua sistem *transient thermal* 

Setelah melalui proses *set up*, model dapat disimulasikan sehingga didapatkan nilai distribusi temperatur pada model. Akan tetapi, kita belum tahu apakah hasil ini sudah mendekati kebenaran atau belum, karena kita belum dapat menyimpulkan apakah bentuk *mesh* yang digunakan tadi sudah benar-benar merepresentasikan domain fisis dari model. Oleh karena itu perlu dilakukan uji konvergensi terhadap beberapa variasi bentuk *mesh*. dipilih *adaptive mesh*, *Relevance center (coarse, medium, dan fine)* dengan metode *automatic* dan memvariasi bentuk *mesh* dengan memvariasikan jumlah *element*, lalu dilakukan perbandingan hasil simulasi terhadap nilai temperatur yang didapatkan oleh **D. Peng** (2014) dengan membandingkan hasil simulasi penelitian.



Gambar 3.31 Hasil simulasi temperatur saat braking

Tabel 3.3 Hasil simulasi untuk beberapa jumlah elemen
meshing

Relevance Center	Jumlah Elemen	Jumlah Node	Waktu Simulasi Braking	Waktu Simulasi Cooling	Temperatur Braking	Temperatur Cooling	Err	or
Coarse	10341	3085	8. s	11. s	612.79	509.19		
Medium	16167	4790	11. s	16. s	607.39	500.2	-0.8812	-1.7655
Fine	22731	6569	13. s	21. s	612.49	507.75	0.83966	1.5094



Gambar 3.32 Grafik tes konvergensi thermomechanical

Semakin banyak elemen memang hasil yang akan dihasilkan akan lebih valid, akan tetapi hal ini akan berpengaruh pada proses simulasi yang memakan waktu lebih lama. Oleh karena itu, uji konvergensi juga diperlukan untuk mengoptimasi validitas hasil dan lama proses simulasi. Maka digunakan *meshing* dengan jumlah elemen 22731 (*relevance center fine*) karena nilai error meshing sudah kurang dari 5% dan berdasarkan nilai maksimum temperatur saat *braking* pada jumlah elemen 22731 hanya memiliki perbedaan sebesar 1,68% dengan hasil simulasi **D. Peng (2013)** yaitu sebesar 621.33°C dan hasil simulasi D. **Peng (2013)** sebesar 632°C.

### 3.8 Simulasi

Pada penelitian ini dilakukan penambahan variasi kondisi kereta yang diwakilkan oleh penambahan beban masing masing kondisi yang telah dilakukan perhitungan sebelumnya. Adapula penerapan penerapan gaya tersebut disimulasikan ke software ANSYS *transient structural* dan *multiple system*. Pemodelan dilakukan menggunakan langkah yang sama dengan sub bab 3.7.1 untuk aspek *mechanical* dan sub bab 3.7.2 untuk aspek *thermomechanical* agar hasil yang didapatkan dapat mendekati kondisi sebenarnya atau lebih akurat seperti berikut.

## 3.8.1 Kondisi Trek Lurus

Pada kondisi ini gaya yang terjadi berupa gaya vertical, dimana akan digunakan data perhitungan yang telah dikerjakan pada sub bab 3.5.1.5.1 dan dimasukkan kedalam simulasi seperti gambar berikut



Gambar 3.33 Kondisi trek lurus

# 3.8.2 Kondisi Trek Berbelok

Pada kondisi ini gaya yang terjadi berupa gaya lateral dan gaya vertical dimana akan digunakan data perhitungan yang telah dikerjakan pada sub bab 3.5.1.5.1 kemudian data tersebut dimasukkan kedalam simulasi seperti gambar berikut



Gambar 3.34 Pemodelan kondisi trek berbelok



Gambar 3.35 Pemberian beban pada kondisi trek berbelok

# 3.8.3 Kondisi Trek Crossing

Pada kondisi ini gaya yang terjadi berupa gaya lateral dan gaya vertical dimana akan digunakan data perhitungan yang telah dikerjakan pada sub bab 3.5.1.5.1 kemudian data tersebut dimasukkan kedalam simulasi seperti gambar berikut



Gambar 3.36 Pemberian beban pada kondisi trek crossing

# 3.8.4 Kondisi Pengereman

Pada kondisi ini input berupa data perhitungan yang telah dikerjakan pada sub bab 3.5.1.5.2 dan nilai konveksi untuk material R7T seperti pada table 3.1 dan dimasukkan kedalam simulasi seperti gambar berikut.



Gambar 3.37 Kondisi Pengereman

Lalu dari hasil simulasi akan didapatkan temperature yang kemudian akan dijadikan sebagai thermal load pada *static structural*, dan selanjutnya akan dicara nilai *lateral displacement* dan *residual stress* pada bagian *rim* roda. Pengukuran residual stress pada roda dibagi menjadi 3 sektor dimana jarak antara sector adalah 120°, lalu pada setiap sector dibagi lagi menjadi 4 pengukuran kedalaman yaitu pada kedalaman 15 mm, 30 mm, 45 mm, dan 60 mm.



Gambar 3.38 Pengukuran residual stress.

### 3.8.5 Modifikasi

Pada penelitian ini dilakukan modifikasi terhadap dimensi roda S1002 Passenger untuk mengetahui profil kontaknya. pengaruhnya tegangan terhadap nilai Modifikasi yang dilakukan berada pada lokasi yang sama dengan modifikasi yang dilakukan oleh P. Vinod (2014). Penelitian tersebut memodifikasi radius fillet pada bagian interface (antara flange dan tread). Pada penelitian ini bagian yang dimodifikasi akan dirangkum kedalam table sebagai berikut:



Gambar 3.39 Modifikasi penelitian

	MODIFIKASI R	HASIL	
No.	A = Radius fillet Interface (mm)	C = Kondisi Simulasi	Tegangan Rata-
	A1 = 14; A2 = 15; A3 = 16; A4 = 17; A5 = 18	C4 = braking	rata 3 sektor (Mpa)
1	A1	C4	
2	A2	C4	
3	A3	C4	
4	A4	C4	
5	A5	C4	

Tabel 3.4 Modifikasi penelitian aspek thermomechanical

	MODIFIKASI R	HASIL	
No.	A = <i>Radius fillet</i> <i>Interface</i> (mm)	C = Kondisi Simulasi	T C
	A1 = 14; A2 = 15; A3 = 16; A4 = 17; A5 = 18	C1 = Lurus; C2 = Berbelok; C3 = Crossing	Maksimum (Mpa)
1	A1	C1	
2	A1	C2	
3	A1	C3	
4	A2	C1	
5	A2	C2	
6	A2	C3	
7	A3	C1	
8	A3	C2	
9	A3	C3	
10	A4	C1	
11	A4	C2	
12	A4	C3	
13	A5	C1	
14	A5	C2	
15	A5	C3	

Tabel 3.5 Modifikasi penelitian aspek mechanical

# **BAB IV**

# ANALISA DAN PEMBAHASAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode *finite* element dengan menggunakan software ANSYS. Pada penelitian ini dilakukan simulasi dua jenis assessment sesuai standar EN 13979 dengan pembebanan kereta cepat, yaitu dari aspek Mechanical dan Thermomechanical. Pada aspek mechanical dilakukan simulasi pembebanan terhadap roda pada kondisi trek lurus, belok, dan crossing dengan menggunakan ANSYS Transient Structural. Pada aspek thermomechanical dilakukan simulasi terhadap roda pada kondisi braking (pengereman) dengan menggunakan ANSYS Multiple System yang terdiri atas Transient Thermal dan Static Structural. Selanjutnya diberikan modifikasi berupa pengubahan nilai radius fillet interface pada roda dengan variasi sebesar 14 mm, 15 mm, 16 mm, 17 mm, 18 mm yang diterapkan pada setiap kondisi baik pada aspek mechanical ataupun thermomechanical.

## 4.1 Simulasi Mechancical Assesment

Setelah dilakukan perhitungan untuk aspek *mechanical*, maka hasil hasil gaya didapatkan dijadikan sebagai input gaya pada simulasi untuk setiap kondisi. Dengan menggunakaan pemodelan meshing yang telah didapatkan dari hasil uji konvergensi dan validasi hasil sebelumnya, didapatkan hasil simulasi yang akan dijelaskan pada sub-bab dibawah.

	Input						
Kondisi	Material	Gaya vertikal (N)	Gaya Lateral (N)	Max Shear (Mpa)			
Lurus	R7T	104321	0	281,67			
Belok	R7T	104321	50031	290,55			
Crossing	R7T	104321	30018	215,69			

Tabel 4.1 Input dan output hasil simulasi aspek mechanical

#### 4.1.1 Kondisi Trek Lurus

Dengan mengacu pada *assessment* yang digunakan pada standar EN 13979 agar roda yang disimulasikan dapat diterima pada bagian aspek *mechanical* diberikan *output* simulasi berupa *maximum shear stress*. Lalu hasil tersebut dibandingkan dengan kriteria penentu pada aspek *mechanical* yaitu batas tegangan dinamis yang diizinkan A yaitu sebesar 290 MPa. Dengan input gaya vertical Fz sebesar 104321 N pada bagian poros roda untuk kondisi lurus. Dari hasil simulasi pada kondisi trek lurus ini didapatkan nilai tegangan geser maksimum sebesar 281.67 MPa. Maka roda S1002 yang diberikan beban sebesar 104321 N pada kondisi trek lurus masuk dalam kriteria diterima karena nilai tegangan geser maksimum lebih kecil dari tegangan dinamis yang diizinkan. Apabila dibandingkan dengan penelitian Shaffan (*Medium Speed Train*) dimana dengan beban gandar 22,5 ton dihasilkan tegangan geser maksimum sebesar 285,11 Mpa.



Gambar 4.1 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek lurus



Gambar 4.2 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek lurus

## 4.1.2 Kondisi Trek Belok

Dengan mengacu pada assessment yang digunakan pada standar EN 13979 agar roda yang disimulasikan dapat diterima pada bagian aspek mechanical diberikan output simulasi berupa maximum shear stress. Lalu hasil dibandingkan dengan kriteria penentu pada aspek mechanical yaitu batas tegangan dinamis yang diizinkan A yaitu sebesar 290 MPa. Dengan input gaya vertical Fz sebesar 104321 N dan gaya lateral Fy2 sebesar 50031 N pada bagian poros roda untuk kondisi belok. Dari hasil simulasi pada kondisi trek belok ini didapatkan nilai tegangan geser maksimum sebesar 290,55 MPa seperti pada gambar 4.4. Maka roda S1002 vang diberikan beban vertical sebesar 104321 N dan beban lateral sebesar 50031 N pada kondisi trek belok tidak masuk dalam kriteria diterima karena nilai tegangan geser maksimum lebih besar dari tegangan dinamis yang diizinkan. Apabila dibandingkan dengan penelitian Shaffan (Medium Speed Train ) dimana dengan beban gandar 22,5 ton dihasilkan tegangan geser maksimum sebesar 303,49 Mpa.



Gambar 4.3 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek



Gambar 4.4 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek belok

## 4.1.3 Kondisi Trek Crossing

Mengacu pada assessment yang digunakan pada standar EN 13979 agar roda yang disimulasikan dapat diterima pada bagian aspek mechanical diberikan output simulasi berupa maximum shear stress. Lalu hasil dibandingkan dengan kriteria penentu pada aspek mechanical yaitu batas tegangan dinamis yang diizinkan A vaitu sebesar 290 MPa. Dengan input gaya vertical Fz sebesar 104321 N dan gaya lateral Fy3 sebesar 30018 N pada bagian poros roda untuk kondisi crossing. Dari hasil simulasi pada kondisi trek crossing ini didapatkan nilai tegangan geser maksimum sebesar 215,69 MPa. Maka roda S1002 yang diberikan beban vertical sebesar 104321 N dan beban lateral sebesar 30018 N pada kondisi trek crossing masuk dalam kriteria diterima karena nilai tegangan geser maksimum lebih kecil dari tegangan dinamis yang diizinkan. Apabila dibandingkan dengan penelitian Shaffan (Medium Speed *Train*) dimana dengan beban gandar 22,5 ton dihasilkan tegangan geser maksimum sebesar 271,26 Mpa



Gambar 4.5 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi trek



Gambar 4.6 Hasil tegangan geser maksimum pada kondisi

trek crossing
#### 4.2 Simulasi Thermomechancical Assesment

Setelah dilakukan perhitungan untuk aspek thermomechanical, maka hasil hasil daya didapatkan dijadikan sebagai input *heat flow* pada simulasi untuk kondisi *braking* (pengereman). Dengan menggunakaan pemodelan meshing yang telah didapatkan dari hasil uji konvergensi dan perbandingan hasil dengan penelitian terlebih dahulu, didapatkan hasil simulasi yang akan dijelaskan pada sub-bab dibawah

## 4.2.1 Kondisi Braking

Dengan menginput power sebesar 50 kW selama 2700 s sebagai *heatflow*, untuk simulasi *drag braking*. Lalu diberikan conveksi dengan nilai 20 W/m<sup>2</sup> °C selama 3300 s setelah *braking* sebagai fungsi *cooling* roda. Didapatkan nilai temperatur, *lateral displacement* dan *equivalent von mises stress* sebagai *residual stress* pada *rim*. *Output residual stress* mengacu seperti yang dilakukan oleh Peter Strazovec pada tahun 2019 dalam jurnal yang berjudul "Detection of Residual Stress in a Railway Wheel". Berikut diberikan gambar hasil simulasi thermomechanical.



Gambar 4.7 Temperatur setelah braking



Gambar 4.8 Temperatur setelah cooling

Dari hasil *braking* didapatkan temperature maksimum sebesar 1123.6 °C didaerah *tread* dan temperature minimum sebesar 19.779 °C didaerah *hub*. Lalu dilakukan *cooling* dan didapatkan nilai temperature maksimum sebesar 452.05 °C pada bagian *rim* dan temperature minimum sebesar 172.86 °C pada daerah *hub*. Menggunakaan temperature hasil cooling sebagai *thermal load* pada ANSYS *Static Structural*. Dari thermal load tersebut akan menimbulkan deformasi akibat dari koefisien ekspansi thermal yang juga akan menimbulkan tegangan residual.



Geometry (Print Preview) Report Preview/

Gambar 4.9 Hasil simulasi lateral displacement



Gambar 4.10 Hasil simulasi von mises stress

Selanjutnya, dengan mengacu pada assessment yang digunakan pada standar EN 13979 agar roda yang disimulasikan dapat diterima pada bagian aspek thermomechanical diberikan output simulasi berupa directional deformation dan equivalent von mises stress. Arah dari directional deformation adalah kearah sumbu x dan equivalent von mises stress sebagai residual stress. Hasil simulasi dibandingkan dengan kriteria penentu pada aspek thermomechanical yaitu nilai maksimum lateral displacement pada daerah *rim* harus berada pada rentang +1,5/-0,5 mm setelah cooling berlangsung dan untuk material R7T. Dihasilkan nilai lateral displacement maksimum sebesar +0.68626 mm(kearah positif sumbu x) dan -0.16262 mm(kearah negatif sumbu x) dimana masih termasuk dalam batas yang diizinkan. Lalu dari hasil residual stress dilakukan pengukuran menggunakan probe seperti yang disebutkan di bab 3 dari 3 sektor dan 4 kedalaman berbeda seperti berikut.

Sektor	Kedalaman	Tegangan Residual	Tegangan rata-rata	Kriteria
Sertor	ai	(Mpa)	1 sektor (Mpa)	Diterima
1	15 mm	186.56	186.56	
1	30 mm	193.91	200 2025	≤ 250 Mpa
1	45 mm	204.01	200.2925	
1	60 mm	216.69		
2	15 mm	191.97		
2	30 mm	201.13	201 1275	
2	45 mm	208	204.4373	
2	60 mm	216.65		
3	15 mm	186.65		
3	30 mm	194.32	102.60	
3	45 mm	203.19	198.09	
3	60 mm	210.6		
Rata-rata 3 sektor			201.14	≤ 200 Mpa

Tabel 4.2 Pengukuran residual stress pada bagian rim

Dari hasil simulasi, dilihat bahwa untuk pengukuran rata-rata pada setiap 1 sektor hasil *residual stress* tidak ada yang melebihi 250 Mpa. Akan tetapi pada pengukuran rata-rata 3 sektor didapatkan nilai *residual stress* yang melebihi 200 Mpa. Maka roda S1002 yang diberikan beban thermal 50 kW dengan material R7T ini belum bisa dikatakan diterima apabila ditinjau dari aspek *thermomechanical* ini. Apabila dibandingkan dengan hasil yang didapat oleh penelitian Refi (kereta kecepatan rendah) dan penelitian Shaffan (kereta kecepatan sedang) dimana pada penelitian Refi dan Shaffan digunakan *input* berupa *heatflow* sebesar 36,75 kW dan 44,1 kW. Apabila ditinjau dari segi thermomechanical pembebanan kereta cepat memanglah yang tertinggi karena memiliki kecepatan yang lebih tinggi sehingga daya yang diperlukanpun lebih besar.

### 4.3 Simulasi Modifikasi

Setelah dilakukan simulasi pada aspek *mechanical* dan *thermomechanical*. Selanjutnya desain profil roda S1002 diberikan modifikasi pada bagian *radius fillet interface* seperti yang pernah dilakukan oleh P.Vinod (2014) untuk mengetahui pengaruhnya terhadap nilai tegangan yang dihasilkan. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini diberikan lima variasi ukuran yaitu 14 mm, 15 mm, 16 mm, 17 mm, 18 mm. Berikut akan dijelaskan hasil dari simulasi pada roda yang diberikan variasi modifikasi untuk setiap kondisi agar dapat diketahui variasi dengan nilai pengurangan tegangan terbaik dan untuk hasil simulasi modifikasi pada kondisi trek belok akan dibandingkan dengan hasil modifikasi yang dilakukan oleh P.Vinod (2014).

## 4.3.1 Modifikasi Pada Kondisi Trek Lurus



Gambar 4.11 Grafik hasil tegangan geser maksimum untuk setiap variasi pada kondisi trek lurus

Dari gambar 4.11 didapatkan hasil simulasi tegangan geser maksimum setiap variasi, dari kelima variasi tersebut dapat dilihat bahwa hasil setiap modifikasi memiliki grafik yang cenderung konstan. Walaupun dari setiap hasil simulasi variasi tidak sama persis, nilai selisih tertinggi dari hasil simulasi tegangan geser maksimum sebesar 280,93 Mpa pada variasi 16 mm dengan hasil simulasi terendah sebesar 278.43 Mpa pada variasi 18 mm didapatkan nilai perbedaan sebesar 0,889%. Dari hal tersebut dapat dilihat bahwa nilai perubahan hasil tegangan geser maksimum sangatlah kecil karena modifikasi variasi yang dilakukan berada pada bagian *fillet radius interface* dan seharusnya tidak memiliki pengaruh terhadap roda ketika berada pada kondisi trek lurus. Karena daerah kontak pada kondisi lurus seharusnya tidak mengalami perubahan, sehingga untuk nilai error sebesar 0,889% tersebut didapatkan dari *numerical error* saat simulasi.

#### 4.3.2 Modifikasi Pada Kondisi Trek Belok



Gambar 4.12 Grafik hasil tegangan geser maksimum untuk setiap variasi pada kondisi trek belok

Dari gambar 4.12 didapatkan hasil simulasi tegangan geser maksimum untuk setiap variasi. Dari kelima variasi tersebut dapat dilihat bahwa hasil setiap modifikasi memiliki nilai yang lebih rendah bila dibandingkan dengan hasil tanpa modifikasi yaitu 13 mm. Hasil tegangan geser maksimum tertinggi terjadi pada tanpa modifikasi yaitu sebesar 290,55 MPa. Hasil tegangan geser maksimum terendah didapatkan pada variasi 18 mm dengan besar 243,99 MPa. Dari grafik hasil simulasi variasi, selalu terjadi penurunan seperti pada variasi ukuran 17 mm ke 18 mm terjadi penurunan 5.723% untuk tegangan geser maksimum. Dari hal tersebut dapat dilihat bahwa nilai perubahan hasil tegangan geser maksimum cukup besar. Karena modifikasi variasi yang dilakukan berada pada bagian *fillet radius interface* dan memiliki pengaruh besar terhadap roda ketika berada pada kondisi trek belok karena daerah kontak pada kondisi belok mengalami perubahan yang cukup besar.



#### 4.3.3 Modifikasi Pada Kondisi Trek Crossing

Gambar 4.13 Grafik hasil tegangan von mises untuk setiap variasi pada kondisi trek *crossing* 

Dari gambar 4.13 didapatkan hasil simulasi tegangan geser maksimum untuk setiap variasi. Dari kelima variasi tersebut dapat dilihat bahwa hasil setiap modifikasi memiliki grafik yang cenderung konstan. Walaupun dari setiap hasil simulasi variasi tidak sama persis, nilai selisih tertinggi dari hasil simulasi tegangan geser maksimum sebesar 216,94 Mpa pada variasi 14 mm dengan hasil simulasi terendah sebesar 215,6 Mpa pada variasi 18 mm didapatkan nilai perbedaan sebesar 0,617%. Dari hal tersebut dapat dilihat bahwa nilai perubahan hasil tegangan geser maksimum sangatlah kecil. Karena modifikasi variasi yang dilakukan berada pada bagian *fillet radius interface* dan seharusnya tidak memiliki pengaruh terhadap roda ketika berada pada kondisi trek *crossing*. Karena daerah kontak pada kondisi *crossing* seharusnya tidak mengalami perubahan, sehingga untuk nilai error sebesar 0,617% tersebut didapatkan dari *numerical error* saat simulasi.



#### 4.3.4 Modifikasi Pada Kondisi Braking

Gambar 4.14 Hasil tegangan residual setiap variasi pada

kondisi braking

Dari gambar 4.14 didapatkan hasil simulasi tegangan residual pada roda untuk setiap variasi. Dari kelima variasi tersebut dapat dilihat bahwa hasil setiap modifikasi memiliki grafik yang cenderung konstan. Walaupun dari setiap hasil simulasi variasi tidak sama persis, dari gambar 4.14 dapat diketahui bahwa apabila dilihat dari nilai tegangan rata-rata dari 3 radial sector, nilai selisih tertinggi yang didapatkan antara nilai tertinggi sebesar 201.14 Mpa pada roda tanpa modifikasi dan nilai terendah sebesar 198.636 Mpa pada variasi 15 mm sebesar 1,244%. Dari kedua hal tersebut dapat dilihat bahwa nilai perubahan hasil tegangan residual sangatlah kecil karena modifikasi variasi yang dilakukan berada pada bagian fillet radius interface dan seharusnya tidak memiliki pengaruh terhadap roda ketika berada pada kondisi braking. Karena *heat flow* yang diaplikasikan dari brake shoe tidak menyentuh daerah modifikasi tersebut, sehingga untuk nilai error sebesar 1,244% tersebut didapatkan dari numerical error saat simulasi.

## 4.3.5 Modifikasi Pada Kondisi Trek Belok vs Modifikasi P.Vinod (2014)



Gambar 4.16 Hasil simulasi tegangan modifikasi variasi 0-14 mm pada penelitian P.Vinod (2014).





Dengan membandingkan hasil dari simulasi variasi yang dilakukan pada kondisi belok dan hasil dari simulasi variasi yang dilakukan oleh P.Vinod (2014). Dapat diketahui apakah hasil sudah sesuai dengan teori atau tidak. Berdasarkan gambar 4.16 dapat diketahui bahwa pada penelitian P.Vinod(2014) ketika desain profil roda diberikan modifikasi pada *fillet radius interface* dengan besar variasi 0-14 mm terjadi penurunan nilai tegangan yang dihasilkan. Dari hasil simulasi berdasarkan gambar 4.17 simulasi dengan variasi 13-18 mm juga terjadi penurunan nilai tegangan yang dihasilkan.

Perbedaan yang timbul hanya pada penelitian P.Vinod (2014) trendline grafik yang dihasilkan c enderung linear sedangkan pada simulasi variasi penelitian ini tidak linear. Hal tersebut dikarenakan pada penelitian P.Vinod digunakan material AAR M107 yang bersifat elastis pada simulasi. Tetapi pada penelitian ini digunakan material R7T yang bersifat elastis-plastis dengan menginput nilai true stress-strain multilinear pada *engineering properties* ANSYS. Hasil simulasi pula sudah sesuai teori karena pada kondisi trek belok dengan memodifikasi *radius fillet interface* roda maka akan terjadi perubahan cukup besar pada nilai tegangan karena merubah cukup besar area kontak dan dengan menambah *radius fillet interface* juga memperbesar area kontak yang terjadi sehingga tegangan yang dihasilkan semakin menurun.

#### BAB V

## **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisa yang telah dilakukan, maka didapatkan kesimpulan dari tugas akhir ini sebagai berikut:

- 1. Besar nilai tegangan tegangan geser maksimum yang dihasilkan dari tiga kondisi aspek mekanikal didapatkan hasil terendah terjadi pada kondisi trek crossing dengan besar maksimum sebesar 215,69 Mpa. Lalu disusul dengan kondisi trek lurus yang memiliki besar tegangan geser maksimum sebesar 281,67 Mpa. Terakhir merupakan kondisi trek belok yang memiliki nilai tegangan geser maksimum sebesar 290,55 Mpa. Pada kondisi trek lurus dan crossing, roda S1002 dengan material R7T ini lolos semua kriteria karena memiliki nilai tegangan geser maksimum dibawah batas tegangan dinamis yang diizinkan, sedangkan untuk kondisi trek belok roda tidak lolos kriteria bila digunakan roda dengan non-machining karena memiliki kategori web tegangan geser maksimum diatas 290 Mpa.
- 2. Besar nilai *lateral displacement* dan *residual stress* setelah *cooling* pada aspek *themomechanical* telah didapatkan. Dengan nilai *lateral displacement* sebesar +0.68626 mm(kearah positif sumbu x) dan -0.16262 mm(kearah negatif sumbu x) dan didapatkan nilai *residual stress* untuk setiap pengukuran dengan nilai pengukuran rata-rata untuk setiap sector. Dimulai dari sektor 1 dengan nilai 200,2925 Mpa, sector 2 dengan nilai 204,4375 Mpa, sector 3 dengan nilai rata-rata 3 sektor sebesar 201,14 Mpa. Dari kategori lateral displacement, roda S1002 dengan material R7T yang

diberikan daya pengereman sebesar 50 kW masih dalam batas yang diizinkan. Lalu dari segi residual stress, untuk kriteria rata-rata 1 sektor harus kurang dari 250 Mpa juga masih dalam batas yang diizinkan, tetapi untuk kriteria pengukuran rata-rata 3 sektor nilai tegangan lebih dari 200 Mpa sehingga roda S1002 yang diberikan beban kereta cepat dengan daya pengereman 50 kW tidak lolos kriteria tersebut.

3. Dari hasil simulasi modifikasi besar fillet radius interface roda sebesar 14-18 mm didapatkan nilai tegangan geser maksimum dari setiap kondisi simulasi. Dimulai dari kondisi trek lurus, crossing dan kondisi pengereman didapatkan hasil grafik tegangan dengan trendline yang cenderung konstan. Lalu pada kondisi trek belok yang memiliki hasil terus menurun untuk setiap variasi dengan nilai terendah berada pada variasi 18 mm dengan nilai tegangan geser sebesar 243.29 Mpa. Dari hasil simulasi aspek mechanical, dapat dikatakan bahwa dengan variasi 18 mm roda sudah dapat dikatakan aman. Setelah dibandingkan hasil simulasi pada kondisi trek belok dengan simulasi vang telah dilakukan oleh P. Vinod dimana nilai tegangan setelah dimodifikasi dari variasi 0-14 mm juga cenderung terus menurun, maka hasil simulasi yang telah dilakukan memiliki trendline yang mirip walaupun hasil yang didapatkan P. Vinod cenderung lebih linear

#### 5.2 Saran

Adapun saran yang bisa diberikan antara lain :

1. Sebaiknya pada penelitian selanjutnya melakukan simulasi menggunakan spesifikasi hardware yang lebih baik, sehingga roda kereta dapat dimodelkan secara penuh beserta porosnya dan agar didapatkan hasil yang lebih mendekati kondisi sebenarnya. 2. Sebaiknya pada penelitian selanjutnya ditambahkan variasi penggantian model dari roda solid menjadi roda tyre berdasarkan standar UIC atau ISO agar pada bagian rim dapat diberikan material yang lebih kuat.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

### **DAFTAR PUSTAKA**

- Buddhe, M., Prof. Shaikh S.M. 2016. "Analysis of Rail-Wheel Contact Stress Using Finite Element Method in Comparison With Analytical Solution". International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology Vol. 3 : 31-37.
- California High-Speed Rail Authority. 2009. California High-Speed Train Project TM 2.1.2 Tahun 2009 Tentang "Alignment Design Standards for High-Speed Train Operation". California.
- Donzella, G., Scepi, M., Solazzi, L., Trombini, F. 1998. "The Effect of Block Braking on The Residual Stress State of a Solid Railway Wheel". **Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part F** Vol. 212: 145-158.
- European Standard. 2011. Railway applications Wheelset and bogies – Monobloc wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels (EN:13979-1:2003+A2:2011). Avenue Marnix 17 : European Committee for Standarization.
- Faccoli, M., Ghidini, A., Mazzu, A. 2018. "Experimental and Numerical Investigation of The Thermal Effects on Railway Wheels for Shoe Braked High-speed Train Applications". Metallurgical and Materials Transactions A Volume 49A: 4544-4554.
- Jiao, S. X., Yan, Q., Zhang, X., Diao, G., Zhang, C., Hong, Z., Wen, Z., Jin, X. 2019. "Hardness Matching of Rail/Wheels Steels for High-Speed Train Based on Wear Rate and Rolling Contact Fatigue Performance". Material Research Express Vol. 6 :1-20.
- Mancini, G., Malfatti, A., Violi, G.A., Matschke, G. 2001. "Effects of Experimental Bogie Fairings on The Aerodynamic Drag of The ETR 500 High Speed Train". **Unità Tecnologie Materiale Rotabile** 071 : 1-16.
- Menteri Perhubungan Republik Indonesia. 2012. Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor :

**PM 60 Tahun 2012** Tentang "Persyaratan Teknis Jalur Kereta Api". Jakarta.

- Menteri Perhubungan Republik Indonesia. 2019. **Peraturan** Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor : PM 69 Tahun 2019 Tentang "Standar Spesifikasi Teknis Kereta Api Kecepatan Tinggi". Jakarta.
- Okagata, Y. 2013. "Design Technologies for Railway Wheels and Future Prospects". **Nippon Steel & Sumimoto Metal** Technical Report No 105: 26-33.
- Peng, D., Jones, R., Constable, T. 2013. "An Investigation of the Influence of Rail Chill on Crack Growth in a Railway Wheel due to Braking Loads". Engineering Fracture Mechanics 98 : 1-14.
- PT. INKA (persero). 2017. **K3-438 Air Braking Calculation**. Page 2 of 4.
- Sadat, A.R., Mohammadnia, A. 2014. "Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels". International Journal of Railway Vol. 7 : 1-7.
- Singh, D., Singh, R.C., Lal, R. 2016. "Computational Static Analysis of Rail-Wheel Model of Indian Railways". International Symposium on Fusion of Science & Technology ISBN: 978-93-84935-64-1 : 106-113.
- Sirong Yi. 2018. **Principles of Railway Location and Design**. China: Elsevier Inc.
- SKF Group. 2011. **Railway Technical Handbook**. Sweden: SKF Group.
- Seok-Ji, K., Jung-Won, S., Dong-Hyung, L., Chan-Woo, L. 2006. "Damage Mechanism of Wheel for High Speed Train based on Fracture Mechanics". Trans Tech Publications Vol. 326-328 : 1047-1050.
- Strazovec, P., Suchanek, A., St'asniak, P., Jozef, H. 2019. "Detection of Residual Stress in a Railway Wheel". **Transportation Research Procedia** 40: 898-905.
- Sun, Y.Q., Simson, S. 2008. "Wagon-track Modelling and Parametric Study on Rail Corrugation Initiation due to

Wheel Stick-slip Process on Curved Track". Wear 265: 1193-1201.

- Taylor & Francis Group. 2006. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. USA: CRC Press.
- Teimourimanesh, S., Lunden, R., Vernersson, T. 2010. "Braking Capacity of Railway Wheels – State-of-the-art Survey".
  16<sup>th</sup> International Wheelset Congress: A1-A18.
- Valentino, J.M. 2015. "Analisa Resistance, Tractive Effort dan Gaya Sentrifugal pada Kereta Api Taksaka di Tikungan Karanggandul". **Perekayasa Pertama Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi**.
- Vinod, P., Koteswara, R.U., Kishore, R.C. 2014. "Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variations". International Journal of Engineering Research & Technology Vol. 3 : 1286-1291.
- Zhu, X. 2012. "Tutorial on Hertz Contact Stress". OPTI 521 : 1-8

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

## LAMPIRAN

Hasil Tegangan Modifikasi fillet radius interface				
Hasil Simulasi	Max Shear (Mpa)			
Lurus Normal	281.67			
Lurus 14 mm	278.78			
Lurus 15 mm	278.68			
Lurus 16 mm	280.93			
Lurus 17 mm	280.26			
Lurus 18 mm	278.43			
Belok Normal	290.55			
Belok 14 mm	290.44			
Belok 15 mm	282.49			
Belok 16 mm	281.98			
Belok 17 mm	258.06			
Belok 18 mm	243.29			
<b>Crossing Normal</b>	215.69			
Crossing 14 mm	216.94			
Crossing 15 mm	216.05			
Crossing 16 mm	216.2			
Crossing 17 mm	216.32			
Crossing 18 mm	215.6			

## 1. Hasil Simulasi Modifikasi Mekanikal

Residual Stress							
Sektor	Kedalaman	13 mm	14 mm	15 mm	16 mm	17 mm	18 mm
1	15 mm	186.56	184.07	182.27	185.73	186.28	185.95
1	30 mm	193.91	195.55	191.66	192.98	194.93	195.32
1	45 mm	204.01	205.08	203.09	205.47	208.02	205.55
1	60 mm	216.69	215.41	214.36	217.9	218.26	217.3
2	15 mm	191.97	185.8	187.76	187.25	190.75	187.55
2	30 mm	201.13	196.24	197.03	195.61	200.14	196.67
2	45 mm	208	206.76	205.46	206.39	206.22	204.44
2	60 mm	216.65	217	209.96	215.02	213.63	212.5
3	15 mm	186.65	185.24	185.18	186.16	183.76	184.93
3	30 mm	194.32	193.51	192.13	192.16	192.49	193.04
3	45 mm	203.19	204.64	202.08	200.74	202.48	201.63
3	60 mm	210.6	212.71	212.66	209.62	212.8	210.23
	Nilai rata rata	13 mm	14 mm	15 mm	16 mm	17 mm	18 mm
	Sektor 1	200.2925	200.0275	197.845	200.52	201.8725	201.03
	Sektor 2	204.4375	201.45	200.0525	201.0675	202.685	200.29
	Sektor 3	198.69	199.025	198.0125	197.17	197.8825	197.4575
	rata2 3 sektor	201.14	200.1675	198.63667	199.5858	200.8133	199.5925

# 2. Hasil Simulasi Modifikasi Thermomechanical

Variasi (mm)	braking (s)	cooling (s)	power (kW)	konveksi (W/m2C)	ambient temperatur ©	Equivalent VM stress MAX (Mpa)
13 (normal)						452.86
14						452.59
15	2700	2200	00 50	20	20	451.95
16	2700	3300	50			452.97
17						451.43
18						451.42

## 3. Material Properties AAR Class B

Roda Kereta				
Parameter	Nilai	Satuan		
Tipe roda	Solid			
Material	AAR Class B			
Density	7870	Kg/m <sup>3</sup>		
Yield Strength	800	MPa		
Modulus Elasticity	206	GPa		
Film coefficient	2.5e-5	W/m <sup>20</sup> C		
Poisson Ratio	0.286			
Specific Heat	486	J/kg°C		
Thermal Conductivity	51.89	W/m <sup>20</sup> C		
CoefficientofThermalExpansion	1.4e-5	/°C		

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

## **BIODATA PENULIS**



Fajri Wahidin lahir di Bandung, 26 September 1998 merupakan anak kedua dari tiga bersaudara yang terlahir dari orang tua Bapak Wawan dan Ibu Cicah. Penulis menempuh pendidikan dimulai dari SD Negeri Gedebage Bandung pada tahun 2004-2007 dan SD Negeri 20 Balikpapan pada tahun 2007-2010, melanjutkan ke SMP Negeri 3 Balikpapan pada tahun 2010-2013 dan SMA Negeri 2 Balikpapan pada tahun 2013-2016 lalu

selama menempuh masa SMA penulis pernah menjadi juara 5 OSK Fisika Kota Balikpapan, dan kemudian dapat melanjutkan masa kuliah jenjang S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis juga aktif dalam kegiatan organisasi. Dalam organisasi penulis aktif sejak tahun 2017 di Himpunan Mahasiswa Mesin. Pada periode 2017/2018 penulis aktif menjadi Staff Departemen KWU. Selanjutnya menjadi Kabiro Pembukuan Departemen KWU pada periode 2018/2019. Kemudian di tahun terakhir masa perkuliahan penulis aktif magang di perusahaan PT. INKA (Persero) Madiun pada Divisi QC Final.

Dengan ketekunan usaha, ikhtiar, dan doa penulis telah berhasil menyelesaikan penulisan Laporan Tugas Akhr ini. Semoga Laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dalam kemajuan teknologi, khususnya di Indonesia. Penulis percaya bahwa melakukan suatu hal yang bermanfaat akan menghasilkan hal yang bermanfaat pula. Untuk informasi berserta kritik saran mengenai Laporan Tugas Akhir ini dapat menghubungi penulis melalui *email* : wahidin.fajri59@gmail.com.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"