Institut Teknologi Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – TM 184835

REDESAIN DARI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH MENJADI RODA KERETA API SEMI CEPAT *(MEDIUM SPEED TRAIN)*

SHAFFAN AHDA IZZATULLAH
NRP 02111640000009

Dosen Pembimbing
Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.

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

TUGAS AKHIR – TM 184835

REDESAIN DARI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH MENJADI RODA KERETA API SEMI CEPAT *(MEDIUM SPEED TRAIN)*

SHAFFAN AHDA IZZATULLAH
NRP 02111640000009

Dosen Pembimbing
Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.

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

TUGAS AKHIR – TM 184835

RE-DESIGN FROM LOW SPEED TRAIN WHEEL TO BE MEDIUM SPEED TRAIN WHEEL

SHAFFAN AHDA IZZATULLAH
NRP 02111640000009

Supervisor
Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

REDESAIN DARI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH MENJADI RODA KERETA API SEMI CEPAT (*MEDIUM SPEED TRAIN*)

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 :

Shaffan Ahda Izzatullah
NRP. 02111640000009

Disetujui oleh:

1. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
   NIP. 197909262005011001 .....
2. Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D. (Penguji I)
   NIP. 198202102006041002 .....
3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. (Penguji II)
   NIP. 196508101991021001 .....
4. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. (Penguji III)
   NIP. 196511031990021001 .....

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

REDESAIN DARI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH MENJADI RODA KERETA API SEMI CEPAT *(MEDIUM SPEED TRAIN)*

Nama Mahasiswa	**: Shaffan Ahda Izzatullah**
NRP	**: 02111640000009**
Departemen	**: Teknik Mesin FTIRS-ITS**
Dosen Pembimbing	**: Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.**

Abstrak

PT. INKA sedang mengembangkan kereta api semi cepat. Salah satu komponen yang dapat dikembangkan adalah bagian roda. Dalam penelitian ini digunakan desain roda milik PT INKA yang beroperasi pada kecepatan rendah. Roda tersebut akan diredesain agar mampu digunakan pada kereta api semi cepat dengan melakukan simulasi mechanical dan thermomechanical berdasarkan standar EN-13979. Apabila desain awal roda kereta api tidak lolos dalam simulasi maka dilakukan redesain dengan modifikasi fillet antara thread dan flange, modifikasi diameter, dan modifikasi material pada roda kereta milik PT.INKA. Pada penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan aplikasi Ansys dengan metode trancient structural, dan trancient thermal mengacu pada, jurnal Roya Sodet A. (2014), jurnal Peng (2012) dan standar EN 13979.

Tahapan pada penelitian ini terdiri dari proses pemodelan roda kereta kondisi lurus, berbelok, crossing dan drag braking, dengan memvariasikan dimensi fillet di ukuran 15mm, 16mm, dan 17mm, diameter roda pada ukuran 920mm, 940mm, 960mm, dan material roda menggunakan SSW-Q3s dan R7T, kemudian dilakukan simulasi mechanical dan thermomechanical dengan software ANSYS yang meliputi proses pendefinisian model, meshing, set up constraint, dan analisis hasil. Setelah didapatkan hasil simulasi, peneliti membandingkan hasil simulasi

dengan batas hasil yang diizinkan berdasarkan standar EN-13979.

Dari simulasi mechanical didapatkan roda kereta api inka yang sudah ada tidak lolos simulasi pada kondisi berbelok, dimana nilai tegangan geser maksimum pada kondisi berbelok sebesar 303.49 Mpa (>290 Mpa). Berikutnya dilakukan modifikasi fillet antara thread dan flange dari ukuran 15 mm menjadi 16 mm dan modifikasi diameter menjadi 920 mm. Pada modifikasi fillet didapatkan penurunan tegangan yang lebih signifikan dibandingkan modifikasi diameter. Nilai tegangan geser maksimum pada kondisi berbelok tetap tidak lolos simulasi mechanical sehingga dilakukan modifikasi fillet antara thread dan flange dari ukuran 16 mm menjadi 17 mm. Nilai tegangan geser maksimum pada kondisi berbelok mengalami penurunan menjadi sebesar 277.28 Mpa (<290 Mpa) sehingga dapat dikategorikan lolos uji mechanical. Berikutnya dilakukan uji thermomechanical pada desain hasil modifikasi tersebut. Nilai tegangan residual rata-rata pada sektor 1, 2, dan 3 sebesar 49.89 Mpa, 56.13 Mpa, dan 55.03 Mpa (<250 Mpa), nilai tegangan residual rata-rata dari seluruh sektor sebesar 53.68 Mpa (<200Mpa). Lateral displacement yang terjadi sebesar 0.73 mm/-0.28 mm (<1.5 mm / > -0.5 mm). Nilai tegangan residual dan lateral displacement berada di dalam rentang batas yang diizinkan sehingga hasil modifikasi fillet antara thread dan flange dengan ukuran 17 mm dapat dianggap lolos simulasi thermomechanical.

Kata kunci : Roda Kereta, Kereta Api Semi Cepat, Fillet, Diameter, SSW-Q3s, R7T, Elemen Hingga, Lurus, Berbelok, Crossing, Drag Braking, Thermomechanical, Mechanical, Standar EN-13979.

RE-DESIGN FROM LOW SPEED TRAIN WHEEL TO BE MEDIUM SPEED TRAIN WHEEL

Name	**: Shaffan Ahda Izzatullah**
NRP	**: 02111640000009**
Department	**: Mechanical Engineering FTIRS-ITS**
Advisory Lecturer	**: Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.**

Abstract

PT. INKA is developing medium speed train. One of the component that can be developed is the wheels. This research used PT INKA's wheel design which operates at low speed. The wheel will be re-design as the ability increase in medium speed by do the mechanical and thermomechanical simulations based on EN-13979 Standard.. If the initial design of the train wheel does not pass the test, redesign is required by modifying the fillet between thread and flange, modifying the diameter, and the material. Simulation is done by ANSYS trancient structural and trancient thermal method based on, Roya Sodet's journal (2014), Peng's journal (2012), and standard EN 13979.

The research consist of some step such as modeling the rail wheel in straight, curve, crossing and drag braking conditions, then varying the dimensions of the fillet (15mm, 17mm, and 19mm), the diameter (920mm, 940mm, and 960mm), and the material (SSW-Q3s and R7T) then do the mechanical and thermomechanical simulations using ANSYS which includes the process of defining the model, meshing, setting up constrains, and analyzing the result. After obtaining the simulation results, the researcher compared it with the allowable value based on EN-13979 Standard.

From the simulation result of mechanical simulations, the existing train wheel did not pass the test under curve condition, where the maximum shear stress value at curve condition was

303.49 Mpa (>290 Mpa). Next step is to modify the fillet between thread and flange from size 15 mm to 16 mm and modify the diameter from 774 mm to 920 mm. The fillet modification obtained a more significant stress reduction than the diameter modification. The value of the maximum shear stress under curve conditions still did not pass the mechanical testing so that the fillets between the thread and flange were modified from 16 mm to 17 mm. The value of the maximum shear stress under curve conditions decreased to 277.28 Mpa (< 290 Mpa) so that it can be considered to have passed mechanical simulations. The next step is the thermomechanical simulations on the modified design. The average residual stress in sectors 1, 2 and 3 are 49.89 MPa, 56.13 MPa and 55.03 MPa (<250 MPa), the average residual stress of the entire sector is 53.68 MPa (<200 MPa). Lateral displacement that occurred was 0.73 mm / -0.28 mm (<1.5 mm / >-0.5 mm). The residual stress and lateral displacement values are within the permitted range so that the results of the modified fillet between the thread and the flange with a size of 17 mm can be considered to have passed the thermomechanical test.

Keywords : Rail Wheel, Medium Speed Train, Fillet, Diameter, SSW-Q3S, R7T, Finite Element, Straight, Curve, Crossing, Drag Braking, Thermomechanical, Mechanical, EN-13979 Standard.

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah subhanahu wa ta'ala yang telah memberikan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini, dan kepada Rasulullah Muhammad shalallahu 'alaihi wa salam yang telah memberikan syafaat kepada seluruh umatnya. Melalui kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukungan baik secara moral dan material dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak, ibu dan kedua kakak, Alm. Agus Suyanto, Nunuk Yuli Setianingsih, Naufan Azka Habibullah, dan Zharfan Muhammad Dzulfiqar atas kasih sayang sepanjang masa, kerja keras, doa yang tak hentinya, nasehat, motivasi, serta dukungan penuh yang diberikan kepada penulis dari awal masuk perkuliahan hingga saat ini.
2. Keluarga besar dari pihak bapak dan ibu yang telah memberikan doa dan motivasi hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai untuk membimbing penulis menyelesaikan Tugas Akhir ini. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dan dapat menjadi ladang amal bagi Bapak.
4. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc., Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D., Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang tugas akhir yang telah memberikan ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dan dapat menjadi ladang amal bagi Bapak.
5. Seluruh dosen dan karyawan di Departemen Tekni Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non-akademis.
6. Teman seperjuangan dalam tugas akhir ini, Refi Tri Yulianto alias on, dan Fajri Wahidin yang telah saling berbagi kesulitan

dan solusi, berbagi suka dan duka dalam asistensi dan revisi hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.

7. Seluruh kawan-kawan LBMM ITS, khususnya B-nalz 2016, khususnya lagi Divisi KWU yang telah memberikan dukungan dan motivasi agar tetap semangat dalam menyelesaikan tugas akhir ini, serta kebersamaan yang tak terlupakan.
8. Sarekat Merah Rakyat Kontrakan (Kontrakan Barokah), Refi, Fajri, Zulfan, Iqra, Adit, Fuad, Tera, Alvit, Rifqy yang telah berbagi suka dan duka, serta berbagi ilmu selama penulis berkuliah.
9. Kawan-kawan Sapuangin yang telah memberikan dukungan dan motivasi agar tetap semangat dalam menyelesaikan tugas akhir ini, serta kebersamaan yang tak terlupakan.
10. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat atas ilmu yang diberikan, bantuan, serta dukungan penuh yang tak terlupakan.
11. Teman-teman angkatan M59, khususnya teman-teman Blitar atas kebersamaan dan kekeluargaannya.
12. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu. Terima kasih banyak.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, segala saran dan kritik yang membangun sangat penulis harapkan. Akhir kata, penulis berharap agar tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL
TITLE PAGE
HALAMAN PENGESAHAN
ABSTRAK i
ABSTRACT iii
KATA PENGANTAR v
DAFTAR ISI vii
DAFTAR GAMBAR ix
DAFTAR TABEL xiii
DAFTAR SIMBOL xiv
BAB 1 1
PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan 2
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Manfaat Penelitian 3
BAB II 5
TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Tinjauan Pustaka 5
2.2 Dasar Teori 20
2.2.1 Roda Kereta 20
2.2.2 Wheelset 21
2.2.3 Gaya-gaya pada Roda Kereta 26
2.2.4 Kontak Hertz 31
2.2.5 Finite Element Method 32
2.2.6 Standar EN-13979-1:2003+A2:2001 36
BAB III 39
METODOLOGI PENELITIAN 39
3.1 Flowchart Penelitian 39
3.2 Observasi 43
3.3 Rumusan Masalah 43

3.4 Studi Literatur....44
3.5 Penentuan Data Awal....44
3.5.1. Modifikasi Roda Kereta....47
3.5.2. Beban Kereta....48
3.5.3. Beban pada Uji Mechanical....49
3.5.4. Beban pada Uji Thermomechanical....49
3.6 Proses Desain....50
3.6.1. Proses Desain Rel R60....50
3.6.2. Proses Desain Roda Kereta Api....52
3.6.3. Proses Match Roda kereta dan Rel....53
3.7 Simulasi....55
3.7.1. Validasi Uji Mechanical dan Thermomechanical60
3.7.2. Metode Uji Mechanical dan Thermomechanical.66
BAB IV....71
HASIL DAN PEMBAHASAN DATA....71
4.1. Validasi Gaya Reaksi pada Daerah Kontak....71
4.2. Analisa Hasil Simulasi....72
4.2.1 Uji Mechanical....72
4.2.2 Uji Thermomechanical....78
4.3. Analisa Derailment....81
BAB V....83
KESIMPULAN DAN SARAN....83
5.1 Kesimpulan....83
5.2 Saran....83
DAFTAR PUSTAKA....84
DAFTAR LAMPIRAN....87
Lampiran A....88
Lampiran B....89
Lampiran C....90
Lampiran D....91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Sketsa roda kereta yang digunakan pada penelitian (Roya, 2014) 6
Gambar 2. 2(a) Grafik tekanan kontak, (b) Permodelan roda dan rel UIC60 (Roya, 2014) 7
Gambar 2. 3 Pemodelan roda dengan rel U33[1] 8
Gambar 2. 4 Tekanan Maksimum dan nilai Tegangan Von Misses pada roda dan kontak rel U33 (Roya, 2014) 8
Gambar 2. 5 Grafik perbandingan diameter roda terhadap tekanan kontak (Roya, 2014) 9
Gambar 2. 6 Efek perubahan beban terhadap tegangan area kontak (Roya, 2014) 10
Gambar 2. 7 Efek tipe rel (Roya, 2014) 11
Gambar 2. 8 Cross-section roda kereta penelitian P.Vinod (P. Vinod, 2014) 12
Gambar 2. 9 Penerapan beban structural dan kondisi boundary pada roda (P. Vinod, 2014) 12
Gambar 2. 10 Structural displacement dari roda kerena beban struktural (P. Vinod, 2014) 13
Gambar 2. 11 Von mises stress distribution karena beban structural (P. Vinod, 2014) 13
Gambar 2. 12 Grafik hubungan antara radius fillet dengan perlakuan beban tegangan dan thermal (P. Vinod, 2014) 14
Gambar 2. 13 Spesifikasi rel UIC 60kg/m (Singh, 2016) 15
Gambar 2. 14 Desain roda kereta (Singh, 2016) 15
Gambar 2. 15 Model 3 dimensi roda kereta (Singh, 2016) 16
Gambar 2. 16 *Meshing* dan pemberian *boundary condition* (Singh, 2016) 16
Gambar 2. 17 Analisa model dari tegangan geser (*shear stress*) (Singh, 2016) 17
Gambar 2. 18 Kalkulator Hertzian 17
Gambar 2. 19 Kalkulator Hertzian (Singh, 2016) 18
Gambar 2. 20 Grafik Perubahan Suhu terhadap Waktu *Drag Braking* (Peng, 2012) 19

Gambar 2. 21 (a)Roda Solid, (b)Roda Tyred (Redtenbacher, 1855).....21
Gambar 2. 22 Tipe utama dari desain wheelset. (1, axle; 2, roda (wheel); 3, journal; 4, brake disc; 5, tooth gear) (Redtenbacher, 1855).....22
Gambar 2. 23 Elemen utama dari sebuah profil roda (Redtenbacher, 1855) 23
Gambar 2. 24 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) (Redtenbacher, 1855)...24
Gambar 2. 25 Posisi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) *single-point contact*; (b) *two-point contact*; (c) *conformal contact* (Redtenbacher, 1855) 25
Gambar 2. 26 Free body diagram pada kondisi lurus.....27
Gambar 2. 27 Free Body Diagram pada kondisi lintasan berbelok 27
Gambar 2. 28 Gaya pada kondisi pengereman.....28
Gambar 2. 29 Transfer load saat roda akselerasi.....29
Gambar 2. 30 *Load transfer* akibat gaya sentrifugal.....30
Gambar 2. 31 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris (Xiaoyin, 2012) 32
Gambar 2. 32 Setengah lebar b (Mahesh B., 2016).....32
Gambar 2. 33 Klasifikasi metode yang umum digunakan (David Hutton, 2004) 34
Gambar 2. 34 (a) domain dua dimensi umum pada permasalahan nilai batas (David Hutton, 2004) 35
Gambar 2. 35 (a) *meshing* domain batas melengkung yang dimodelkan dengan elemen-elemen kotak yang berjumlah 41 elemen (b) *fine meshing* domain batas melengkung yang dimodelkan dengan elemen-elemen kotak yang berjumlah 192 elemen (David Hutton, 2004).....35
Gambar 2. 36 Penempatan Gaya Vertikal dan Horizontal (European Standard, 2011).....37
Gambar 2. 37 Lokasi Pengukuran Tegangan Residual 38

Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian 43
Gambar 3. 2 Sketsa Rel R60 (Menteri Perhubungan RI, 2012) .. 46
Gambar 3. 3 Sketsa Roda Kereta (PT.INKA, 2017) 46
Gambar 3. 4 Modifikasi *Fillet interface* pada Roda Kereta 47
Gambar 3. 5 Tampilan awal aplikasi solidwork 50
Gambar 3. 6 Tampilan membuat gambar 2D 51
Gambar 3. 7 Proses sketsa desain rel 51
Gambar 3. 8 Proses Extrude Boss 52
Gambar 3. 9 Proses sketsa desain roda kereta INKA 52
Gambar 3. 10 Proses *revolved* 53
Gambar 3. 11 Proses penggabungan sketsa roda dengan rel 54
Gambar 3. 12 Tampilan 3 dimensi roda dan rel 54
Gambar 3. 13 Flowchart Simulasi pada ANSYS 56
Gambar 3. 14 Metode Simulasi Thermomechanical 57
Gambar 3. 15 Engineering data roda kereta 57
Gambar 3. 16 Impor pada design modeler 58
Gambar 3. 17 Pengaturan Kontak antara Roda dan Rel 58
Gambar 3. 18 Pemodelan *boundary condition* 59
Gambar 3. 19 Meshing dengan sizing 5.75 mm 60
Gambar 3. 20 Grafik uji konvergensi 61
Gambar 3. 21 Tegangan Von-mises pada area kontak rel-roda .. 62
Gambar 3. 22 Meshing Uji Thermomechanical 64
Gambar 3. 23 Hasil Uji Konvergensi Thermomechanical 65
Gambar 3. 24 Hasil Perbandingan Thermomechanical 65
Gambar 3. 25 Pemodelan roda pada kondisi lurus 67
Gambar 3. 26 Pemodelan roda pada kondisi berbelok 68
Gambar 3. 27 Pemodelan Roda pada Kondisi *Crossing* 68
Gambar 3. 28 Pemodelan pada kondisi pengereman. (a) Input Power, (b) Input Konveksi. 69
Gambar 3. 29 Penempatan Probe Pengukuran Tegangan Residual 70

Gambar 4. 1 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 15 mm) 73
Gambar 4. 2 Tegangan Geser Kondisi Belok (Fillet 15 mm) 73
Gambar 4. 3 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 15 mm). 73

Gambar 4. 4 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 16 mm)..... 74
Gambar 4. 5 Tegangan Geser Kondisi Berbelok (Fillet 16 mm). 74
Gambar 4. 6 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 16 mm). 75
Gambar 4. 7 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Diameter 920mm) 75
Gambar 4. 8 Tegangan Geser Kondisi Belok (Diameter 920mm) 75
Gambar 4. 9 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Diameter 920mm) 76
Gambar 4. 10 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 17 mm).... 77
Gambar 4. 11 Tegangan Geser Kondisi Berbelok (Fillet 17 mm) 77
Gambar 4. 12 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 17 mm) 77
Gambar 4. 13 Hasil *Lateral Displacement* 79
Gambar 4. 14 Hasil Temperatur Pendinginan 79
Gambar 4. 15 Hasil Tegangan Residual pada sektor 1 dan kedalaman 15 mm 80
Gambar 4. 16 Gaya Gesek pada Kondisi Belok 82

Gambar 5. 1 Dimensi Roda Kereta Api Semi Cepat Baru 83

Gambar C- 1 Dimensi Roda Kereta Api Hasil Modifikasi..... 90

Gambar D- 1 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 15 mm .. 91
Gambar D- 2 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 30 mm .. 91
Gambar D- 3 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 45 mm .. 92
Gambar D- 4 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 60 mm .. 92
Gambar D- 5 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 15 mm .. 92
Gambar D- 6 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 30 mm .. 92
Gambar D- 7 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 45 mm .. 92
Gambar D- 8 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 60 mm .. 92
Gambar D- 9 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 15 mm .. 92
Gambar D- 10 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 30 mm 92
Gambar D- 11 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 45 mm 92
Gambar D- 12 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 60 mm 92

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Spesifikasi tegangan-regangan teknik pada roda dengan rel U33 (Roya, 2014) 8
Tabel 2. 2 Spesifikasi tegangan-regangan sebenarnya pada roda kereta (Roya, 2014) 9
Tabel 2. 3 Perbandingan penelitian terdahulu 20

Tabel 3. 1 Properties Material Rel R60 (Singh, 2016) 44
Tabel 3. 2 Properties Material SSW-Q3s (Vinod, 2014) (PT. INKA, 2017) (Jaifu, 2018) 45
Tabel 3. 3 Properti Material R7T (Roya, 2014) 47
Tabel 3. 4 Spesifikasi regangan-tegangan plastis material R7T (Roya, 2014) 48
Tabel 3. 5 Properties Thermal Material R7T dengan Fungsi Temperatur (Donzella, 2016) 48
Tabel 3. 6 Properti Material Rel U33 (Roya, 2014) 57
Tabel 3. 7 Parameter proses meshing 61
Tabel 3. 8 Uji Konvergensi Mechanical 62
Tabel 3. 9 Parameter Proses Meshing *Drag Braking* 63
Tabel 3. 10 Material Properties AAR grade B (Peng, 2012) 63
Tabel 3. 11 Uji Konvergensi Thermomechanical 64
Tabel 3. 12 Pemodelan Modifikasi Roda Kereta 66

Tabel 4. 1 Gaya Reaksi pada Daerah Kontak 71
Tabel 4. 2 Hasil Tegangan Geser 78
Tabel 4. 3 Hasil Tegangan Residual 80
Tabel 4. 4 Hasil *Lateral Displacement* 81

Tabel A- 1 Kelas Jalan Rel 88

Tabel B- 1 Kelas Jalan Penentu 89

DAFTAR SIMBOL

Fz	Gaya Vertikal	N
Fy2	Gaya Lateral Kondisi Belok	N
Fy3	Gaya Lateral Kondisi Crossing	N
P	Gaya Vertikal Maksimum	N
Wb	Berat Gerbong Kereta	Kg
Wp	Jumlah Penumpang x 80kg	Kg
k	Koefisien Dinamis (Beban penuh =1.3)	-
Fl	Beban Lateral	N
Fa	Beban Gandar	N
Vmaks	Kecepatan Maksimal Kereta	km/jam
R	Jari-jari Lengkungan Belokan	m
Fb	Gaya Pengereman	N
μ	Koefisien Gesek Brake Shoes	-
Ft	Gaya akibat Akselerasi	N
m	Beban Total Kereta	Kg
a	Akselerasi Kereta	m/s2
Fn	Gaya Normal	N
A	Jarak antara Pusat Gravitasi dengan Tumpuan Bogie Belakang	m
B	Jarak antara Pusat Gravitasi dengan Tumpuan Bogie Depan	m
g	Gaya Gravitasi	N
h	Ketinggian Pusat Gravitasi dari Tumpuan Bogie	m
T	Momen	Nm

Fs	Gaya Sentrifugal	N
V	Kecepatan Kereta	km/jam
t	Tinggi CG terhadap Rel	m
l	Lebar Rel	m
θ	Sudut Kemiringan Lintasan	derajat
b	Setengah Panjang Kontak	mm
r	Jari-jari Silinder	mm
v	Rasio Poisson Silinder	-
L	Panjang dari Kontak	mm
E	Modulus Elastisitas Silinder	-
Pmax	Tekanan Kontak Maksimum	Mpa
Pa	Power akibat Drag Braking	kW
α	Slope	‰
va	Kecepatan Operasi	m/s
σi	Tegangan Residual Rata-rata Tiap Sektor	Mpa
σn	Tegangan Residual Rata-rata Seluruh Sektor	Mpa

BAB 1
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kereta api adalah transportasi rel yang terdiri dari serangkaian kendaraan yang ditarik sepanjang jalur kereta api untuk mengangkut kargo atau penumpang. Berdasarkan kecepatannya, kereta api dibedakan menjadi 3 jenis, yaitu kereta kecepatan rendah, sedang dan tinggi. Di Indonesia sendiri kini hanya memiliki kereta dengan kecepatan rendah (maksimal 80-100 km/jam) yang beroperasi antar kota di Jawa dan Sumatra, sedangkan di Sulawesi, Bali, Kalimantan, dan Papua masih belum terdapat transportasi kereta. Di Indonesia juga belum ada produsen roda kereta api semi cepat.

Untuk memenuhi jumlah pengguna kereta api yang semakin banyak, dan memenuhi kebutuhan kereta di beberapa pulau lain maka diperlukan kereta api semi cepat agar dapat beroperasi dengan cepat dan dapat menampung lebih banyak orang perharinya. PT. INKA sedang mengembangkan kereta api semi cepat. Salah satu komponen penting dalam suatu desain kendaraan adalah bagian roda, karena roda harus mampu menopang beban pada kondisi lintasan lurus, berbelok, *crossing* dan pengereman. Material yang digunakan pada roda kereta bermacam-macam, seperti R7T, SSW-Q3S, dll. Material R7T digunakan pada penelitian Roya Sodet A. (2014), dimana penelitian ini membahas uji tegangan maksimum dan tegangan kontak roda dengan variasi jenis rel. Sedangkan material SSW-Q3S digunakan oleh PT. INKA pada desain roda kereta kecepatan rendah.

Seiring berkembangnya teknologi di bidang desain, memungkinkan untuk melakukan riset serta simulasi terhadap suatu kendaraan, part dari suatu kendaraan, dll serta memungkinkan untuk melakukan simulasi kekuatan, temperature,

fluida, dll terhadap suatu benda uji. Hal ini sangat bermanfaat untuk meningkatkan produktivitas dalam mendesain suatu produk. Dalam tugas akhir ini akan dilakukan simulasi terhadap roda kereta api milik PT.INKA yang sudah ada yang beroperasi pada kecepatan rendah dengan pembebanan kereta api semi cepat. Simulasi dilakukan pada aspek mechanical dan thermomechanical berdasarkan standar EN-13979, serta dilakukan modifikasi terhadap dimensi dan material roda apabila hasil simulasi tidak memenuhi standar. Pada simulasi mechanical dilakukan simulasi menggunakan aplikasi ANSYS dengan metode *trancient structural* sedangkan pada simulasi thermomechanical menggunakn metode *trancient thermal*. Dalam penelitian ini diharapkan didapatkan desain roda baru yang lolos simulasi mechanical dan thermomechanical dengan pengaplikasiannya pada kereta api semi cepat.

1.2 Rumusan Masalah

Pada tugas akhir ini terdapat beberapa rumusan masalah yang akan dibahas mengenai modifikasi yang diterapkan pada roda kereta milik PT. INKA, diantaranya sebagai berikut :

1. Apakah roda kereta api milik PT.INKA yang sudah ada yang digunakan pada kecepatan rendah menjadi digunakan pada kecepatan sedang masih memenuhi standar EN-13979?
2. Apabila pada point 1 tidak memenuhi standar, modifikasi seperti apa yang dilakukan agar dapat memenuhi standar?

1.3 Tujuan

Pada tugas akhir ini memiliki beberapa tujuan, diantaranya :

1. Mensimulasikan roda kereta api milik PT.INKA yang sudah ada yang digunakan pada kecepatan rendah menjadi digunakan pada kecepatan sedang secara mechanical dan thermomechanical berdasarkan standar EN-13979.
2. Memodifikasi roda kereta milik PT. INKA yang sudah ada apabila tidak memenuhi standar pengujian EN-13979 secara mechanical dan thermomechanical pada kecepatan sedang.

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. Variasi fillet interface 15mm, 16mm, dan 17mm.
2. Variasi diameter 920mm, 940mm, dan 960mm.
3. Variasi material SSW-Q3s, R7T
4. Pada simulasi digunakan tipe rel R60, lebar rel 1435mm, dan jenis kereta penggerak push-pull.
5. Simulasi mechanical dan thermomechanical pada roda menggunakan metode elemen hingga, dengan pembebanan statis, tanpa menyertakan kondisi *heat treatment* pada permukaan roda.
6. Simulasi dilakukan dengan 4 kondisi, yaitu lurus, berbelok, *crossing* dan pengereman sesuai standar EN 13979.
7. Desain awal roda kereta dan material roda mengacu pada desain roda kereta milik PT. INKA.
8. Keausan pada daerah kontak antara rel dan roda diabaikan, suspensi pada bogie diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Hasil yang didapat dari penelitian ini diharapkan dapat menjadi referensi mengenai pengaruh modifikasi *fillet*, diameter, dan material pada roda kereta sehingga didapatkan dimensi roda kereta yang optimum dan dapat beroperasi pada kecepatan sedang, khususnya bagi PT. INKA.
2. Penelitian ini menjadi media pengembangan ilmu pengetahuan di bidang struktur dan transportasi massal, khususnya kereta.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab II ini dibagi menjadi dua sub bab, yaitu sub bab tinjauan pustaka serta subbab dasar teori yang digunakan penulis sebagai acuan untuk melakukan analisa penelitian. Tinjauan pustaka berisi penelitian-penelitian terdahulu yang berfungsi sebagai referensi data dan validasi terhadap penelitian yang dilakukan oleh penulis. Pada sub bab kedua, yaitu dasar teori menjelaskan mengenai teori-teori yang menunjang dan berhubungan dengan penelitian penulis. Dasar teori bersumber dari beberapa buku yang terkait dengan penelitian penulis. Pada dasar teori ini dibagi menjadi beberapa sub bab, diantaranya roda kereta, wheelset, konsep membelok, gaya-gaya pada roda kereta, kontak hertz, serta *finite element method*..

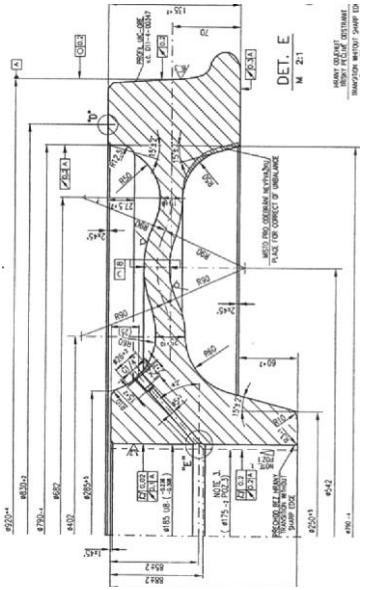
2.1 Tinjauan Pustaka

Dalam melakukan penelitian, diperlukan tinjauan pustaka mengenai penelitian-penelitian terdahulu sebagai referensi data serta sebagai referensi validasi terhadap penelitian penulis. Penelitian terdahulu yang berhubungan dengan penelitian penulis diantaranya penelitian dari Roya Sodet A. (2014), P. Vinod (2014), H. D. Singh (2016), dan D. Peng (2012).

Pada penelitian yang dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh (2014) yang berjudul "Analisa Tegangan Elastis-Plastis pada Roda Kereta" dilakukan pemodelan terhadap kontak stress dari roda dan rel yang biasa digunakan oleh armada iran. Pemodelan ini dilakukan pada kondisi *static load* (beban statis). Selain itu dianalisa pula efek dari diameter roda, *axle load*, material roda, dan tipe rel terhadap nilai stressnya.

Pada penelitian ini digunakan roda dengan diameter 920 mm yang biasa digunakan iran dengan model rel UIC60 dan U33

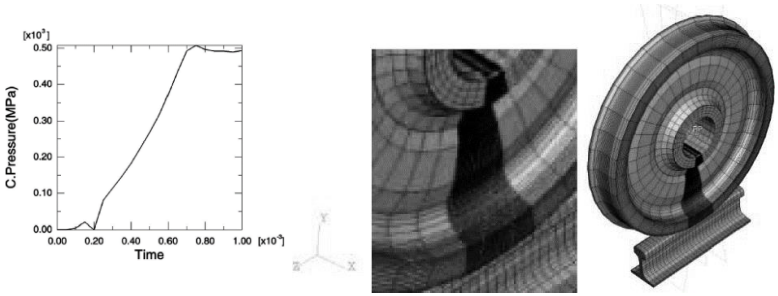
yang mempunyai kemiringan 1:20. Panjang rel dianggap 600 mm untuk pemodelan dan roda dianggap sebagai tipe *deformable solid.*



Gambar 2. 1 Sketsa roda kereta yang digunakan pada penelitian (Roya, 2014)

Langkah pertama, Roda diberi material R7T dengan nilai modulus elastis 206 GPa, yield stress 545 MPa, dan koefisien poisson 0.27 dengan rel UIC60 dan U33 yang memiliki nilai modulus elastis 210 GPa, yield stress 550 MPa, dan koefisien poisson 0.3. Untuk pemodelan pertama ini rel dan roda dianggap sepenuhnya elastis agar dapat dibandingkan nilai stressnya dengan teori hertz. Area kontak diasumsikan berada 70 mm dari *flange* dan diberikan beban statis pada tiap roda sebesar 63.75 kN (karena beban kereta saat penuh adalah 51 ton). Diberikan kondisi *boundary* nya dengan rel solid dan di *restrained* (*fixed*). Roda ditahan pada segala arah kecuali arah vertikal untuk diberikan beban statis. Lalu dilakukan meshing dengan tipe C3D8R dan

meshing lebih kecil di apliskasikan pada kontak area antara roda dan rel. Didapatkan nilai kontak pressure sebesar 485 Mpa.

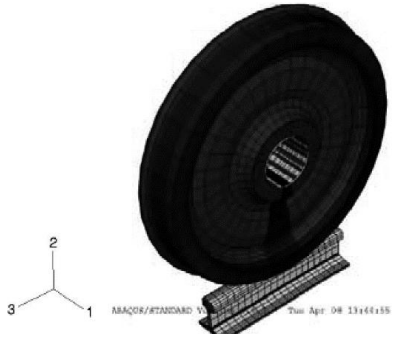


Gambar 2. 2(a) Grafik tekanan kontak, (b) Permodelan roda dan rel UIC60 (Roya, 2014)

Karena nilai dari kontak pressure lebih kecil dari batas *yield* dari roda (545 MPa) maka roda tidak masuk kondisi plastis. Berdasarkan dari teori Hertz (metode analisis) nilai kontak pressure untuk roda dan rel UIC60 adalah 497 MPa. Hasil dari metode FEM menyerupai hasil dari teori Hertz hanya dengan perbedaan 2%.

Langkah kedua, pemodelan dan analisis roda dengan rel U33. Karena radius curve dari rel U33 lebih kecil dari rel UIC60 maka kontak area seharusnya lebih kecil dan kontak pressure lebih besar. Pemodelan dilakukan menggunakan komputer dapat dilihat pada gambar 2.3.

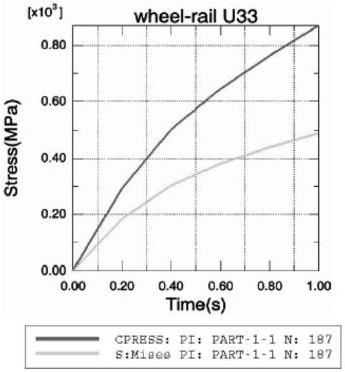
Pada analisa statis, deformasi plastis dari rel diabaikan dan rel dianggap diskrit dan rigid (kaku). Bentuk elemen roda adalah tipe C3D8R dan bentuk elemen rel adalah R3D4. Setelah dilakukan analisa didapatkan maximum pressure (tekanan maksimal) sebesar 870 MPa dan stress von-mises sebesar 489 Mpa (gambar 2.4). Setelah meninjau respon *convergence*, analisa elastis-plastis dilakukan dengan data tabel 2.2



Gambar 2. 3 Pemodelan roda dengan rel U33[1]

Tabel 2. 1 Spesifikasi tegangan-regangan teknik pada roda dengan rel U33 (Roya, 2014)

Engineering stress (MPa)	Engineering strain
745	0.025
845	0.05
875	0.095



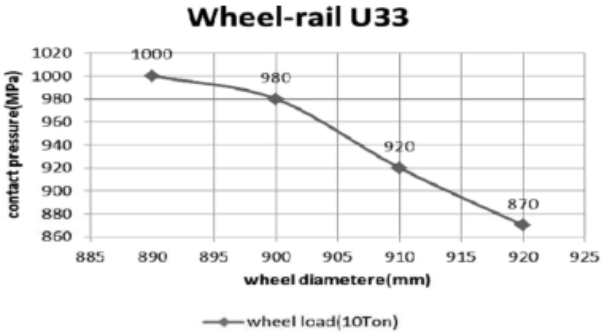
Gambar 2. 4 Tekanan Maksimum dan nilai Tegangan Von Misses pada roda dan kontak rel U33 (Roya, 2014)

Tabel 2. 2 Spesifikasi tegangan-regangan sebenarnya pada roda kereta (Roya, 2014)

Plastic stress (MPa)	Plastic strain
545	0
763.625	0.02099
887.25	0.0863
958.125	0.0863

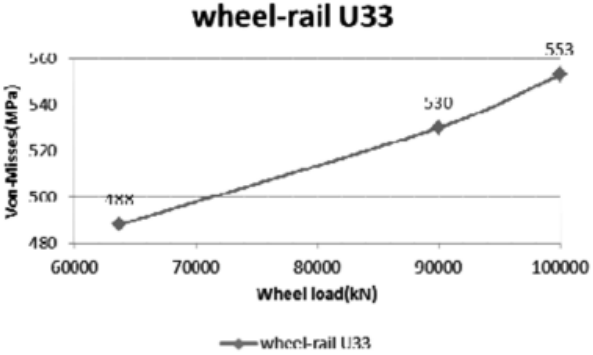
Berdasarkan analisa dari program, nilai maximum pressure akan sama dengan 870 MPa, karena nilai stress von-mises pada langkah elastis-plastis adalah 489 MPa. Nilai ini kurang dari nilai yield stress roda, maka stress tidak memasuki batas plastis. Dengan membandingkan gambar 2.4 dapat dilihat bahwa dalam kondisi pembebanan statis hasil analisa elastis dan elastis-statis adalah sama.

Penelitian ini juga menganalisa efek parameter dari roda dan rel terhadap stress. Ada 4 hal yang dianalisa yaitu efek dari diameter roda, efek dari beban gandar (*axle load*), efek dari material roda, dan efek dari tipe rel.



Gambar 2. 5 Grafik perbandingan diameter roda terhadap tekanan kontak (Roya, 2014)

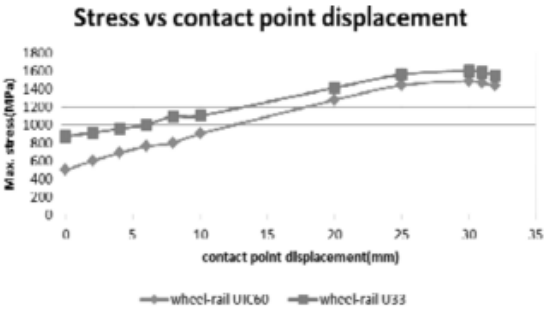
Gambar 2.5 menunjukan efek diameter roda terhadap nilai stress, dengan beban dinamis 100 kN yang dibebankan pada roda S1002 pada rel U33 nilai kontak stress akan bervariasi tergantung dari besar diameter rodanya. Dari gambar diatas diberikan diameter 920, 910, 900, dan 890 mm. dapat disimpulkan peningkatan diameter roda menyebabkan berkurangnya kontak pressure maka nilai stress akan berkurang.



Gambar 2. 6 Efek perubahan beban terhadap tegangan area kontak (Roya, 2014)

Pada gambar 2.6, untuk beban quasi statis dengan nilai 100 kN dengan proporsi ke sekitar 63.75 kN, stress von-mises akan berkurang dari 553 MPa menjadi 488 MPa. Dengan mengganti nilai quasi statis menjadi 90 kN nilai stress von-misesnya menjadi 530 MPa.

Dengan mengganti material roda dari R7T menjadi R9T, nilai stress von-mises berubah dari 553 MPa menjadi 584 MPa. Pada gambar 2.7, didasarkan dari perpindahan lateral roda diatas rel. dengan membandingkan stress di setiap saat, dapat dipahami bahwa nilai kontak stress dari kontak roda dengan rel UIC60 lebih kecil dari pada kontak stress dari kontak roda dengan rel U33. Pada daerah tread roda (70mm dari *flange*), kontak pressure untuk rel UIC60 sama dengan 497 MPa sedangkan kontak pressure untuk rel U33 sama dengan 876 MPa.

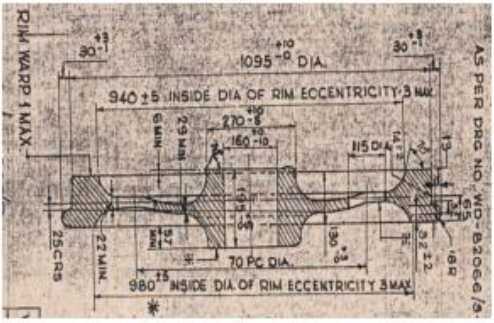


Gambar 2. 7 Efek tipe rel (Roya, 2014)

Penelitian oleh P.Vinod pada tahun 2014 berjudul "Analisa Roda Kereta terhadap Variasi Tegangan". Penelitian tersebut bertujuan untuk mengetahui perilaku roda saat diberikan beban structural, beban termal, gabungan beban structural dan thermal ketika roda berada pada kondisi pengereman. Model roda kereta yang digunakan berasal dari workshop kereta dan didesain menggunakan PRO/E kemudian dimodelkan menggunakan ANSYS. Pemodelan yang dilakukan sebagai 2D axisymmetric model. Penelitian dilakukan dalam 4 tahap. Tahap pertama diberikan beban struktural pada roda untuk mencari defleksi maksimum dan tegangannya. Pada tahap kedua diberikan beban thermal pada roda untuk mendapatkan suhu maksimum yang dapat ditahan oleh roda. Ketiga dengan memberikan beban struktural dan beban thermal sekaligus pada roda untuk mendapatkan nilai defleksi maksimum serta tegangan maksimum. Keempat, diberikan modifikasi fillet pada interface roda dan dilakukan analisis seperti ketiga tahap sebelumnya.

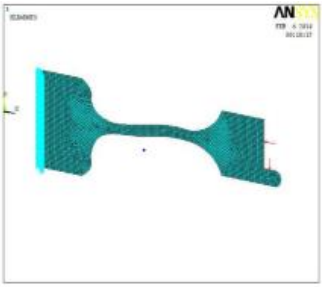
Material roda yang digunakan pada peneitian ini menggunakan AAR M107 *class* U yang memilii karakteristik elastis serta memiliki persentase karbon sebesar 0.6-0.79 %. Untuk menunjang penelitian tersebut, diberikan beberapa 5 asumsi. Yang pertama, dikarenakan pengeraman yang intensif, akan ada

tambahan energi traksi yang dikonsumsi dan beban *thermal*. Ini dilakukan untuk mempertahankan kereta di kecepatan konstan. Kedua dapat diasumsikan *bogie* beroda 4 yang membawa beban sebesar 220 KN. *Bogie* melaju pada kecepatan 80 Km/h dan diberhantikan dengan satu *brake shoe* pada tiap roda dalam 30 detik. Ketiga, panas yang dihasilkan terdistribusi sergam sekeliling roda. Keempat, selain dari beban *thermal* yang dihasilkan karena pengereman, roda juga terkena beban vertikal dan horizontal yang bernilai 320 KN dan 160 KN. Dan kelima, beban *bogie* terdistribusi secara rata pada keempat roda.



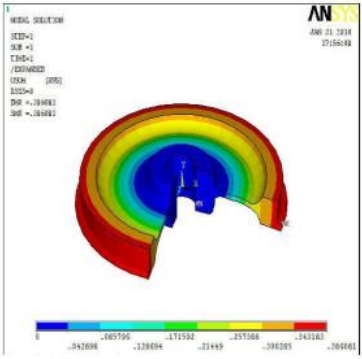
Gambar 2. 8 Cross-section roda kereta penelitian P.Vinod (P. Vinod, 2014)

Dari hasil analisa pada kasus pertama (analisa beban structural) didapat

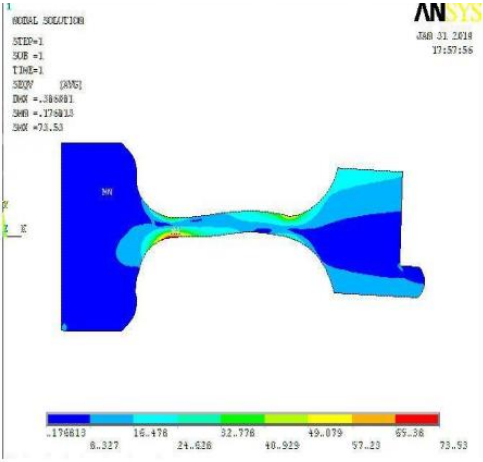


Gambar 2. 9 Penerapan beban structural dan kondisi boundary pada roda (P. Vinod, 2014)

Roda diberi beban vertikal dan horizontal sebesar 320 KN dan 160 KN pada bagian rim dan bagian hub dianggap *constrained*.



Gambar 2. 10 Structural displacement dari roda kerena beban struktural (P. Vinod, 2014)



Gambar 2. 11 Von mises stress distribution karena beban structural (P. Vinod, 2014)

Dari analisa ini didapat nilai defleksi maksimum sebesar 0.38606 mm pada bagian rim dari roda dan didapatkan nilai *stress* maksimum sebesar 73.53 N/mm^2 dibagian bawah dari plate.

Pada penelitian ini diberi modifikasi profil fillet radius pada *interface* didapat :

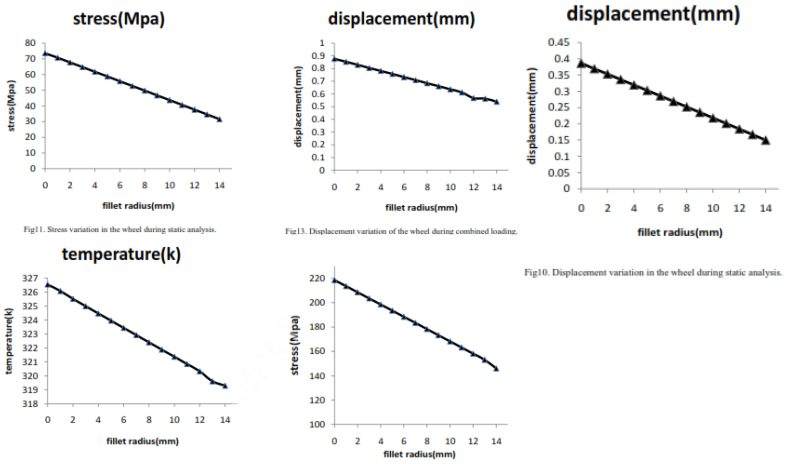


Fig11. Stress variation in the wheel during static analysis.

Fig13. Displacement variation of the wheel during combined loading.

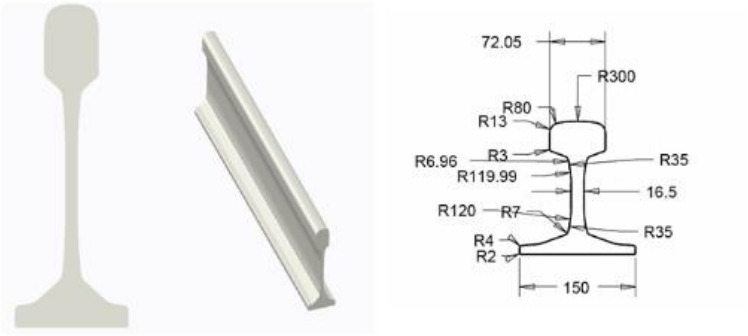
Fig10. Displacement variation in the wheel during static analysis.

Gambar 2. 12 Grafik hubungan antara radius fillet dengan perlakuan beban tegangan dan thermal (P. Vinod, 2014)

Dari seluruh gambar diatas dapat diketahui bahwa pemberian modifikasi *filler radius* pada *interface* dapat mengurangi nilai defleksi dan stress yang dialami roda.

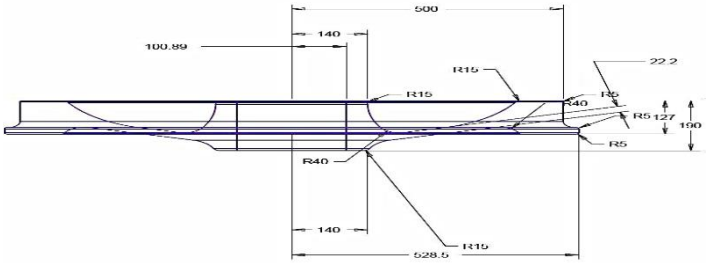
Berikutnya penelitian dari Devindra Singh pada tahun 2016. Dalam penelitian ini, peneliti melakukan pemodelan dan analisa geometri dari roda dan rel untuk mengetahu nilai maksimum tegangan geser (*shear stress)* kontak melalui tiga cara yang berbeda. Dalam melakukan pemodelan, sangat penting untuk menjaga keakuratan desain dan dimensi dari rel dan roda, oleh karena itu peneliti memodelkan rel dari standar internasional yang disediakan oleh UIC (*International Union of Railways*) dan model dari roda didapatkan dari pabrik roda kereta di india yang terletak di Bangalore. Dikarenakan pada Negara India yang paling banyak digunakan adalah bagian UIC maka peneliti memilih rel UIC 60kg/m (didesain untuk menampung hingga kecepatan 160

km/jam) ini sebagai geometri dalam pemodelannya. Berikut merupakan material *grade* 880 (UTS 90 Mpa)



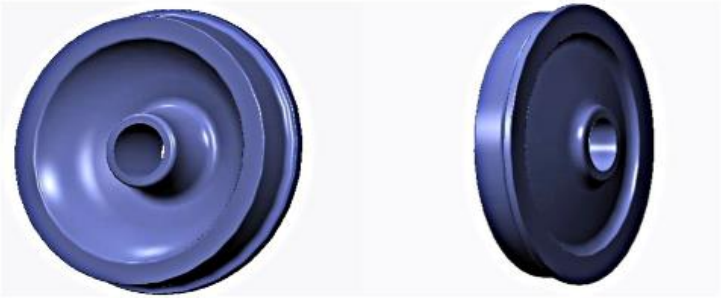
Gambar 2. 13 Spesifikasi rel UIC 60kg/m (Singh, 2016)

Selain spesifikasi rel diatas, berikut juga disediakan spesifikasi roda yang didapatkan dari pabrik roda kereta india.



Gambar 2. 14 Desain roda kereta (Singh, 2016)

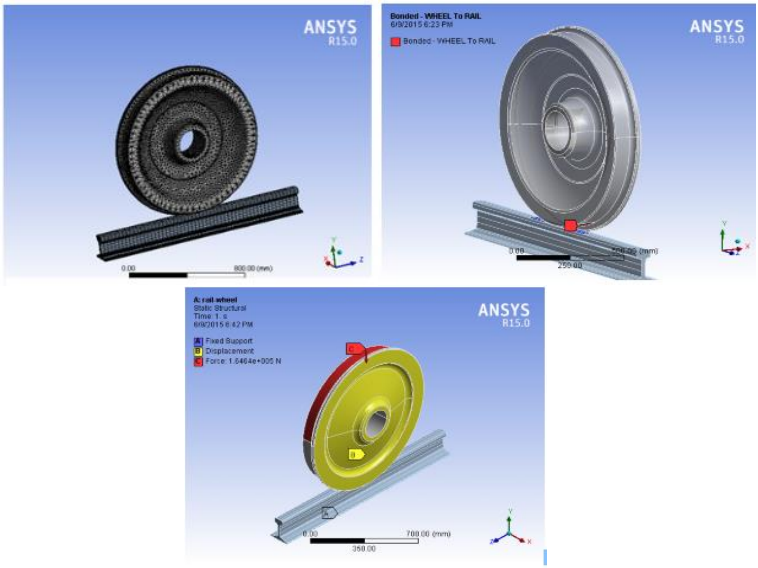
Pada penelitian ini dilakukan pembandingan nilai tegangan geser antara 3 metode, yaitu dengan simulasi menggunakan aplikasi Ansys, perhitungan manual, dan menggunakan kalkulator khusus. Berikut metode-metode yang digunakan.



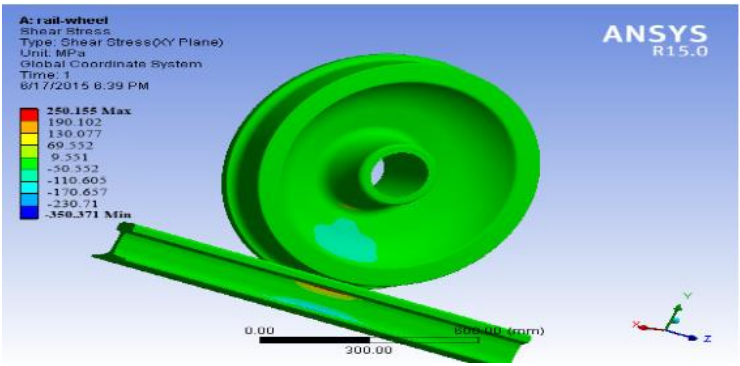
Gambar 2. 15 Model 3 dimensi roda kereta (Singh, 2016)

A. Tegangan geser kontak berdasarkan Simulasi ANSYS

Pada simulasi diketahui nilai *wheel load* yaitu sebesar 164640 N yang diaplikasikan pada roda bagian atas sebagai *vertical load* nya lalu dilakukan simulasi untuk mendapatkan tegangan gesernya sebagai berikut.



Gambar 2. 16 *Meshing* dan pemberian *boundary condition* (Singh, 2016)



Gambar 2. 17 Analisa model dari tegangan geser (*shear stress*) (Singh, 2016)

Dapat dilihat bahwa nilai maksimum tegangan geser kontaknya adalah 250.155 Mpa atau 250.155 N/m^2 yang sama dengan 25.5 kg/mm^2.

B. Tegangan geser kontak berdasarkan rumus Hertzian

Diketahui bahwa rumus dari maksimum tegangan geser (Tmax) sebagai berikut :

$$T_{max} = 4.13 \left(\frac{P}{R}\right)^{1/2}$$

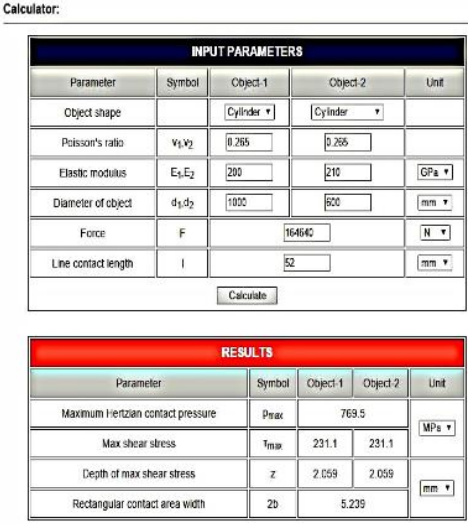
Dimana Tmax dalam kg/mm^2, R adalah jari jari roda dalam mm dan P adalah beban statis roda dalam kg + 1000 kg karena pembebanan saat belokan. Dengan mensubstitusi nilai

P = 164640 N = 16782.87 kg + 1000 kg karena pembebanan belokan = 17782.87 kg

R = 500 mm

Didapatkan nilai Tmax sebesar 24.63 kg/mm^2.

C. Tegangan geser kontak berdasarkan kalkulator tegangan Hertzian

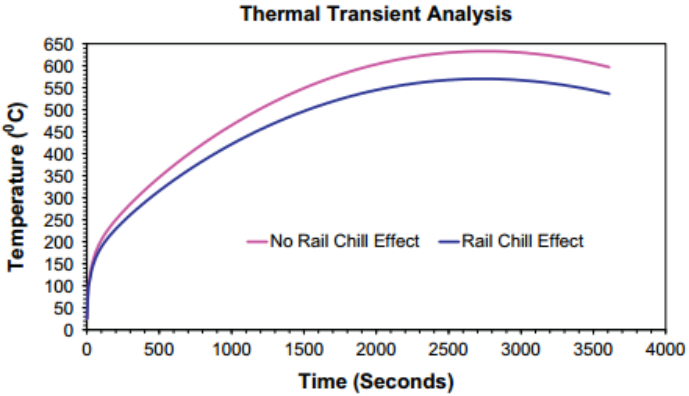


Gambar 2. 19 Kalkulator Hertzian (Singh, 2016)

Setelah dilakukan memasukan nilai parameter yang diketahui dapat dilihat bahwa menggunakan kalkulator tegangan Hertzian didapat nilai Tmax sebesar 231.1 Mpa atau 23.55 kg/mm^2. Karena nilai maksimum kontak stress yang diizinkan untuk *broad gauge* adalah 30% dari nilai UTS yaitu 27 Kg/mm^2 maka semua perhitungan tersebut masih dalam batas yang diizinkan sehingga dapat dikatakan aman untuk rel UIC 60 kg dengan 90 UTS menampung *axle load* sebesar 33.6 ton. Dimana biasanya kereta barang india hanya memili *axle load* sebesar 25 ton untuk rel UIC 60 kg.

Berikutnya adalah penelitian dari D. Peng pada tahun 2012. Penelitian ini membahas mengenai metode untuk mengatasi peningkatan *thermal fatigue crack* pada roda kereta, yang memungkinkan terjadi selama pendinginan roda setelah pengereman. Pada penelitian ini menggunakan metode simulasi elemen hingga 3D non-linier untuk mengevaluasi tegangan thermal

dan pengaruhnya terhadap retak pada roda. Dalam penelitian ini dilakukan uji thermomechanical pada roda kereta dengan kondisi *drag braking*. Material yang digunakan adalah AAR grade B dimana pada bagian kontak antara roda dan *brake shoes* diberikan input power sebesar 26 kW dengan durasi *drag braking* 2700 s dan durasi *cooling* 900 s.



Gambar 2. 20 Grafik Perubahan Suhu terhadap Waktu *Drag Braking* (Peng, 2012)

Grafik diatas menunjukkan perubahan temperature pada daerah rim selama proses *drag braking* dan *cooling.* Saat *drag braking* selama 120 s suhu pada rim mencapai 100 derajat celcius, dan setelah 2700 s suhu pada rim meningkat hingga 632 derajat celcius untuk kondisi tanpa pendinginan dan 570 derajat celcius dengan pendinginan. Kemudian roda diberikan pendinginan selama 900 s hingga suhu mencapai 500 derajat celcius.

Tabel 2. 3 Perbandingan penelitian terdahulu

Deskripsi	Roya (2014)	P. Vinod (2014)	Davendra (2016)	D. Peng (2012)	Peneliti
Analisa	Mechanical	Mechanical dan Thermo-mechanical	Mechanical	Thermo-mechanical	Mechanical dan Thermo-mechanical
Metode	Numerik	Numerik	Analitis, Numerik	Numerik	Numerik
Software	ABAQUS	ANSYS, PRO/E	ANSYS, Kalkulator Hertzian, Creo Parametric	FEMAP	Solidwork, ANSYS
Modifikasi	Diameter roda, axle load, tipe rel, material roda	Fillet radius dari interface roda	Standar	Standar	Fillet Interface, Diameter, Material
Beban	Beban Vertikal	Beban Vertikal, Lateral, Power (*Stop Braking)*	Beban Vertikal	Power (*drag braking)*	Beban Vertikal, Lateral, Power (*Drag Braking)*
Kondisi	Lurus	*Stop Braking*	Lurus	*Drag Braking*	Lurus, Belok, *Crossing, Drag Braking*
Material Roda	R7T, R9T	AAR M107	-	AAR grade B	SSW Q3s, R7T
Kecepatan	Sedang	Rendah	Sedang	Sedang	Sedang

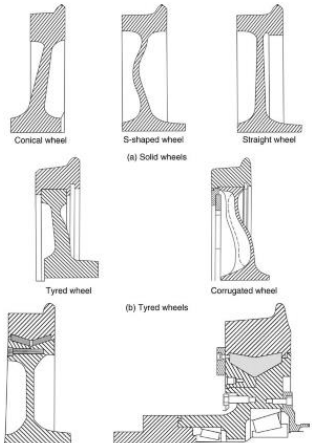
2.2 Dasar Teori

2.2.1 Roda Kereta

Roda (*wheels*) dan poros (*axles*) adalah bagian paling penting dari kereta api. Roda dibagi menjadi tipe *solid, tyre,* dan *assembly* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.21. Roda *solid* (gambar 2.21a) memiliki tiga elemen utama yaitu: *tyre* (ban), *disc*, dan *hub* (pusat) dan utamanya hanya berbeda dalam bentuk disc

nya. Roda *tyred* (gambar 2.21b) mempunyai sebuah *tyre* yang dipasang pada *disc* roda yang dapat dibongkar dan diganti ketika mencapai batas maksimum putarannya (*turning*).

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. Pada penelitian ini digunakan *disc* dengan tipe *S-Shaped* yang memiliki kelebihan dalam hal mengurangi gaya yang terjadi antara roda dan rel.



Gambar 2. 21 (a)Roda Solid, (b)Roda Tyred (Redtenbacher, 1855)

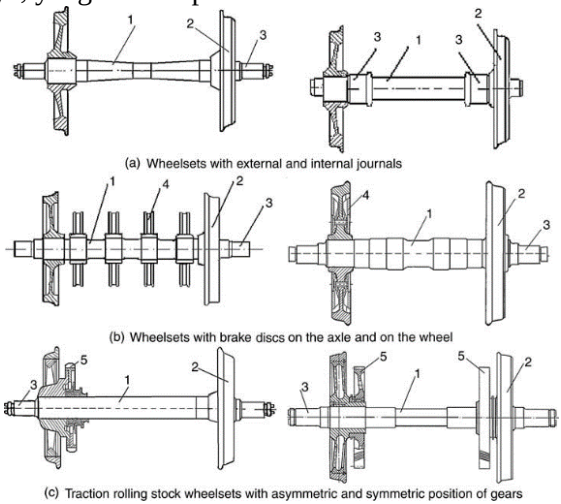
2.2.2 Wheelset

Sebuah wheelset terdiri dari dua roda yang dihubungkan oleh sebuah poros. Wheelset didukung oleh bearing yang terpasang pada *axle journal*. Wheelset memiliki beberapa fungsi, diantaranya menyediakan jarak yang dibutuhkan antara gerbong dengan track,

menentukan gerak dalam *rail gauge*, termasuk saat belok dan pindah rel, untuk meneruskan gaya traksi dan brake terhadap rel guna mempercepat atau memperlambat gerbong.

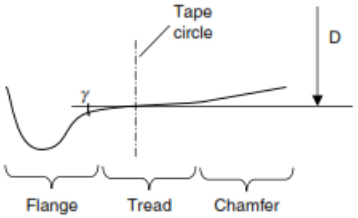
Desain dari wheelset tergantung pada beberapa hal berikut, diantaranya tipe gerbong (pengikut atau traksi), tipe sistem pengereman yang digunakan (*shoe brake*, *brake disc* pada roda, atau *brake disc* pada *axle*), konstruksi dari pusat roda dan posisi dari *bearing* pada *axle* (diluar atau didalam), keinginan untuk membatasi gaya frekuensi tinggi dengan menggunakan elemen elastis antara pusat roda dan roda ban.

Tipe utama dari desain wheelset ditunjukkan pada gambar 2.20 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 bergulirnya, yang disebut profil roda.



Gambar 2. 22 Tipe utama dari desain wheelset. (1, axle; 2, roda (wheel); 3, journal; 4, brake disc; 5, tooth gear) (Redtenbacher, 1855)

Pada kondisi berbelok, radius rel bagian luar lebih besar daripada rel bagian dalam. Hal ini menyebabkan roda silinder bagian luar membutuhkan jarak tempuh lebih jauh daripada roda silinder bagian dalam. Gerakan roda pada rel bagian dalam dan luar harus memiliki jumlah rotasi per waktu yang sama. Untuk mencapai hal tersebut ketika berbelok, maka salah satu atau kedua roda harus terjadi slip sehingga memperbesar rolling resistance dan menyebabkan *wear* pada roda dan rel. Kondisi slip dapat terjadi dengan memproses permukaan rolling pada roda ke profil berkerucut dengan variabel kecenderungan sudut γ terhadap axis dari wheelset seperti pada gambar 2.21.



Gambar 2. 23 Elemen utama dari sebuah profil roda
(Redtenbacher, 1855)

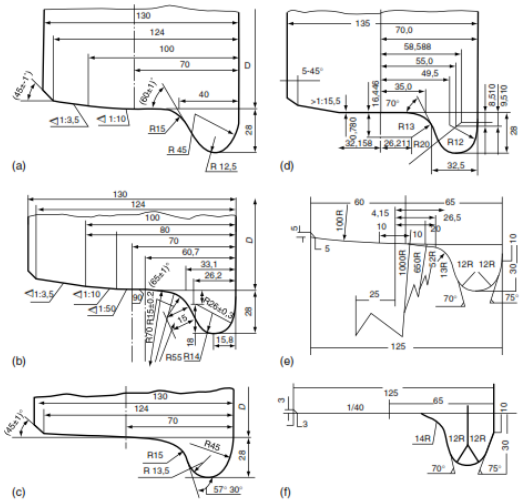
Posisi titik kontak ketika wheelset berada pada posisi pusat pada rel menentukan yang biasa disebut *tape circle*, dimana diameter roda diukur. Pada sisi dalam dari roda, profil kerucut mempunyai *flange* yang mencegah *derailment* dan menuntun gerbong ketika gaya *creep* yang tersedia telah habis.

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. Dapat dilihat untuk setiap radius belok hanya ada satu nilai konisitas yang mengeliminasi *slip*. Karena *railways* yang berbeda mempunyai variasi populasi dari setiap radius belok bentuk dari profil roda yang memberikan *slip* minimum tergantung dari fitur treknya. Administrasi *railways*

biasanya menspesifikasikan allowable profil roda untuk infrastruktur mereka dan batas diperbolehkannya *wear* sebelum pemrofilan ulang dilakukan.

Gambar 2.24 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* antara 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 kecenderungan *flange* biasanya antara 65 dan 70 derajat. Di sekitar 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. 24 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) (Redtenbacher, 1855)

Pada kereta kecepatan menengah terdapat beberapa kriteria tersendiri dibandingkan dengan kereta kecepatan rendah dan tinggi. Berikut kriteria mengenai kereta kecepatan menengah.

Tabel 2.4 Kriteria kereta kecepatan menengah (Menteri Perhubungan RI, 2019)(Menteri Perhubungan, 2012)(SKF, 2011)

Deskripsi	**Nilai**	**Satuan**
Kecepatan kereta	80-160	Km/jam
Lebar Rel	1435	Mm
Konisitas *tape circle*	1:20 – 1:40	-
Diameter roda	900-1300	mm
Lebar Profil Roda	125-135	mm
Tinggi Flange	28-30	mm
Beban maksimum gandar	22.5	ton
Jenis Rel (Indonesia)	R60	-

Gambar 2. 25 Posisi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) *single-point contact*; (b) *two-point contact*; (c) *conformal contact* (Redtenbacher, 1855)

Sudah jelas bahwa kondisi kotak 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 2.25 *Single-point contact* (satu titik) (a) terjadi diantara kerucut (conical) atau *tread worn wheel profiles* dan profil rel membulat. Roda akan aus dengan cepat menuju bentuk lokal rel. Dengan *two-*

point contact (dua titik) (b) menambahkan sentuhan antara roda dan rel dengan *flange*. Dengan hal ini, *rolling contact* memiliki dua perbedaan yang menyebabkan slip intensif dan keausan dengan cepat *flange. Conformal contact* (c) muncul ketika profil roda dan *gauge side* (sisi pengukur) dari keausan kepala rel sejauh jari-jarinya di sekitar patch kontak dan menjadi sangat mirip.

2.2.3 Gaya-gaya pada Roda Kereta

2.2.3.1. Gaya pada Kondisi Lintasan Lurus

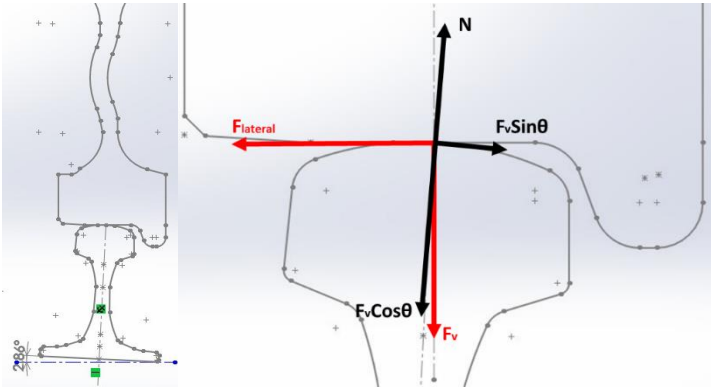
Pada lintasan lurus, gaya yang bekerja antara roda dan rel adalah gaya berat, gaya normal, gaya gesek, dan gaya lateral. Dikarenakan pada setiap gerbong terdapat 8 roda, maka gaya berat yang terjadi pada tiap roda merupakan seperdelapan dari total beban kereta, dengan arah vertikal ke bawah. Pada gaya normal memiliki arah tegak lurus dengan kontak antara roda dengan rel, serta memiliki nilai seperdelapan beban kereta dikalikan nilai cosinus dari sudut kemiringan gaya normal terhadap sumbu vertikal. Pada gaya gesek memiliki arah tegak lurus terhadap gaya normal. Gaya gesek ini memiliki arah keluar lintasan kereta, dan gaya gesek pada roda kanan dan kiri memiliki besar yang sama sehingga gaya gesek dapat diabaikan pada sistem wheelset. Besarnya gaya gesek adalah seperdelapan beban kereta dikalikan nilai sinus dari sudut kemiringan. Gaya lateral adalah gaya yang searah sumbu horizontal. Pada kondisi lurus, rel diaplikasikan dengan kemiringan 1:20 (2.68 derajat) searah jarum jam seperti gambar berikut.

Pada kondisi lurus, roda kereta dikenai beban dinamis, berdasarkan peraturan menteri perhubungan RI No.69 tahun 2019. berikut merupakan persamaan yang digunakan pada kondisi lintasan lurus.

$$F_Z = k\,(W_b + W_p)$$

Adapula beban *lateral* (F_l) bernilai 15% atau 20% dari beban porosnya (*axle load*) dan memiliki arah horizontal dari gambar dibawah.

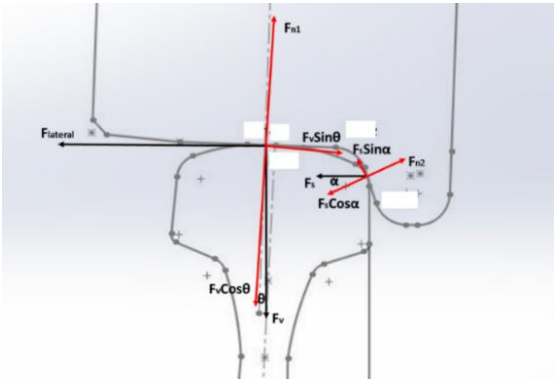
$$axleload = \frac{beban\ badan\ kereta + beban\ penumpang/barang}{jumlah\ axle}$$



Gambar 2. 26 Free body diagram pada kondisi lurus

2.2.3.2. Gaya pada Kondisi Lintasan Berbelok

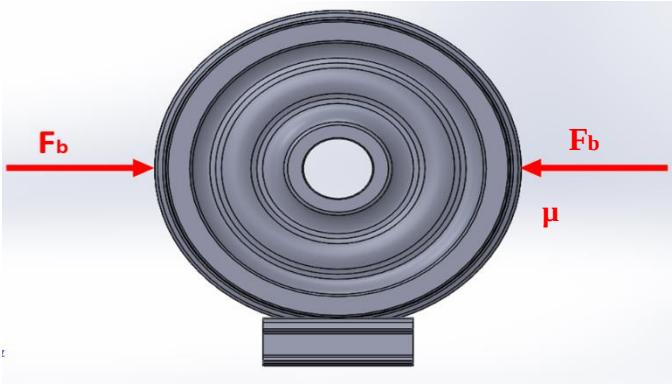
Pada kondisi lintasan berbelok, bagian *flange* pada roda luar akan berinteraksi dengan rel. Interaksi antara *flange* dan rel disebabkan oleh gaya sentrifugal. Gaya sentrifugal adalah gaya semu akibat gerak melingkar yang menyebabkan gaya dorong menjauh dari pusat putaran. Kondisi roda kereta ketika berbelok seperti gambar 2.27.



Gambar 2. 27 Free Body Diagram pada kondisi lintasan berbelok

2.2.3.3. Gaya pada Kondisi Pengereman

Sistem pengereman pada roda kereta menggunakan *brake shoe*, dimana roda ditekan oleh *brake shoe* pada dua sisi yang berlawanan seperti pada gambar 2.28. Besarnya tekanan yang diberikan kepada roda berpengaruh pada besarnya deselerasi kereta. Namun setiap kereta memiliki standar batas pengereman yang mampu dilakukan, seperti pada kereta dengan kecepatan medium yang harus mampu melakukan pengereman dengan deselerasi minimal sebesar 0.86 m/s^2 pada kondisi beban penumpang penuh.



Gambar 2. 28 Gaya pada kondisi pengereman

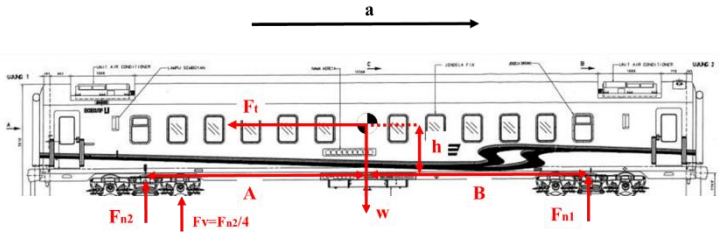
Gaya pengereman yang diberikan pada roda berdasarkan deselerasi minimum, koefisien gesek antara *brake shoes* dengan roda seperti persamaan berikut.

$$2Fb = \frac{aW_{maks}}{\mu}$$

2.2.3.4. Transfer Load pada Kondisi Pengereman /Akselerasi

Pada kondisi lintasan lurus, kondisi kritis pada roda adalah ketika kereta mengalami akselerasi/deselerasi. Pada kondisi ini terdapat perpindahan beban dari depan ke belakang atau

sebaliknya. Hal ini menyebabkan beban roda bertambah dan lebih tinggi dibanding kondisi kereta pada kecepatan konstan. Besarnya *load transfer* yang terjadi bergantung pada besarnya akselerasi kereta, tinggi pusat gravitasi kereta, serta jarak antara roda depan dan roda belakang seperti pada gambar berikut.



Gambar 2. 29 Transfer load saat roda akselerasi

Persamaan untuk menghitung besarnya *load transfer* sebagai berikut.

$$Ft = ma$$

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.

$$\sum T = 0$$

$$F_{n1}(A + B) = mgA - F_t h$$

$$F_{n1} = (mgA - F_t h)/(A + B)$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D.

$$\sum T = 0$$

$$F_{n2}A = F_t h + F_{n1}B$$

$$F_{n2} = \left(F_t h + \frac{mgA - F_t h}{(A + B)}B\right)/A$$

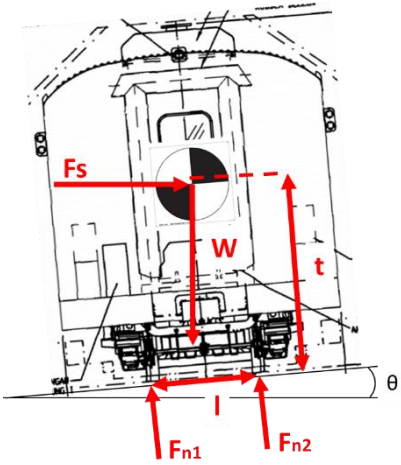
Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta adalah seperempat dari gaya normal 2.

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

2.2.3.5. Transfer Load pada Kondisi Berbelok

Pada kondisi berbelok, kereta dikenai gaya sentrifugal yang memiliki arah menjauhi pusat putaran. Gaya sentrifugal ini bekerja pada pusat gravitasi kereta dan menyebabkan *transfer load* dari roda bagian dalam ke roda bagian luar, hal ini menyebabkan roda pada bagian luar mendapatkan gaya tekan ke bawah tambahan. Besarnya *transfer load* dipengaruhi oleh tinggi pusat gravitasi terhadap tanah, lebar lintasan, kecepatan berbelok, serta radius belok kereta seperti pada gambar 2.33.

$$F_s = \frac{mV^2}{R}$$



Gambar 2. 30 *Load transfer* akibat gaya sentrifugal

Dalam menghitung gaya normal akibat adanya *load transfer* pada roda bagian luar dan roda bagian dalam menggunakan persamaan momen sebagai berikut.

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D.

$$\sum T = 0$$

$$F_{n3} l = mg \frac{l}{2} \cos\theta - F_s t \cos\theta$$

$$F_{n3} = \frac{mg}{2} \cos\theta - \frac{mV^2 t \cos\theta}{Rl}$$

Persamaan gaya vertikal.

$$\sum F = 0$$

$$F_{n3} \cos\theta + F_{n4} \cos\theta - mg = 0$$

$$F_{n4} = \frac{mg}{cos\theta} - \left(\frac{mg}{2} \cos\theta - \frac{mV^2 t \cos\theta}{Rl} \right)$$

Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta pada sisi luar adalah seperempat dari gaya normal 2.

$$F_Z = F_{n4}/4$$

2.2.4 Kontak Hertz

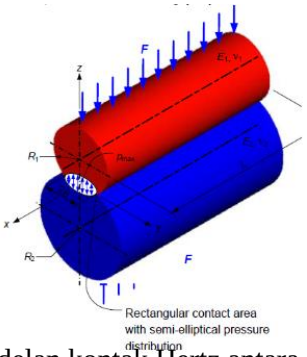
Studi tentang kontak antara bodies dimungkinkan dengan metode elemen hingga. Namun, keharusan untuk menghitung secepat mungkin dalam kode dinamis mengarah pada penggunaan metode analitis. Hertzian contact, Hertz menunjukan bahwa ketika dua benda elastis ditekan bersama dalam kondisi berikut :

- Perilaku elastis
- Semi-infinite spaces
- Besar radius jari-jari kelengkungan dibandingkan dengan ukuran kontak
- Lengkungan konstan didalam contact patch

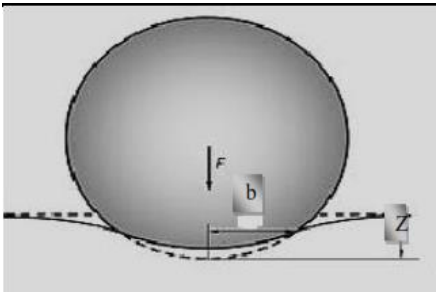
Kemudian :

- Permukaan kontak adalah berbentuk elips
- Permukaan kontak dianggap rata
- Contact pressure adalah semi-ellipsoid

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



Gambar 2. 31 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris (Xiaoyin, 2012)



Gambar 2. 32 Setengah lebar b (Mahesh B., 2016)

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

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi bL}$$

2.2.5 Finite Element Method

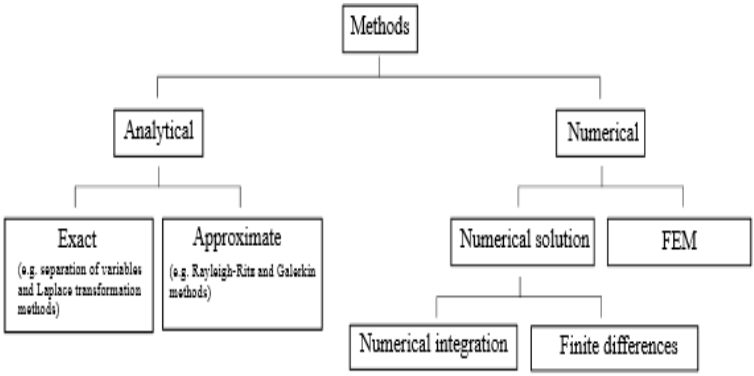
Dalam menganalisa dan untuk kemudian merumuskan solusi beberapa permasalahan *engineering*, katakanlah seperti elastisitas, aliran fluida, perpindahan panas, dan lain-lain, pada

umumnya peneliti menggunakan metode-metode umum. Salah satunya disebut dengan *FEM (Finite Element Method)* atau metode elemen hingga.

Metode elemen hingga adalah sebuah teknik komputasional yang digunakan untuk mendapatkan solusi aproksimasi dari permasalahan nilai batas pada kasus-kasus *engineering*. Permasalahan nilai batas secara sederhana didefinisikan sebagai sebuah permasalahan matematis yang mana satu atau lebih variabel tidak bebas harus memenuhi sebuah persamaan diferensial dimanapun di dalam sebuah domain variabel bebas yang diketahui dan memenuhi juga kondisi spesifik pada batasan domain tersebut.

Permasalahan nilai batas ini sangat sering direpresentasikan ke dalam sebuah struktur fisis. Contohnya, bila terdapat sebuah volume material yang memiliki sifat-sifat fisis tertentu. Volume tersebut merepresentasikan domain dari sebuah permasalahan nilai batas yang akan diselesaikan. Sederhananya, asumsikan sebuah kasus dua dimensi dengan sebuah variabel permasalahan nilai batas $\phi(x,y)$ yang akan ditentukan pada setiap titik $P(x,y)$, seperti sebuah persamaan-persamaan fisis diketahui yang terpenuhi secara eksak pada tiap-tiap titik.

Sehingga kita akan dapatkan solusi matematis pada tiap titik tersebut, yang mana solusi tersebut adalah sebuah pernyataan aljabar bentuk tertutup dari variabel-variabel tetap. Akan tetapi pada kenyataannya, domain tersebut secara geometri mungkin sangat kompleks sekali. Sehingga nilai keeksakan solusi aljabar bentuk tertutup akan sangat rendah. Oleh karena itu, solusi aproksimasi berdasarkan pada teknik numerik dan komputasi digital seringkali dibutuhkan dalam analisis *engineering* pada permasalahan-permasalahan yang kompleks. Dan analisis elemen hingga atau metode elemen hingga adalah teknik yang sangat tepat untuk mendapatkan solusi aproksimasi dengan akurasi yang baik.

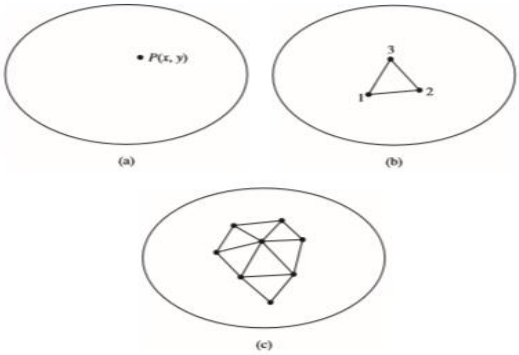


Gambar 2. 33 Klasifikasi metode yang umum digunakan (David Hutton, 2004)

Proses merepresentasikan sebuah domain fisis dengan elemen-elemen hingga dikenal dengan istilah *meshing*. Dan hasil dari rangkaian elemen-elemen tersebut dikenal dengan istilah *mesh* elemen hingga, gambar 2.34c.

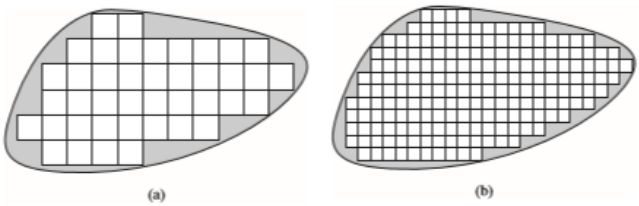
Pada umumnya, elemen-elemen yang digunakan adalah bentuk garis lurus, sehingga seringkali sangat tidak mungkin untuk memenuhi seluruh domain fisis di dalam *mesh* elemen jika domain memiliki batasan-batasan yang melengkung seperti pada gambar 2.34a dimana sebuah domain dengan batas melengkung dilakukan *meshing* menggunakan elemen-elemen kotak. *Meshing* yang lebih halus untuk domain yang sama ditunjukkan oleh gambar 2.34b dengan elemen yang bentuknya sama namun lebih kecil dan lebih banyak.

Semakin halus proses *meshing* atau semakin banyak jumlah elemen, akurasi aproksimasi semakin baik. Dan apabila hasil fungsi interpolasi sudah memenuhi permintaan matematis yang pasti, sebuah solusi elemen hingga terhadap kasus tersebut sudah dikatakan konvergen (mendekati) terhadap solusi eksak kasus tersebut.



Gambar 2. 34 (a) domain dua dimensi umum pada permasalahan nilai batas (David Hutton, 2004)

$\phi(x,y)$ (b) tiga titik elemen hingga yang didefinisikan di dalam domain (c) elemen-elemen tambahan yang menunjukkan sebuah bagian dari *mesh* elemen hingga pada domain.



Gambar 2. 35 (a) *meshing* domain batas melengkung yang dimodelkan dengan elemen-elemen kotak yang berjumlah 41 elemen (b) *fine meshing* domain batas melengkung yang dimodelkan dengan elemen-elemen kotak yang berjumlah 192 elemen (David Hutton, 2004)

1. Verifikasi Metode Elemen Hingga

Verifikasi dapat didefinisikan sebagai langkah untuk membuktikan apakah simulasi melalui program komputer dapat menyelesaikan persamaan atau tidak. Menurut Law dan Kelton (1991), suatu model dapat dikatakan valid ketika model simulasi

yang dibuat tidak ada perbedaan yang sangat signifikan dengan sistem nyatanya. Oleh karena itu, verifikasi dapat diartikan sebagai proses penerjemahan model simulasi konseptual kedalam bahasa pemrograman secara benar. Verifikasi simulasi dengan cara sederhana dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil lainnya yang memiliki permasalahan dan sistem MEH yang serupa. (Logan, 2012)

2. Validasi Metode Elemen Hingga

Validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Validasi dilakukan dengan membandingkan dan memeriksa model apakah mewakili eksperimen. Suatu model dapat dikatakan valid ketika tidak memiliki perbedaan yang signifikan dengan sistem nyata yang diamati baik dari karakteristik maupun perilakunya. (Logan, 2012)

2.2.6 Standar EN-13979-1:2003+A2:2001

Pada penelitian ini digunakan standar EN-13979 [13] sebagai acuan redesain. Standar EN-13979 mengatur mengenai standar-standar roda kereta, khususnya penilaian kelayakan roda kereta pada kondisi tertentu. Dalam standar tersebut terdapat 2 standar pengujian roda kereta serta standar penilaiannya, diantaranya pengujian mechanical dan thermomechanical.

2.2.6.1. Uji Mechanical

Dalam proses simulasi mechanical pada roda kereta, dilakukan simulasi dengan 3 kondisi, yaitu lurus, berbelok, dan crossing. Pada ketiga kondisi tersebut diberikan gaya vertikal dan gaya horizontal dengan besar mengacu pada beban P pada setiap bogie. Beban P dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$P = \frac{(m_b + m_p)g}{2}$$

Kondisi 1 (Lurus)

Fz = 1.25P

Fy = 0

Kondisi 2 (Berbelok)

Fz = 1.25P

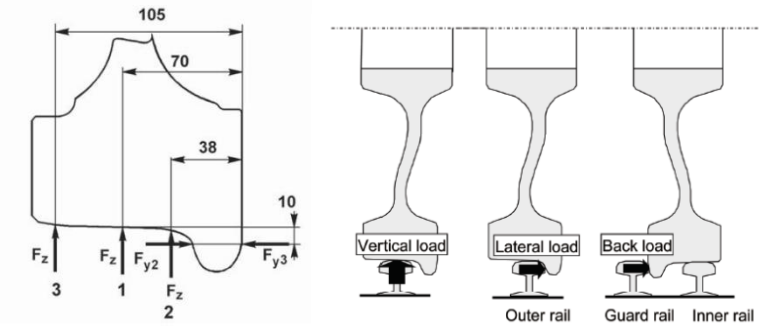
Fy2 = 0.6P *(for non-guiding wheel)*

Fy2 = 0.7P *(for guiding wheel)*

Kondisi 3 (Crossing)

Fz = 1.25P

Fy3 = 0.6Fy2



Gambar 2. 36 Penempatan Gaya Vertikal dan Horizontal (European Standard, 2011)

Pada pengujian diatas digunakan simulasi dengan output nilai tegangan principal maksimum dan minimum. Dari kedua nilai tersebut dapat dihitung selisih antara keduanya seperti persamaan berikut.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Hasil tegangan dinamis yang didapat harus lebih rendah dari tegangan yang diijinkan (A), yaitu sebesar A=360 N/mm^2 untuk *machined web* dan A=290 N/mm^2 untuk *non-machined web*.

2.2.6.2. Uji Thermomechanical

Simulasi thermomechanical bertujuan untuk mengukur nilai tegangan residual roda ketika kondisi *drag braking*. *Drag braking* adalah kondisi pengereman saat kereta melaju pada kondisi lintasan rel landai, pada kondisi ini pengereman dilakukan selama waktu tertentu untuk menjaga kecepatan konstan. Pada kondisi ini terdapat energi akibat gesekan antara *brake shoe* dengan permukaan roda. Energi pengereman dipengaruhi oleh kecepatan kereta (v_a), waktu pengereman (t_a) selama *drag braking.* Persamaan energi dapat ditulis sebagai berikut.

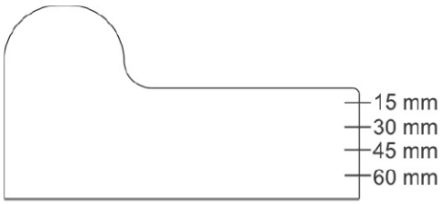
$$P_a = mg\alpha V_a$$

$$P_b = 1.2P_a$$

Pada simulasi *drag brake,* energy yang diaplikasikan sebesar $1.2P_a$ dengan ama waktu tertentu (t_a). Dari hasil simulasi, nilai maksimum lateral displacement pada daerah rim harus berada pada rentang +3/-1 mm selama pengereman berlangsung, dan +1.5/-0.5 setelah pendinginan, serta nilai tegangan residual harus memenuhi nilai-nilai dibawah. Tegangan residual diukur pada 3 sektor, dimana jarak antar sektor sebesar 120 derajat. Pengukuran dilakukan pada kedalam 15 mm, 30mm, 45 mm, dan 60 mm (j).

$$\sigma_i = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n}\sigma_j \qquad \sigma_{in} \leq (\sum_r + 50)\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$$

$$\sigma_r = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{3}\sigma_i \qquad \sigma_{rn} \leq +\sum_r \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$$

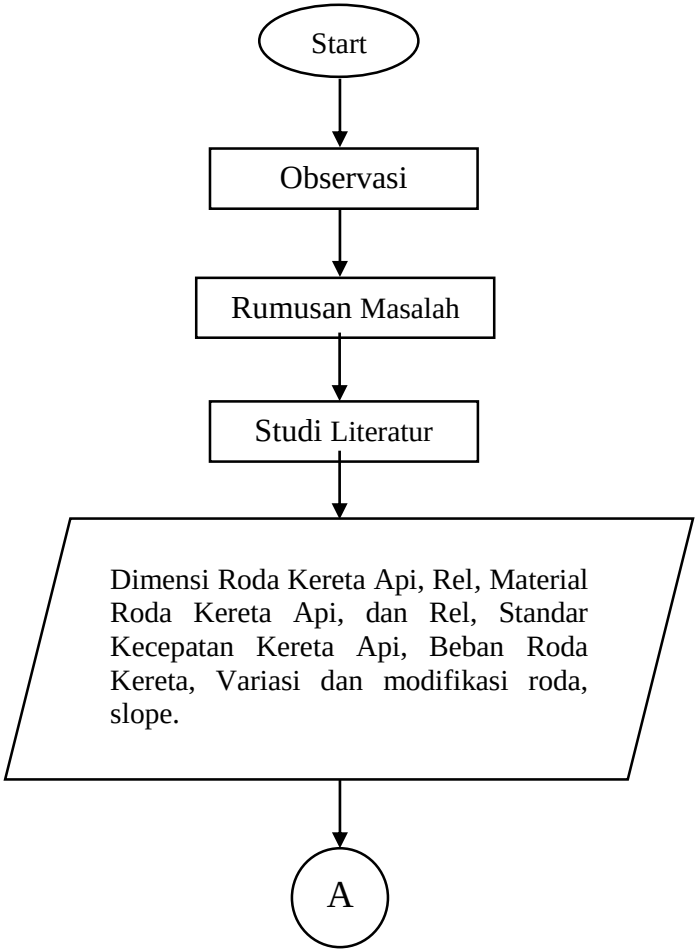


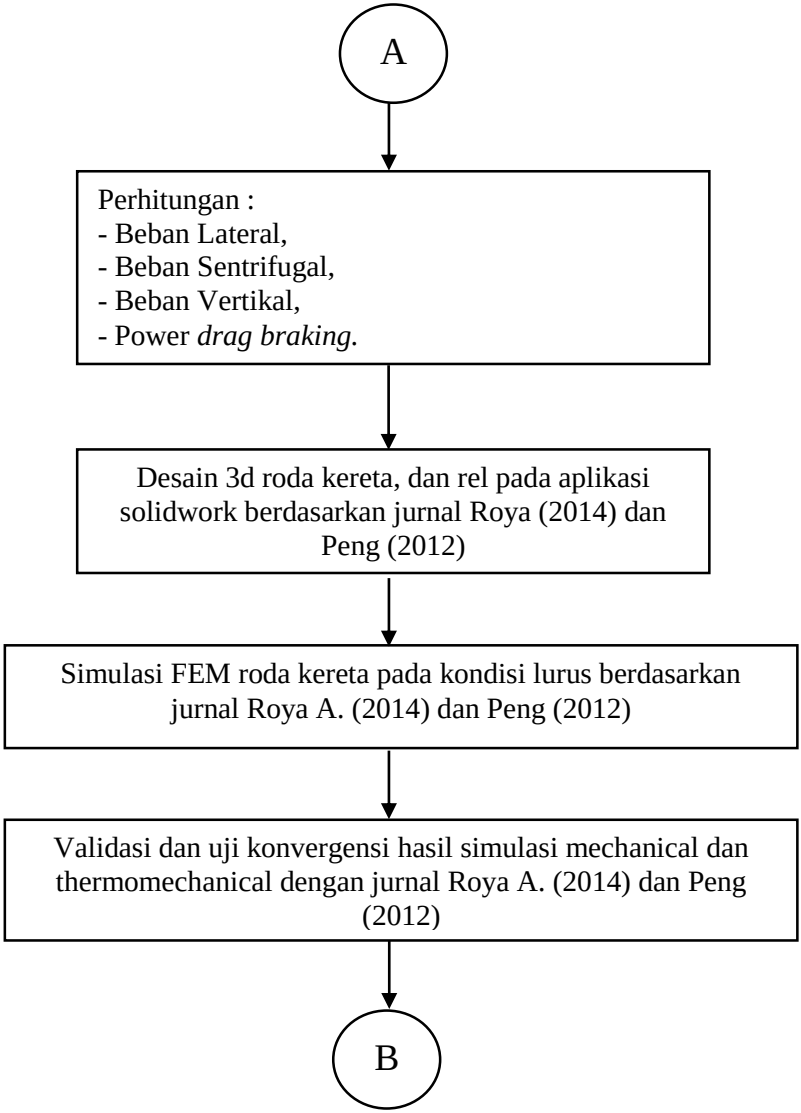
Gambar 2. 37 Lokasi Pengukuran Tegangan Residual.
(P. Strazovec 2019)

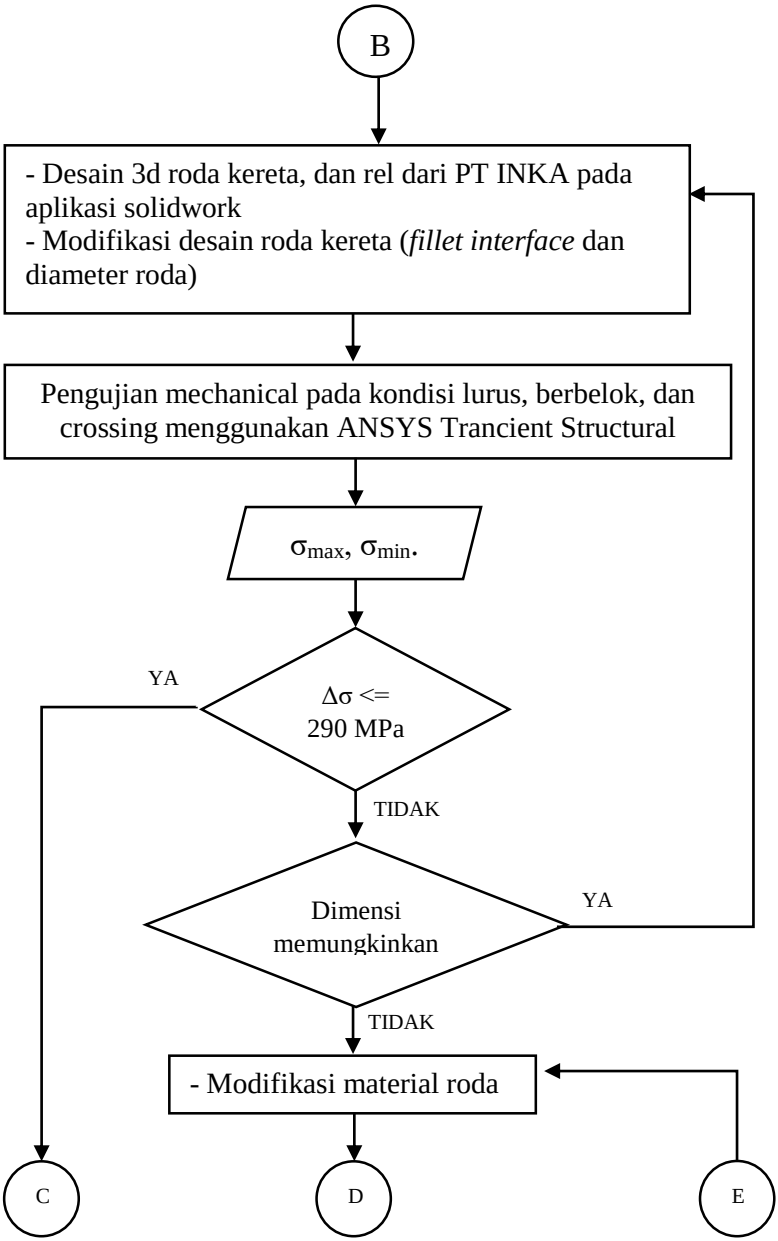
BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

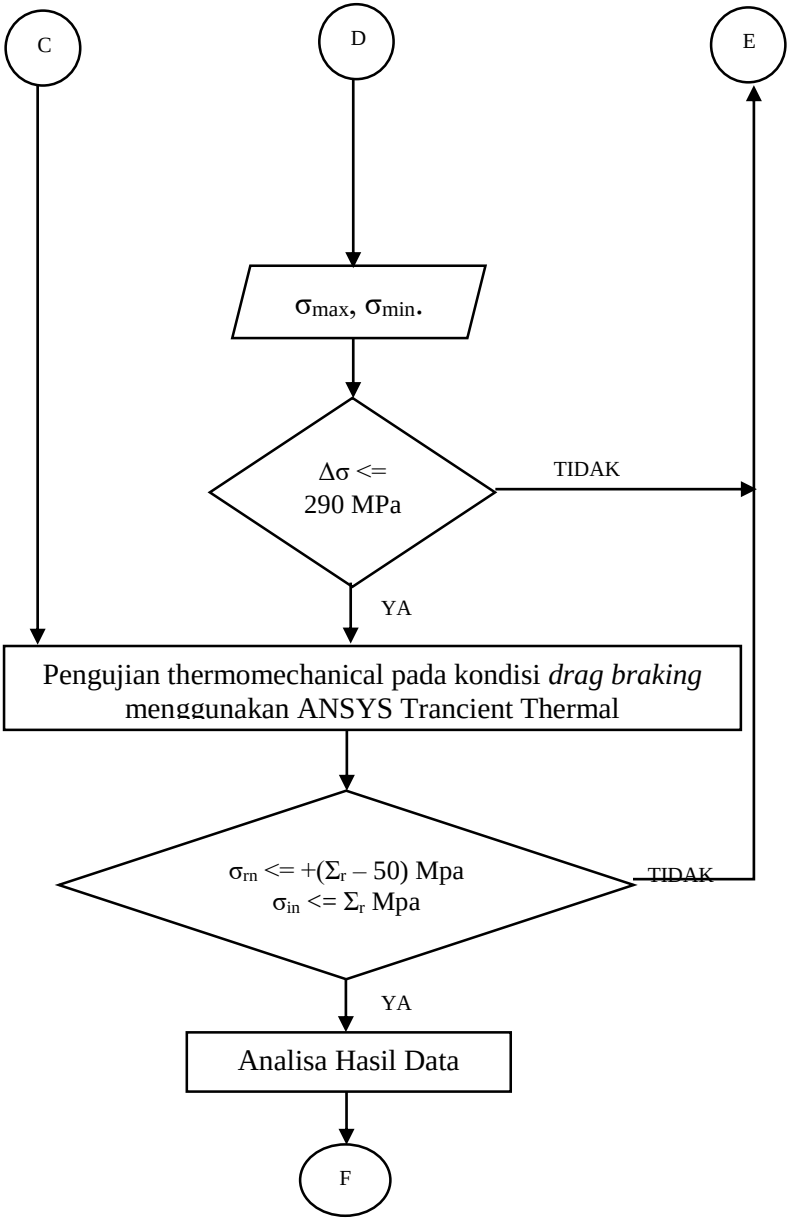
3.1 Flowchart Penelitian

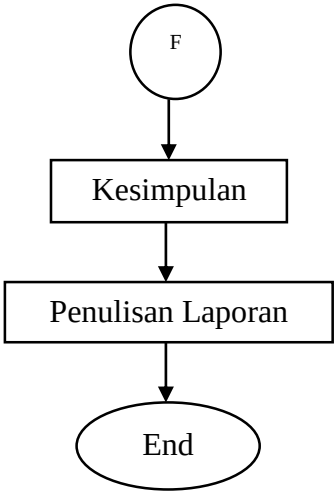
Berikut adalah flowchart yang digunakan pada penelitian :




A
Perhitungan :
- Beban Lateral,
- Beban Sentrifugal,
- Beban Vertikal,
- Power *drag braking.*
Desain 3d roda kereta, dan rel pada aplikasi solidwork berdasarkan jurnal Roya (2014) dan Peng (2012)
Simulasi FEM roda kereta pada kondisi lurus berdasarkan jurnal Roya A. (2014) dan Peng (2012)
Validasi dan uji konvergensi hasil simulasi mechanical dan thermomechanical dengan jurnal Roya A. (2014) dan Peng (2012)
B


B
- Desain 3d roda kereta, dan rel dari PT INKA pada aplikasi solidwork
- Modifikasi desain roda kereta (*fillet interface* dan diameter roda)
Pengujian mechanical pada kondisi lurus, berbelok, dan crossing menggunakan ANSYS Trancient Structural
σmax, σmin.
Δσ <= 290 MPa
YA
TIDAK
Dimensi memungkinkan
YA
TIDAK
- Modifikasi material roda
C
D
E


C
D
E
σmax, σmin.
Δσ <=
290 MPa
TIDAK
YA
Pengujian thermomechanical pada kondisi *drag braking*
menggunakan ANSYS Trancient Thermal
σrn <= +(Σr – 50) Mpa
σin <= Σr Mpa
TIDAK
YA
Analisa Hasil Data
F



Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian

Gambar 3.1 merupakan tahapan-tahapan yang dilakukan penulis dalam melakukan simulasi dan penyusunan tugas akhir ini. Penjelasan lebih rinci mengenai setiap bagian pada flowchart diatas adalah sebagai berikut :

3.2 Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan penulis dalam penelitian ini. Tujuan dilakukannya observasi adalah menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan dijadikan penelitian. Dalam hal ini, obervasi dilakukan pada lingkup wheelsets kereta api dengan modifikasinya.

3.3 Rumusan Masalah

Setelah melakukan observasi, penulis merumuskan masalah yang terdapat pada lingkup observasi yang dilakukan. Permasalahan akan berfokus tentang membuat permodelan atau simulasi tiga dimensi terkait modifikasi *wheelsets* dan menganalisa hasilnya sehingga akan didapatkan tegangan yang terjadi pada

wheelsets pada keadaan kereta berjalan lurus, berbelok, *crossing*, serta *drag braking.*

.

3.4 Studi Literatur

Studi literatur bertujuan untuk mendapatkan informasi secara lebih detil serta menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi yang dicari penulis berupa dasar teori *wheelset*, gaya-gaya yang terjadi pada *wheelsets*, standar terkait proses mendesain *wheelset*, konsep kereta membelok, normal kontak, metode elemen hingga, dan penelitiaan terdahulu yang dirangkum penulis.

3.5 Penentuan Data Awal

Pada penelitian ini digunakan data awal berupa properties material roda kereta api semi cepat dan rel R60, dimensi roda kereta dan rel, standar-standar dalam mendesain roda kereta seperti lebar rel, batas kecepatan kereta, berat beban kereta. Properties roda kereta menggunakan material yang didapat dari desain roda kereta oleh PT. INKA. Berikut properties mengenai material roda.

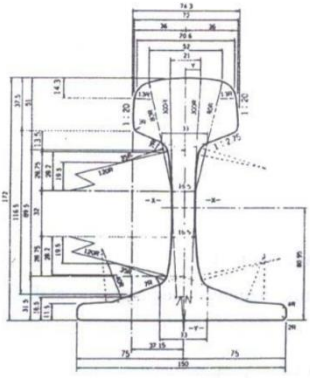
Tabel 3. 1 Properties Material Rel R60 (Singh, 2016)

Deskripsi	Nilai	Satuan
Jenis Rel	R60	
Material	880	-
Tensile Strength	1600	MPa
Yield Strength	460	MPa
Modulus Young	210	GPa
Rasio Poisson	0.265	-
Tangent Modulus	34000	MPa

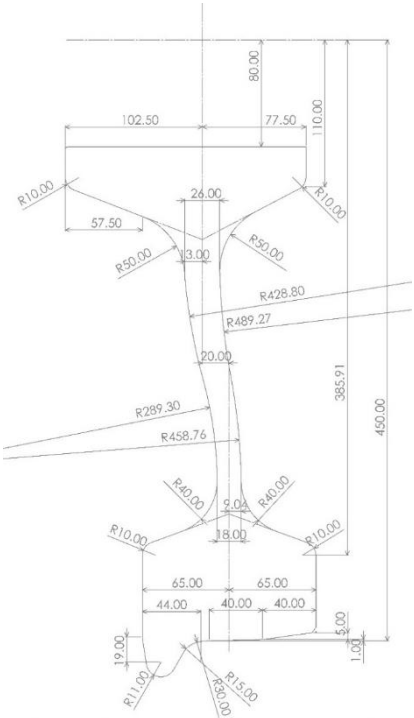
Tabel 3. 2 Properties Material SSW-Q3s (Vinod, 2014) (PT. INKA, 2017) (Jaifu, 2018) (Sun, 2008)

Deskripsi	**Nilai**	**Satuan**
Jenis Material	Solid Rolled Carbon Steel	-
Nama Material	SSW-Q 3S	-
Standard	JIS E 5402 – 1989	
Tensile Strength	790-980	N/mm^2
Yield Strengt	500	N/mm^2
Modulus Young	210	GPa
Rasio Poisson	0.25	
Elongation	12 Min. untuk 790 N/mm^2	%
	8 Min. untuk 980 N/mm^2	
Koefisien Gesek	0.22	-
Hardness		
Wheel Thread (HS)	37(Min), 45(Max)	
Outer Rim Surface(HB)	246(Min), 307(Max)	
Thermal Properties		
Konduktifitas Thermal	0.04983	W/mm-k
Specific Heat	457.57	J/Kg-k
Coefficient of thermal expansion	1.70E-05	k
Film Coefficient	2.84E-05	W/mm^2-k

Pada penelitian ini menggunakan desain roda kereta kecepatan rendah milik PT.INKA dengan diameter awal sebesar 774 mm dan ukuran fillet antara *thread* dan *flange* sebesar 15mm dan menggunakan rel R60 dan lebar antar rel sebesar 1435mm untuk kereta api kecepatan menengah (*medium speed train)* berdasarkan peraturan menteri nomor 60 tahun 2012. Berikut sketsa roda kereta dan rel R60.



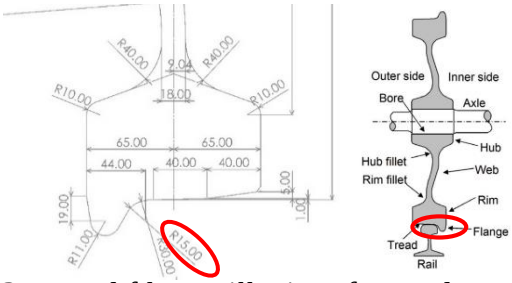
Gambar 3. 2 Sketsa Rel R60 (Menteri Perhubungan RI, 2012)



Gambar 3. 3 Sketsa Roda Kereta (PT.INKA, 2017)

3.5.1. Modifikasi Roda Kereta

Pada penelitian ini akan digunakan modifikasi pada fillet *interface* roda (antara *thread* dan *flange)*, diameter roda dan material roda apabila desain awal roda tidak memenuhi standar. Fillet *interface* roda kereta tersebut memiliki ukuran radius awal sebesar 15mm, peneliti akan memvariasikan ukuran radius fillet *interface* tersebut sebesar 16mm, dan 17mm. Pada dimensi diameter roda divariasikan dengan ukuran 920mm, 940mm, dan 960mm. Sedangkan pada material divariasikan menggunakan material SSW-Q3s dan R7T.



Gambar 3. 4 Modifikasi *Fillet interface* pada Roda Kereta

Tabel 3. 3 Properti Material R7T (Roya, 2014)

Deskripsi	**Nilai**	**Satuan**
Jenis material	Solid Rolled Carbon Steel	-
Nama material	R7T	-
Tensile Strengt	940	N/mm^2
Yield Strengt	545	N/mm^2
Modulus Elastisitas	206	GPa
Koefisien Poisson	0.27	-
Koefisien Gesek	0.3	-
Tinggi *Flange*	30	mm
*Heat Transfer Coefficient (*100km/jam)	70	W/m^2K

Tabel 3. 4 Spesifikasi regangan-tegangan plastis material R7T (Roya, 2014)

Plastic Stress	Plastic Strain
545	0
763.63	0.002099
887.28	0.0863
958.125	0.0863

Tabel 3. 5 Properties Thermal Material R7T dengan Fungsi Temperatur (Donzella, 2016)

Temperatur (Celcius)	Conductivity (W/mC)	Spesific Heat (kJ/kgC)	Expansion (/C)
20	51.89	486	1.10E-05
200	48.13	515	1.26E-05
300	-	-	1.34E-05
400	41.85	586	1.42E-05
650	34	707	1.59E-05
900	25.7	623	1.70E-05

3.5.2. Beban Kereta

Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 untuk lebar rel 1435 mm beban maksimal pada gandar yang diperbolehkan adalah sebesar 22.5 ton. Setiap gerbong kereta api memiliki 4 gandar. Maka kita dapat mencari beban total kereta api dengan rumus sebagai berikut :

$$m_{maks} = beban\ maks\ gandar\ x\ jumlah\ gandar$$
$$m_{maks} = 22500x4$$
$$m_{maks} = 90000\ kg$$

Pada setiap gandar ditumpu oleh 2 roda, sehingga besarnya gaya tekan maksimal yang dapat ditahan roda adalah setengah dari beban yang ditahan oleh gandar atau sebesar 11.25 ton. Gaya vertikal yang ditahan oleh roda dapat dihitung sebagai berikut.

$$P = (m_{maks}/8)g$$
$$P = \left(90000\frac{kg}{8}\right)x9.8\frac{m}{s^2}$$
$$P = 110250\ N$$

3.5.3. Beban pada Uji Mechanical

Beban pada uji mechanical dibagi menjadi 3 kondisi, yaitu kondisi lintasan lurus,berelok dan *crossing.* Pada kondisi lurus, berbelok dan *crossing* roda dikenai gaya vertikal sebesar 1.25P. Pada kondisi berbelok, roda juga dikenai gaya sentrifugal pada daerah *flange* sebesar 0.7 dari gaya vertikal. Pada kondisi *crossing* roda juga dikenai gaya lateral pada daerah flange bagian dalam roda sebesar 0.6 dari gaya sentrifugal. Arah gaya ini berlawanan dengan arah gaya sentrifugal. Perhitungan gaya pada uji mechanical dapat dihitung sebagai berikut.

1. Kondisi 1 (Lurus)
   $Fz = 1.25P = 137812.5\ N$
   Fy = 0
2. Kondisi 2 (Berbelok)
   $Fz = 137812.5\ N$
   $Fy2 = 0.7P = 96468.75\ N$
3. Kondisi 3 (Crossing)
   $Fz = 137812.5\ N$
   $Fy3 = 0.6\ Fy2 = 57881.25\ N$

3.5.4. Beban pada Uji Thermomechanical

Pada uji thermomechanical roda dikenai power akibat *drag braking* pada daerah rim. Beban gandar sebesar 22.5 ton, dengan kelaindaian lintasan sebesar 10‰ berdasarkan peraturan menteri no.60 tahun 2012 dan kecepatan operasi 100 Km/jam. Besarnya power yang dikenai pada roda dapat dihitung sebagai berikut.

$$P_b = 1.2P_a$$
$$P_b = 1.2mg\alpha V_a$$

$$P_b = 1.2\ (11250\ kg)(9.8\frac{m}{s^2})(10‰)(27.78\ \text{m/s})$$
$$P_b = 36750\ watt$$

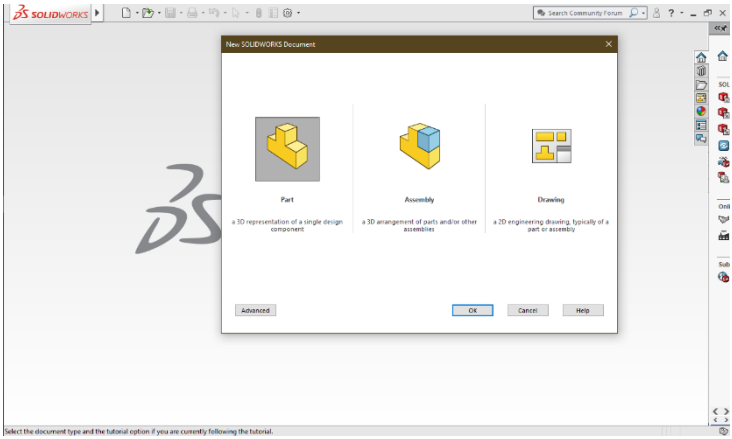
3.6 Proses Desain

Pada penelitian ini menggunakan desain roda kereta milik PT. INKA, sedangkan desain rel R60 untuk kereta api semi cepat berdasarkan desain standar Indonesia sesuai dengan peraturan menteri perhubungan nomor 60 tahun 2012. Pada proses mendesain, peneliti menggunakan aplikasi CAD (SOLIDWORK 2018). Berikut langkah-langkah dalam mendesain rel dan roda.

3.6.1. Proses Desain Rel R60

1. Membuka aplikasi SOLIDWORK 2018

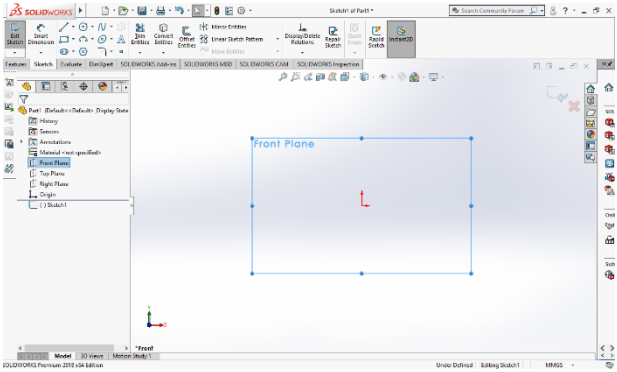
Untuk membuat file desain baru klik pada *NEW* kemudian unit dan standar diatur menggunakan satuan millimeter. Kemudian dipilih *PART* karena desain ini akan dibuat menjadi suatu part tersendiri.



Gambar 3. 5 Tampilan awal aplikasi solidwork

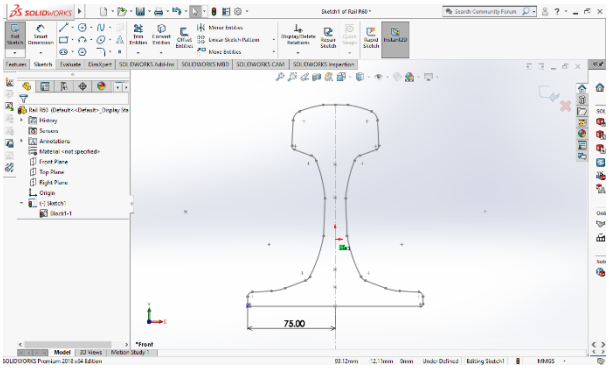
2. Membuat Sketsa 2D dengan memlih *plane* yang ingin digunakan.

Pada tahap ini klik *Sketch*, kemudian pilih *front plane* sebagai acuan mendesain rel.



Gambar 3. 6 Tampilan membuat gambar 2D

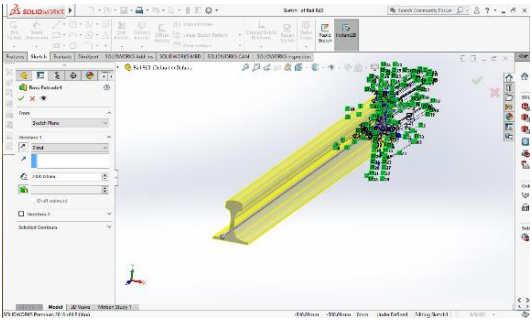
Dilanjutkan dengan mendesain sketsa rel R60 sesuai pada gambar 3.2. Berikut hasil desain 2D rel R60



Gambar 3. 7 Proses sketsa desain rel

3. Membuat sketsa 2D menjadi 3D menggunakan *feature Extrude Boss/Base.*

Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa dari rel R60, maka setelah itu dibuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara klik *features*, lalu Klik *extrude* untuk membuat gambar 3D. Panjang ketebalan rel yang didesain adalah sepanjang 400mm dengan mode *extrude mid plane.*



Gambar 3. 8 Proses Extrude Boss

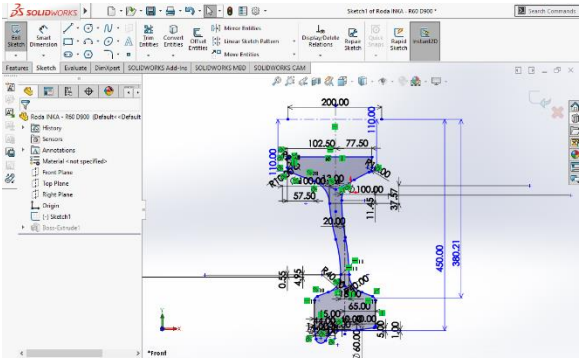
3.6.2. Proses Desain Roda Kereta Api

Menggambar ulang desain Roda kereta dengan diameter 774 mm yang telah ada menggunakan aplikasi *Solidwork 2018.* Berikut merupakan gambar penampang dari Roda kereta:

1. Membuat Sketsa 2D dengan memlih *plane* yang ingin digunakan.

Pada tahap ini klik *Sketch*, kemudian pilih *front plane* sebagai acuan mendesain roda seperti pada gambar 3.6.

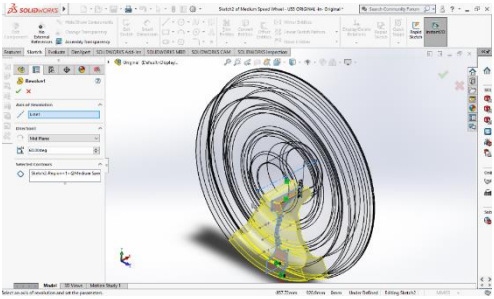
2. Gambar penampang roda kereta sesuai dengan ukuran yang telah ditentukan pada Gambar 3.3



Gambar 3. 9 Proses sketsa desain roda kereta INKA

3. Membuat sketsa 2D menjadi 3D menggunakan *features Revolved Boss/Base*

Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa pada gambar 3.3, maka setelah itu dibuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara klik *features*, lalu klik *revolve boss/base* untuk membuat gambar 3D. Pada proses ini ditentukan terlebih dahulu *axis* yang nantinya menjadi pusat roda kemudian dipilih sketsa roda yang di *revolve.* Pada proses ini roda di buat menjadi 2 part, yaitu part yang kontak dengan rel dan part yang tidak kontak dengan rel. Part roda yang kontak dengan rel dilakukan *revolve* dengan sudut putaran 60^{o} sedangkan untuk part yang tidak kontak dengan rel dilakukan *revolve* dengan sudut putaran 300^{o}. Berikut hasil *revolve* kedua part.

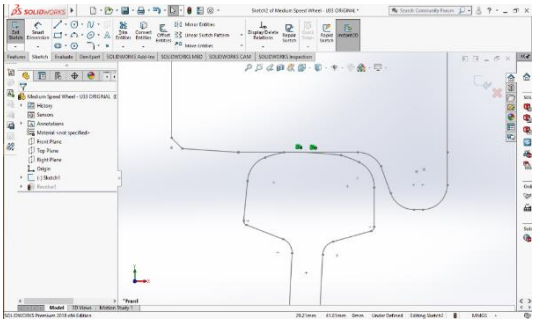


Gambar 3. 10 Proses *revolved*

3.6.3. Proses Match Roda kereta dan Rel

1. Penggabungan Rel R60 dengan Roda Kereta

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.

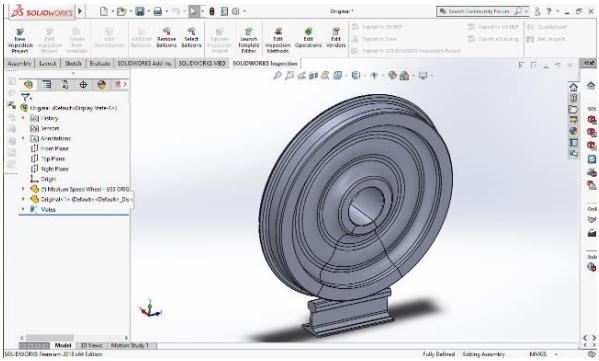


Gambar 3. 11 Proses penggabungan sketsa roda dengan rel

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.

2. Save dan save as dalam format file .IGS.

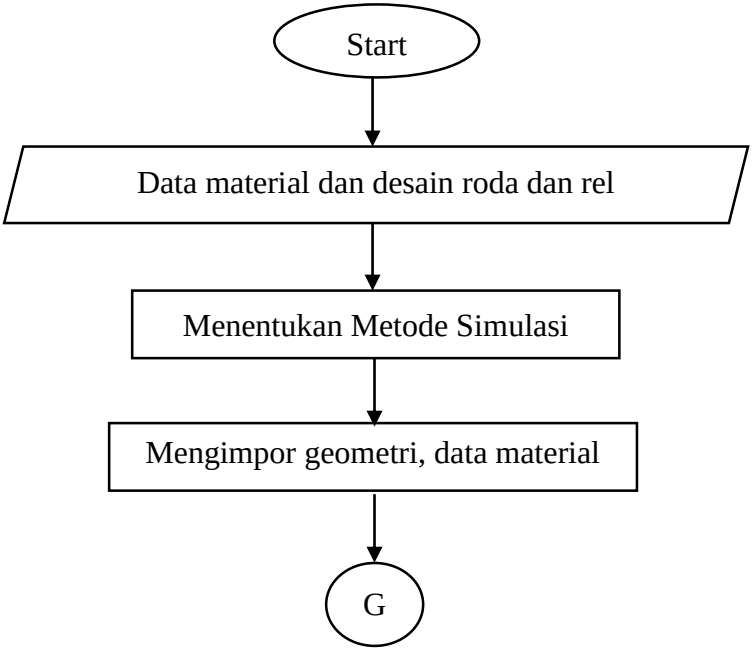
Setelah gambar 3D dari roda kereta dan rel kereta sudah dijadikan satu, lalu save as dalam format file .IGS supaya bisa dimasukan dan disimulasikan ke dalam aplikasi ANSYS.

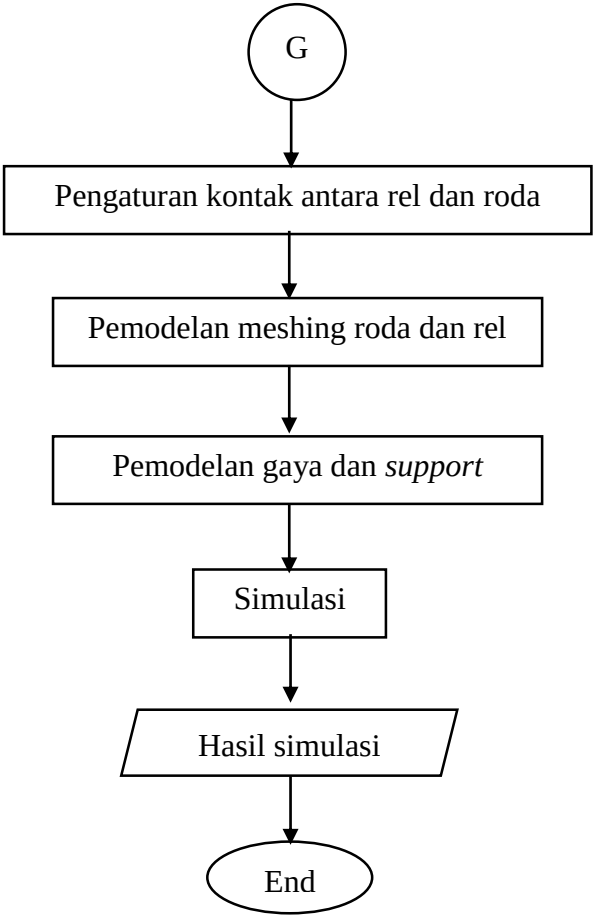


Gambar 3. 12 Tampilan 3 dimensi roda dan rel

3.7 Simulasi

Pada penelitian ini penulis melakukan simulasi mechanincal dan thermomechanical serta analisa terhadap roda kereta sebelum dimodifikasi dan setelah dimodifikasi menggunakan dari *software* ANSYS 18.1 dengan metode analisa *trancient structural*, *static structural* dan *trancient thermal*. Dalam melakukan simulasi tersebut dilakukan beberapa pengaturan agar dapat mendapatkan hasil analisa yang akurat, pengaturan tersebut meliputi penentuan *engineering material*, mengimpor geometri, melakukan pemodelan boundary condition, melakukan meshing, dan mendefinisikan hasil simulasi (*solving*). Sebelum mensimulasikan roda kereta milik PT. INKA, penulis terlebih dahulu melakukan validasi. Setelah didapatkan metode yang menghasilkan nilai yang mendekati dengan jurnal, peneliti mensimulasikan roda kereta milik PT. INKA menggunakan metode tersebut. Berikut adalah flowchart simulasi.



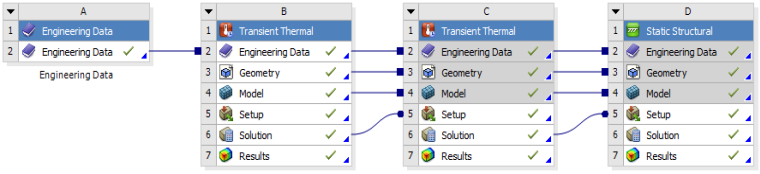


Gambar 3. 13 Flowchart Simulasi pada ANSYS

1. Menentukan Metode Simulasi

Pada simulasi mechanical menggunakan metode *trancient structural*, sedangkan pada simulasi thermomechanical menggunakan metode *trancient thermal* dan *static structural.* Pada simulasi thermomechanical terdapat 3 tahap, yang pertama tahap

drag braking, yang kedua tahap cooling, dan terakhir tahap pengukuran, dimana dapat disusun seperti gambar dibawah.



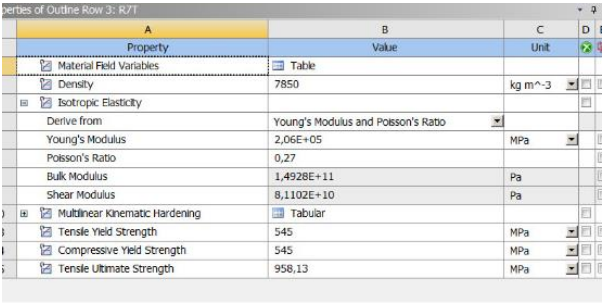
Gambar 3. 14 Metode Simulasi Thermomechanical

2. Menentukan Data Material Roda dan Rel

Langkah awal dalam simulasi adalah menentukan data material roda dan rel. Contohnya dalam jurnal Roya A. (2014) material roda R7T Steel dengan data *mechanical properties* sesuai tabel 3.3, 3.4, dan 3.5 serta material rel U33 yang digunakan adalah sesuai dengan tabel 3.6.

Tabel 3. 6 Properti Material Rel U33 (Roya, 2014)

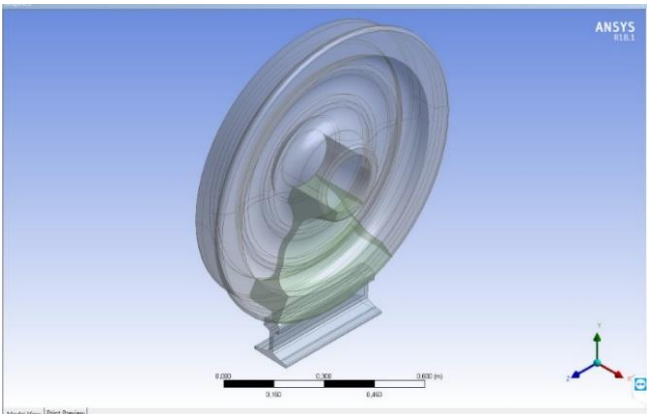
Deskripsi	**Nilai**	**Satuan**
Jenis Rel	U33	-
Yield Strength	550	MPa
Modulus Young	210	GPa
Rasio Poisson	0.3	-



Gambar 3. 15 Engineering data roda kereta

3. Mengimpor Geometri

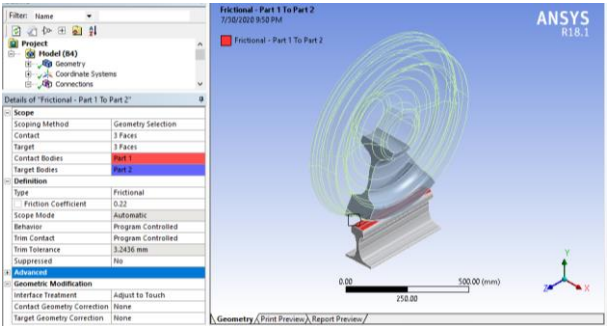
Setelah menentukan *engineering data* maka dilakukan impor geometri yang sebelumnya telah dibuat dari solidwork. Impor dilakukan dengan cara membuka design modeler dan membuka file impor lalu diklik generate pada bagian impor.



Gambar 3. 16 Impor pada design modeler

4. Pengaturan Kontak antara Rel dan Roda Kereta

Antara rel dan roda kereta terdapat kontak yang menyebabkan gesekan. Kontak antara rel dan roda bersifat *frictional* maka dari itu pengaturan yang dipilih adalah frictional, kemudian menginput koefisien gesek antara roda dan rel. Interface treatment diatur menjadi “adjust to touch”.



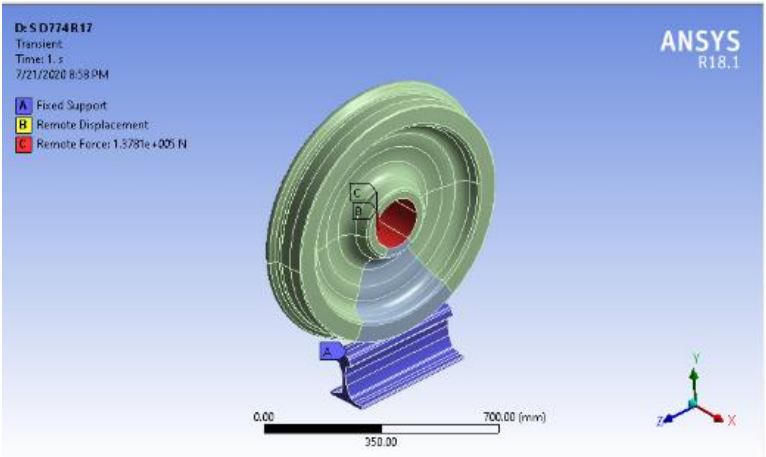
Gambar 3. 17 Pengaturan Kontak antara Roda dan Rel

5. *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*.

6. Pemodelan

Pemodelan *boundary condition* dilakukan dengan cara menentukan rel sebagai *fixed support* terlebih dahulu, lalu memasukkan gaya statis yang bekerja sesuai dengan standar.



Gambar 3. 18 Pemodelan *boundary condition*

7. Mendefinisikan Hasil

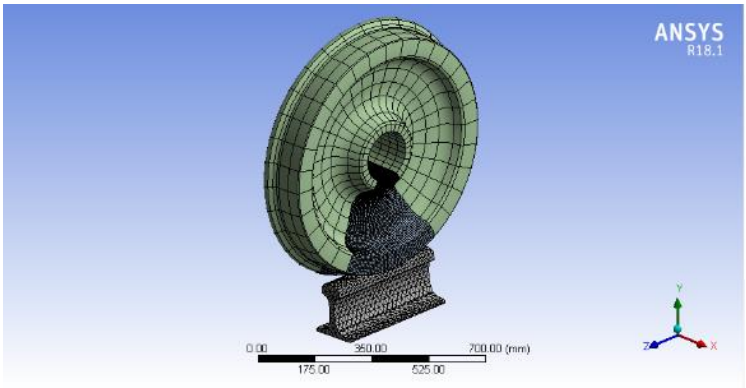
Untuk simulasi mechanical hasil yang diinginkan merupakan tegangan geser maksimum pada roda maka dipilih solution yaitu *max shear stress*, sedangkan pada simulasi thermomechanical hasil yang diinginkan berupa tegangan residual. Setelah di Solve maka akan menghasilkan nilai tegangan beserta hasil modeling 3D.

3.7.1. Validasi Uji Mechanical dan Thermomechanical

Sebelum mensimulasikan roda kereta milik PT. INKA, penulis terlebih dahulu melakukan validasi metode analisa roda kereta dengan membandingkan dengan jurnal Roya Sodet A.(2014) untuk simulasi mechanical dan jurna Peng (2012) untuk simulasi thermomechanical. Validasi dilakukan dengan 2 tahap, yaitu validasi meshing (uji konvergensi) dan validasi simulasi. Uji konvergensi dilakukan agar didapatkan hasil yang mendekati sebenarnya.

3.7.1.1. Validasi Meshing Mechanical

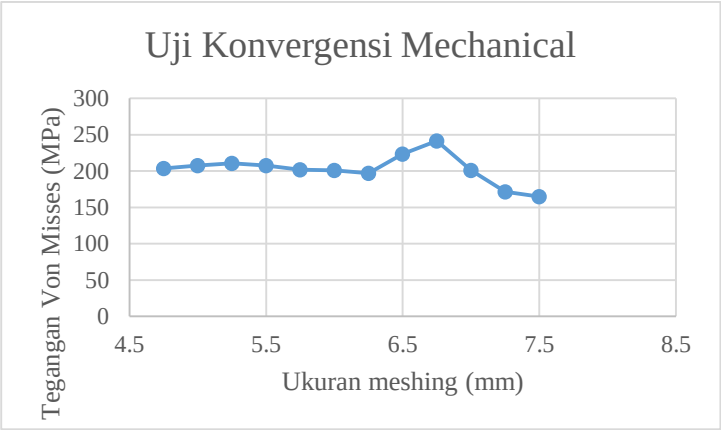
Yang pertama adalah validasi uji mechanical. Pada simulasi ini menggunakan rel U33, jenis material roda R7T, dan pembebanan pada roda sebesar 63750N kearah bawah pada poros. Pada jurnal tersebut menggunakan metode *static structural* Abaqus sedangkan peneliti menggunakan *trancient structural.* Pada proses uji konvergensi digunakan rentang ukuran meshing 7.5 mm hingga 4.75 mm dengan kenaikan 0.25 mm. Pada uji konvergensi diambil data berupa jumlah nodes, jumlah elemen, dan tegangan von misses. Berikut hasil uji konvergensi simulasi roda kereta.



Gambar 3. 19 Meshing dengan sizing 5.75 mm

Tabel 3. 7 Parameter proses meshing

Mesh	
Physic Preverence	Mechanical
Size Function	Uniform
Relevance Center	Fine
Metode	Automatic
Sizing	Body Sizing



Gambar 3. 20 Grafik uji konvergensi

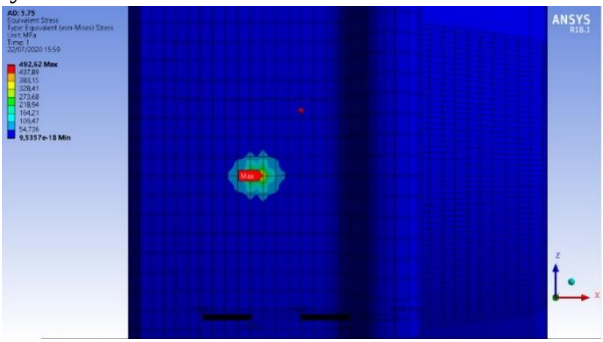
Berdasarkan tabel 3.8 dan grafik 3.20 diatas dapat diketahui tegangan mengalami kenaikan pada ukuran meshing 7.5 mm hingga 6.75 mm dengan kenaikan rata-rata 13.8%, kemudian grafik mengalami penurunan dari ukuran meshing 6.75 mm hingga 6.25 mm dengan penurunan rata-rata 9.58%, berikutnya grafik cenderung landai hingga ukuran meshing 4.75 mm dengan rata-rata perubahan tegangan sebesar 1.69%. Dengan nilai eror pada ukuran meshing 4.75 mm hingga 6.25 mm yang hanya 1.69% maka dapat dianggap mendekati nilai konvergen, nilai tersebut cukup signifikan dibanding nilai eror pada kondisi kenaikan dan penurunan sebelumnya.

Tabel 3. 8 Uji Konvergensi Mechanical

Ukuran meshing (mm)	Node	Element	Von MissesStress (Mpa)	Error (%)
7.5	106712	25077	164.75	-
7.25	110196	25827	171.37	4.02%
7	121343	28349	200.88	17.22%
6.75	134970	31691	241.39	20.17%
6.5	150854	35277	223.41	7.45%
6.25	161013	37537	197.25	11.71%
6	185112	43122	200.97	1.89%
5.75	205710	47883	201.7	0.36%
5.5	228900	53301	207.59	2.92%
5.25	251229	58585	210.9	1.59%
5	285299	66328	207.55	1.59%
4.75	322517	72552	203.82	1.80%

3.7.1.2. Validasi Hasil Mechanical

Validasi hasil bertujuan untuk mengetahui seberapa akurat hasil simulasi penulis dibandingkan dengan hasil penelitian pada jurnal Roya A. (2014). Pada jurnal didapatkan hasil tegangan von misses sebesar 489 Mpa, sedangkan hasil simulasi pada ukuran meshing 5.75 mm didapatkan hasil tegangan von misses sebesar 492.26 Mpa. Hasil ini mendekati nilai pada jurnal dimana memiliki nilai eror sebesar 0.74% dan dapat dianggap mendekati hasil sebenarnya.



Gambar 3. 21 Tegangan Von-mises pada area kontak rel-roda

3.7.1.3. Validasi Meshing Thermomechanical

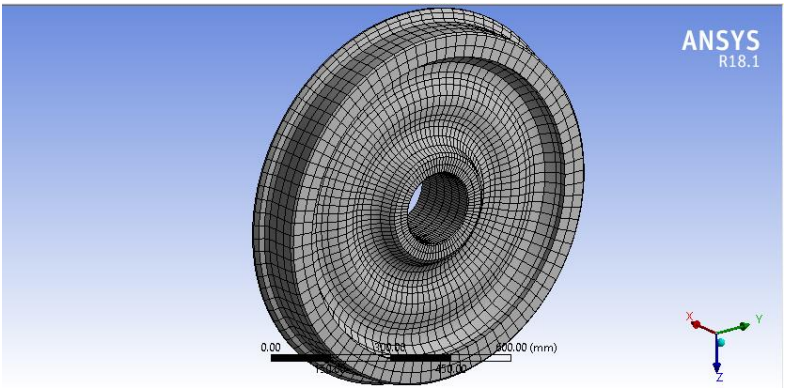
Berikutnya adalah membandingkan simulasi *drag braking* dengan simulasi pada jurnal Peng (2012) untuk simulasi thermomechanical. Pada simulasi ini digunakan aplikasi ANSYS *trancient structural*. Material yang digunakan AAR grade B. Pada jurnal Peng (2012) diaplikasikan power pada permukaan kontak antara roda dan *brake shoes* sebesar 26 kW. Durasi *drag braking* selama 2700 s dan durasi *cooling* selama 900 s. Berikut adalah hasil pembandingan simulasi. Pada proses uji konvergensi digunakan rentang ukuran meshing 60 mm hingga 25 mm dengan kenaikan sebesar 5 mm.

Tabel 3. 9 Parameter Proses Meshing *Drag Braking*

Mesh	
Physic Preverence	Nonlinear Mechanical
Size Function	Curvature
Relevance Center	Course
Metode	Multizone (Hexa dominant)
Sizing	Body Sizing (Curvature)

Tabel 3. 10 Material Properties AAR grade B (Peng, 2012)

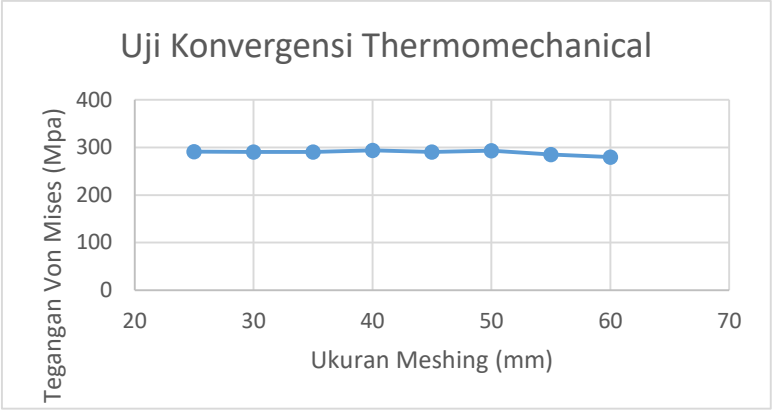
Deskripsi	Nilai	Satuan
Density	7870	kg/m3
Yield Strength	800	MPa
Modulus Young	206	GPa
Rasio Poisson	0.286	-
Spesific Heat	490	J/Kg℃
Coefficient thermal expansion	1.40E-05	/℃
Kondutivitas thermal	47.5	W/m℃
Film Coefficient	2.50E-05	W/℃m^2



Gambar 3. 22 Meshing Uji Thermomechanical

Tabel 3. 11 Uji Konvergensi Thermomechanical

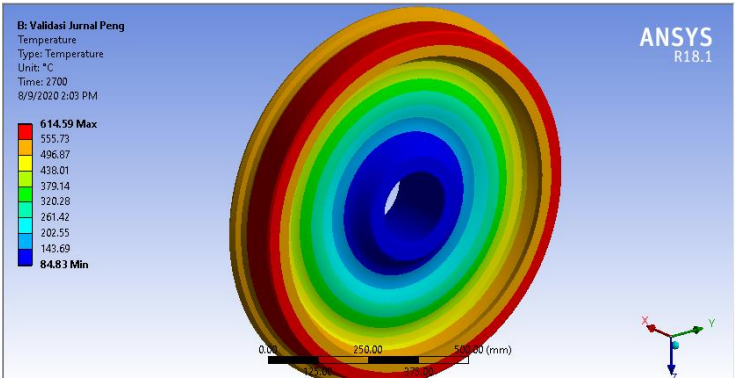
No.	Ukuran meshing (mm)	Node	Element	Von MissesStress (Mpa)	Error (%)
1	60	3282	2352	279.95	-
2	55	4270	3631	285.04	1.82
3	50	5045	4256	293.14	2.84
4	45	6363	5781	290.47	0.91
5	40	7287	6989	294.08	1.24
6	35	9082	9586	290.79	1.12
7	30	12037	11439	290.63	0.05
8	25	16760	15658	291.41	0.27



Gambar 3. 23 Hasil Uji Konvergensi Thermomechanical

Pada gambar 3.22 dan tabel 3.11 didapatkan nilai tegangan von misses pada salah satu titik cenderung konstan dengan eror rata-rata sebesar 1.57%. Pada ukuran meshing 35 mm memiliki nilai eror terkecil sebesar 0.05% sehingga dapat dianggap mendekati hasil sebenarnya.

3.7.1.4. Perbandingan Hasil Thermomechanical



Gambar 3. 24 Hasil Perbandingan Thermomechanical

Dengan menggunakan ukuran meshing 35 mm didapatkan hasil sebagai berikut. Pada simulasi *drag braking* selama 2700 s didapatkan suhu maksimum roda sebesar 614.59 ℃ dengan perbedaan dengan jurnal sebesar 2.75%. Pada simulasi tersebut menghasilkan perbedaan suhu dibandingkan jurnal kecil sehingga hasil pada simulasi dapat dianggap mendekati sebenarnya.

3.7.2. Metode Uji Mechanical dan Thermomechanical

Pada penelitian ini modifikasi yang dilakukan berupa perubahan dimensi *fillet* pada bagian *interface* seperti pada gambar 3.4, perubahan diameter, dan perubahan material. Simulasi modifikasi dilakukan dengan 4 kondisi roda kereta, yaitu kondisi lurus, kondisi berbelok, kondisi *crossing*, dan kondisi pengereman. Pada penelitian ini hasil yang akan diuji adalah nilai tegangan geser maksimum, serta tegangan residual pada roda kereta. Pengondisian variasi simulasi tersebut dapat dimodelkan seperti tabel 3.11. Metode simulasi yang dilakukan mengacu pada hasil validasi tegangan roda kereta pada jurnal.

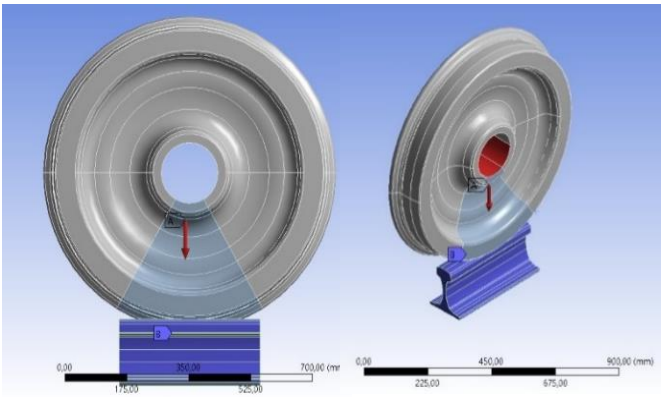
Tabel 3. 12 Pemodelan Modifikasi Roda Kereta

Diameter	Fillet Interface	Material	Diameter	Fillet Interface	Material
774	15	SSW-Q3s	774	15	R7T
774	16	SSW-Q3s	774	16	R7T
774	17	SSW-Q3s	774	17	R7T
920	15	SSW-Q3s	920	15	R7T
920	16	SSW-Q3s	920	16	R7T
920	17	SSW-Q3s	920	17	R7T
940	15	SSW-Q3s	940	15	R7T
940	16	SSW-Q3s	940	16	R7T
940	17	SSW-Q3s	940	17	R7T
960	15	SSW-Q3s	960	15	R7T
960	16	SSW-Q3s	960	16	R7T
960	17	SSW-Q3s	960	17	R7T

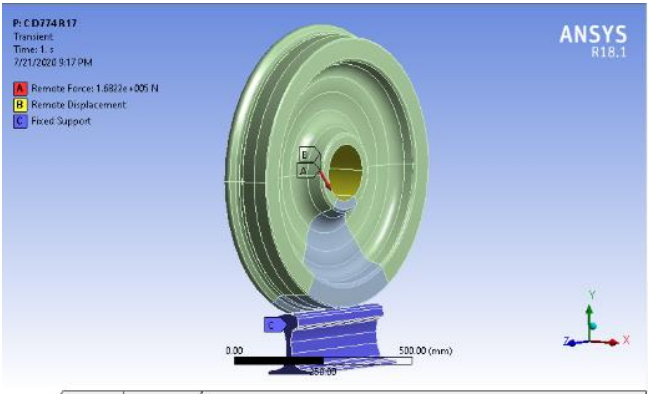
3.7.2.1. Metode Uji Mechanical

Dari keempat kondisi simulasi, yaitu lurus, belok, *crossing* dan pengereman, yang membedakan diantara ketiganya adalah macam-macam gaya yang dikenakan kepada roda, letak dari gaya tersebut, dan besarnya gaya tersebut. Pada kondisi lurus, gaya yang dikenakan pada roda hanya gaya vertikal yang berasal dari beban kereta. Pada kondisi lurus gaya vertikal yang dikenakan pada roda sebesar 137812.5 N. Pemodelan gaya pada ANSYS ketika kondisi lurus dapat dilihat pada gambar 3.21. Bagian yang berwarna merah adalah tempat gaya tersebut diberikan dan bagian yang berwarna biru (rel) adalah *fix support.*

Pada kondisi berbelok roda dikenakan gaya vertikal, gaya sentrifugal. Gaya-gaya tersebut sama-sama dikenakan pada lubang poros, namun pada gaya sentrifugal memiliki arah gaya menjauhi pusat belokan. Gaya vertikal yang dikenakan pada roda sebesar 137812.5 N, dan gaya sentrifugal yang dikenakan sebesar 96468.75 N. Pemodelan gaya pada ANSYS ketika kondisi berbelok dapat dilihat pada gambar 3.22. Roda yang ditinjau adalah roda yang berada di sisi luar belokan dikarenakan pada roda sisi luar terdapat kontak antara rel dan *flange* akibat gaya sentrifugal.

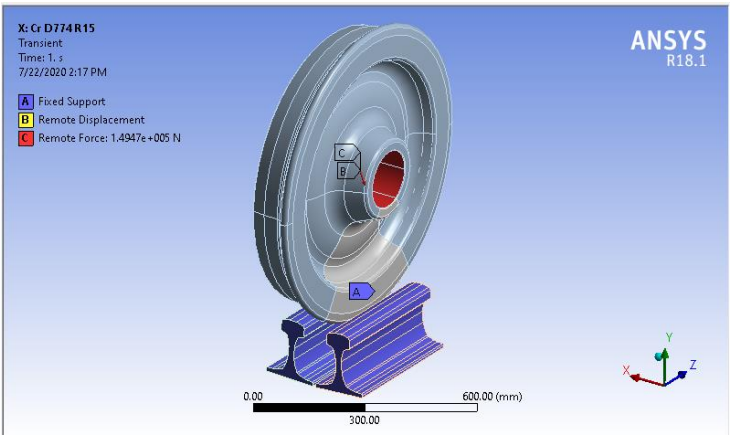


Gambar 3. 25 Pemodelan roda pada kondisi lurus



Gambar 3. 26 Pemodelan roda pada kondisi berbelok

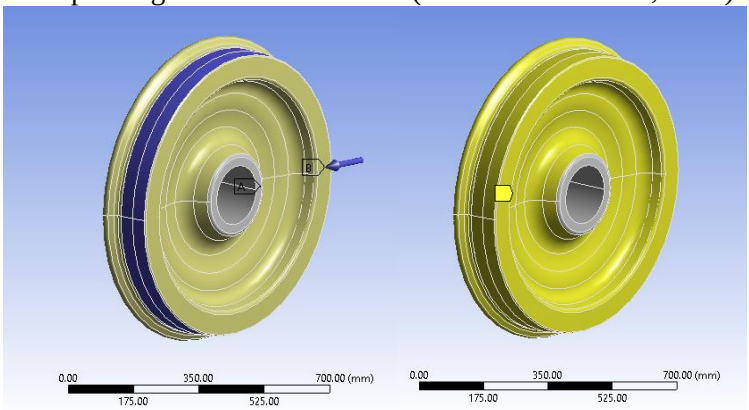
Pada kondisi *crossing* terdapat 2 rel yang kontak dengan roda, yang pertama berada pada rel disisi luar yang kontak dengan interface roda, dan yang kedua berada pada sisi dalam yang kontak pada daerah flange roda. Besarnya gaya vertikal pada kondisi ini sebesar 137812.5 N dan besarnya gaya horizontal pada flange sebesar 57881.25 N. Pemodelan gaya pada ANSYS ketika kondisi *crossing* dapat dilihat pada gambar 3.23. Pada bagian lubang poros diaplikasikan *remote displacement* agar roda dapat bergeser.



Gambar 3. 27 Pemodelan Roda pada Kondisi *Crossing*

3.7.2.2. Metode Uji Thermomechanical

Berdasarkan jurnal S. Teimourimanesh (2010) dan standar EN-13979, simulasi thermomechanical dilakukan dengan 2 tahap, yaitu tahap *drag braking*, dan tahap *cooling*. Pada kondisi pengereman gaya yang dikenakan pada roda adalah gaya gesek dari *brake shoes*. Gaya tekan *brake shoes* dikenakan pada daerah depan dan belakang roda. Pada kondisi ini roda dikenakan power sebesar 36750 watt. Input power diaplikasikan pada seluruh permukaan rim karena roda berputar pada saat pengereman. Pemodelan gaya pada ANSYS ketika kondisi pengereman dapat dilihat pada gambar 3.24. Pada tahap pengereman pada bagian rim dikenai power sebesar 36750 Watt selama 2700 detik, kemudian roda dikenai pendinginan selama 3300 s. (S. Teimourimanesh, 2010)

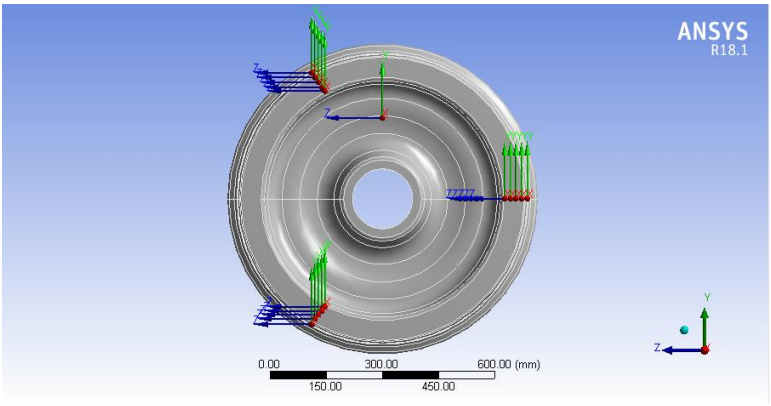


(a) (b)

Gambar 3. 28 Pemodelan pada kondisi pengereman. (a) Input Power, (b) Input Konveksi.

Pada simulasi thermomechanical dilakukan 2 pengujian, yaitu pengujian tegangan residual dan deformasi lateral. Tegangan residual diukur pada 3 sektor di daerah rim dengan jarak antar sektor sebesar 120 derajat dan memiliki kedalaman 15 mm, 30 mm, 45 mm, dan 60 mm dari permukaan rim. Berikutnya pengukuran deformasi lateral, deformasi diukur pada permukaan bagian dalam

roda. Pengukuran bernilai positif apabila jarak antara 2 permukaan roda semakin besar. Berikut gambaran penempatan pengukuran. (P. Strazovec 2019)



Gambar 3. 29 Penempatan Probe Pengukuran Tegangan Residual

BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN DATA

Penelitian ini dilakukan menggunakan metode *Finite Element* dengan menggunakan aplikasi ANSYS. Simulasi yang pertama dilakukan adalah dengan menerapkan kondsi pembebanan pada kondisi lurus, berbelok, *crossing* dan *drag braking* pada kecepatan sedang pada roda milik PT INKA yang biasa digunakan pada kecepatan rendah. Simulasi tersebut menghasilkan nilai tegangan geser maksimum dan tegangan residual yang kemudian dibandingkan dengan standar EN-13979. Apabila nilai yang didapat tidak sesuai standar, maka dilakukan variasi pada bagian fillet antara *thread* dan *flange* (16mm, 17mm) diameter roda (920mm, 940mm, 960mm) serta material (R7T, ER8). Simulasi modifikasi dilakukan hingga menghasilkan nilai tegangan yang sesuai dengan standar.

4.1. Validasi Gaya Reaksi pada Daerah Kontak

Pada subbab 3.7.2.1 dijelaskan bahwa penempatan gaya vertikal dan horizontal pada kondisi lurus, belok, dan *crossing* berada pada lubang poros roda. Berdasarkan standar EN-13979, gaya vertikal dan horizontal berada pada permukaan kontak antara roda dan rel. Dikarenakan terdapat perbedaan penempatan gaya tersebut, maka diperlukan validasi untuk mengetahui gaya reaksi yang terjadi pada daerah kontak antara roda dan rel seperti gambar 2.36. Berikut hasil validasi.

Tabel 4. 1 Gaya Reaksi pada Daerah Kontak

Deskripsi	Input Gaya (N)	Gaya Reaksi (N)	Error (%)
Fz	137812.5	137870	0.000417
Fy2	96468.75	97364	0.009280
Fy3	57881	57890	0.000155

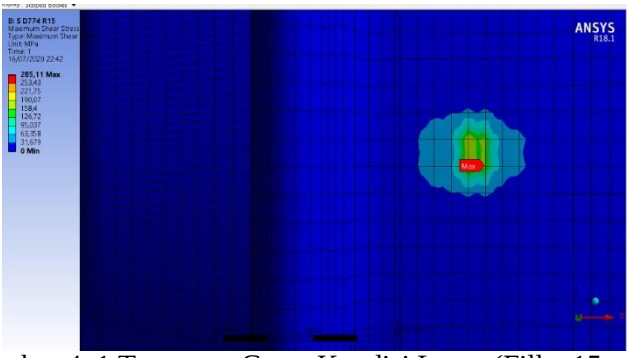
Pada tabel 4.1 dapat dilihat gaya reaksi pada arah vertikal (Fz) sebesar 137870 N dengan nilai eror sebesar 4.17E-04%. Gaya reaksi pada arah lateral (Fy2) sebesar 97364 N dengan nilai eror sebesar 9.28E-03%. Gaya reaksi pada arah *back load* (Fy3) sebesar 57890 N dengan nilai eror sebesar 1.55E-04%. Dari ketiga gaya reaksi tersebut didapatkan nilai eror yang sangat kecil, sehingga penempatan input gaya pada lubang poros dapat dianggap valid.

4.2. Analisa Hasil Simulasi

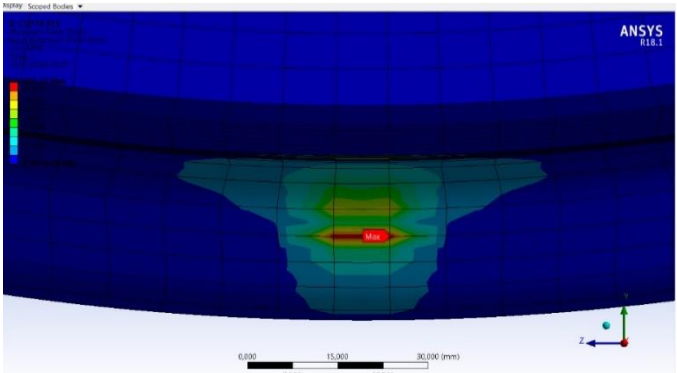
Pada proses redesain ini dilakukan dua simulasi berdasarkan standar EN-13979, yaitu simulasi mechanical dan thermomechanical. Simulasi mechanical meliputi kondisi roda saat lurus, berbelok, dan *crossing*. Simulasi mechanical ini bertujuan untuk menghitung nilai tegangan geser maksimum pada roda kemudian dibandingkan dengan batas tegangan geser maksimum yang diijinkan pada standar. Berikutnya simulasi thermomechanical adalah simulasi untuk menguji roda pada kondisi *drag breaking*. Pada simulasi thermomechanical dilakukan perhitungan tegangan residual pada bagian kontak roda (permukaan rim) kemudian nilai tersebut dibandingkan dengan batas tegangan residual yang diijinkan berdasarkan standar.

4.2.1 Uji Mechanical

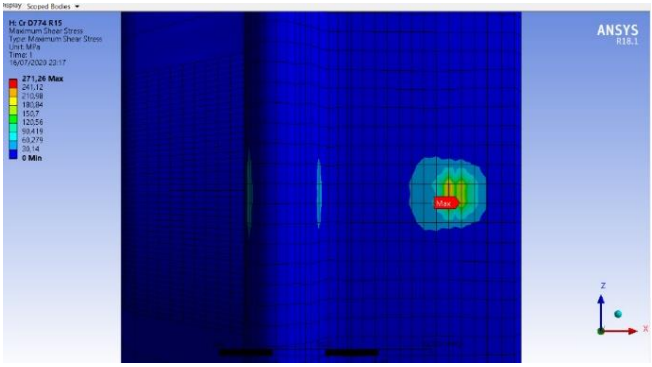
Pada uji mechanical menggunakan desain roda inka yang biasa digunakan pada kecepatan rendah dan akan dilakukan simulasi dengan pembebanan roda kereta semi-cepat. Simulasi dilakukan dengan beban gandar sebesar 22.5 ton berdasarkan peraturan menteri no. 60 tahun 2012. Hasil simulasi yang didapatkan adalah nilai tegangan geser maksimum. Berdasarkan standar EN13979, tegangan geser maksimum yang diijinkan pada roda sebesar 290 MPa (*non-machining web).* Apabila tegangan geser maksimum hasil simulasi bernilai lebih dari tegangan yang diijinkan, maka dilakukan modifikasi fillet antara *thread* dan *flange*, kemudian modifikasi pada diameter roda. Berikut adalah hasil simulasi yang didapatkan.



Gambar 4. 1 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 15 mm)

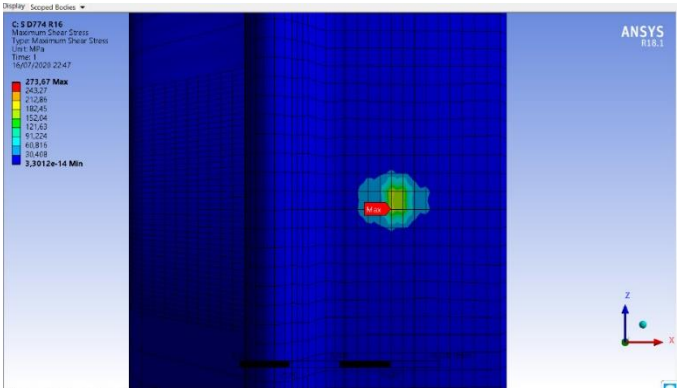


Gambar 4. 2 Tegangan Geser Kondisi Belok (Fillet 15 mm)

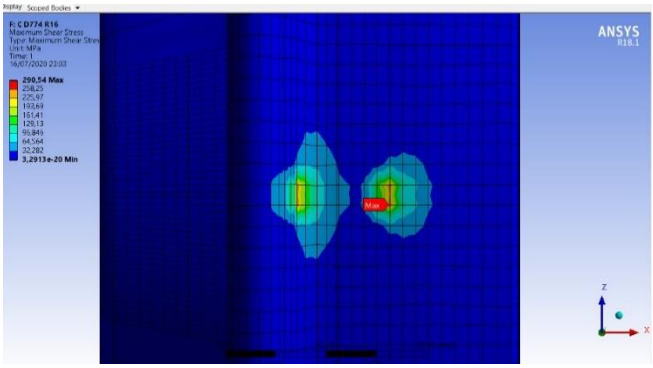


Gambar 4. 3 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 15 mm)

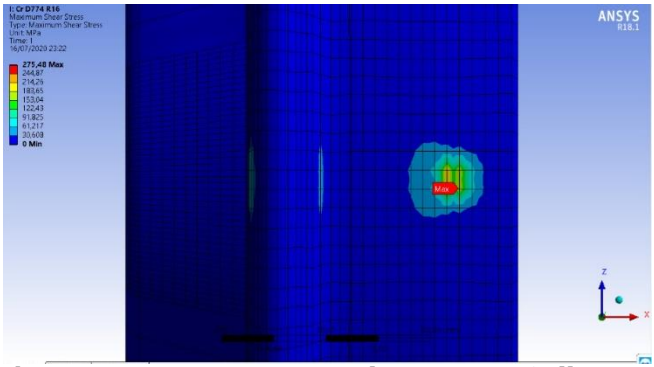
Pada dimensi roda tanpa modifikasi didapatkan nilai tegangan geser maksimum pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berturut-turut sebesar 285.11 Mpa, 303.49 Mpa, dan 271.26 Mpa. Tegangan maksimum yang terjadi pada kondisi lurus dan *crossing* berada pada daerah rim, sedangkan pada kondisi belok terjadi pada *flange*. Hal ini memungkinkan terjadi karena pada kondisi ini roda dan rel mengalami kontak di 2 titik, yaitu pada rim dan *flange*. Pada kondisi belok, nilai tegangan geser lebih besar dari pada nilai tegangan geser yang diizinkan (290 Mpa) sehingga perlu dilakukan modifikasi fillet antara *thread* dan *flange* atau diameter. Berikut adalah hasil simulasi modifikasi.



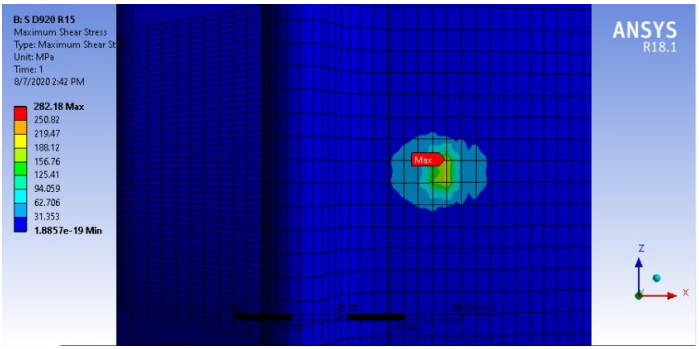
Gambar 4. 4 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 16 mm)



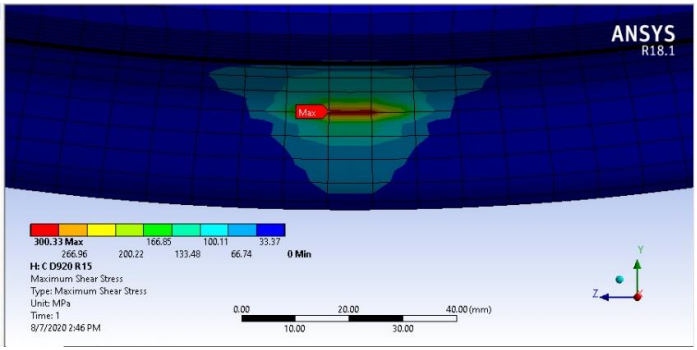
Gambar 4. 5 Tegangan Geser Kondisi Berbelok (Fillet 16 mm)



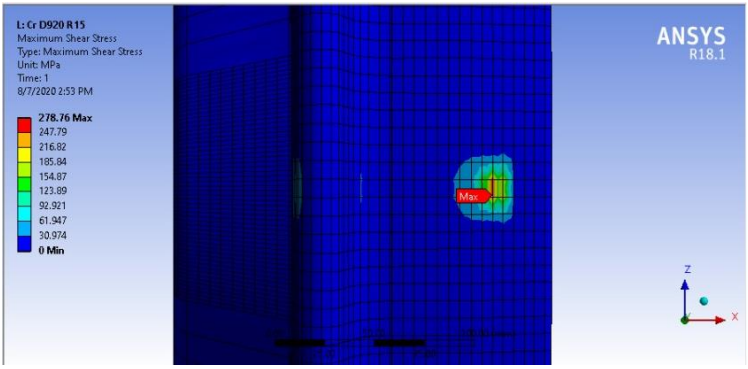
Gambar 4. 6 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 16 mm)



Gambar 4. 7 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Diameter 920mm)



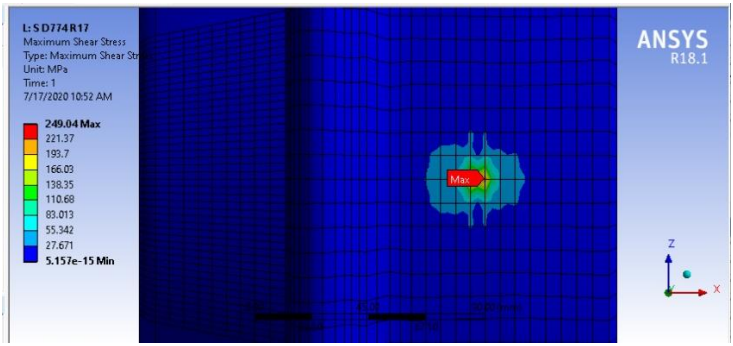
Gambar 4. 8 Tegangan Geser Kondisi Belok (Diameter 920mm)



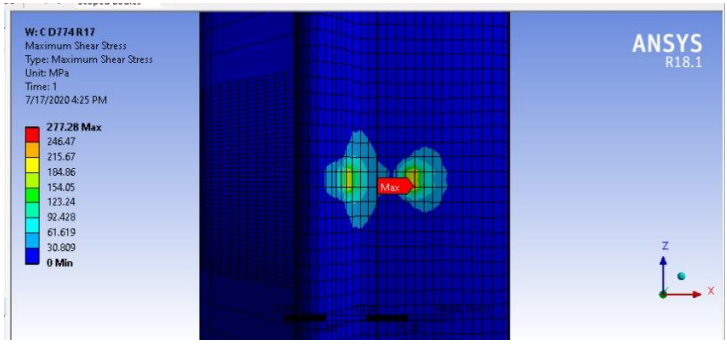
Gambar 4. 9 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Diameter 920mm)

Pada simulasi roda kereta dengan modifikasi fillet sebesar 16 mm didapatkan nilai tegangan geser maksimum pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berturut-turut sebesar 273.67 Mpa, 290.54 Mpa, dan 275.48 Mpa. Tegangan maksimum yang terjadi pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berada pada daerah rim. Pada kondisi lurus dan belok terjadi penurunan nilai tegangan geser dengan rata-rata penurunan sebesar 4%. Hal ini sesuai dengan analisa yang dilakukan oleh P.Vinod (2014). Sedangkan pada kondisi *crossing* mengalami kenaikan nilai tegangan geser.

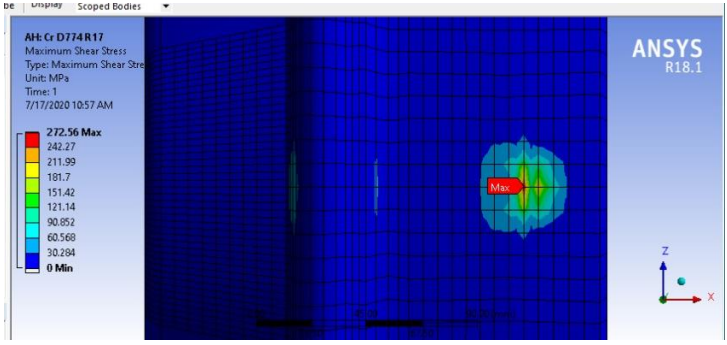
Pada simulasi roda kereta dengan modifikasi diameter sebesar 920 mm didapatkan tegangan geser maksimum pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berturut-turut sebesar 282.18 Mpa, 300.33 Mpa, dan 278.76 Mpa. Tegangan maksimum yang terjadi pada kondisi lurus dan *crossing* berada pada daerah rim sedangkan pada kondisi belok tetap berada di daerah *flange*. Pada kondisi lurus dan belok terjadi penurunan nilai tegangan geser dengan rata-rata penurunan sebesar 1%. Pada kondisi belok, nilai tegangan geser tetap lebih besar dari pada nilai tegangan geser yang diizinkan (290 Mpa) sehingga perlu dilakukan modifikasi pada daerah fillet antara *thread* dan *flange* menjadi berukuran 17 mm karena modifikasi fillet memiliki nilai penurunan yang lebih signifikan dibandingkan dengan modifikasi diameter roda.



Gambar 4. 10 Tegangan Geser Kondisi Lurus (Fillet 17 mm)



Gambar 4. 11 Tegangan Geser Kondisi Berbelok (Fillet 17 mm)



Gambar 4. 12 Tegangan Geser Kondisi *Crossing* (Fillet 17 mm)

Pada simulasi roda kereta dengan modifikasi fillet sebesar 17 mm didapatkan nilai tegangan geser maksimum pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berturut-turut sebesar 249.04 Mpa, 277.28 Mpa, dan 272.56 Mpa. Tegangan maksimum yang terjadi pada kondisi lurus, belok dan *crossing* berada pada daerah rim. Pada kondisi lurus, belok dan *crossing* terjadi penurunan nilai tegangan geser. Hal ini sesuai dengan analisa yang dilakukan oleh P.Vinod (2014). Pada kondisi belok, tegangan geser mengalami penurunan hingga bernilai lebih kecil dari pada nilai tegangan geser yang diizinkan (290 Mpa) sehingga tidak perlu dilakukan modifikasi lanjutan dan dimensi roda dengan modifikasi fillet 17 mm dapat dianggap lolos uji mechanical.

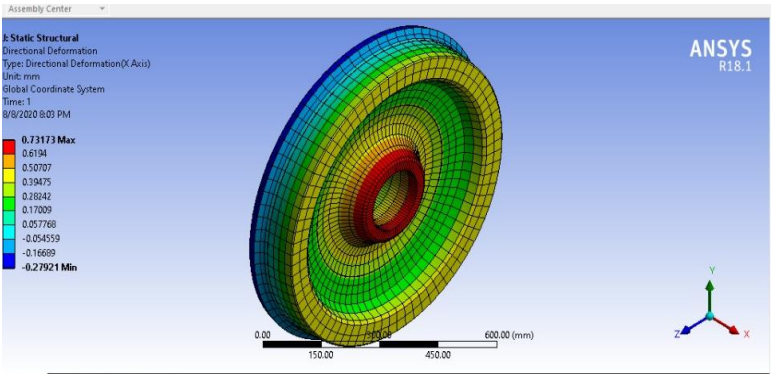
Tabel 4. 2 Hasil Tegangan Geser

Diameter (mm)	**Fillet (mm)**	**Max Shear (MPa)**			**Parameter**
		Lurus	**Belok**	***Crossing***	
774	15	285.11	303.49	271.26	< 290 Mpa
774	16	273.67	290.54	275.48	< 290 Mpa
774	17	249.04	277.28	272.56	< 290 Mpa

Pada tabel 4.1 dapat dilihat pada kondisi lurus dan belok, semakin besar ukuran fillet antara *thread* dan *flange* maka tegangan geser semakin kecil. Sedangkan pada kondisi *crossing* tegangan geser cenderung konstan. Pada ketiga kondisi menghasilkan nilai tegangan geser kurang dari 290 Mpa pada modifikasi fillet 17 mm sehingga modifikasi ini dapat dianggap lolos uji mechanical.

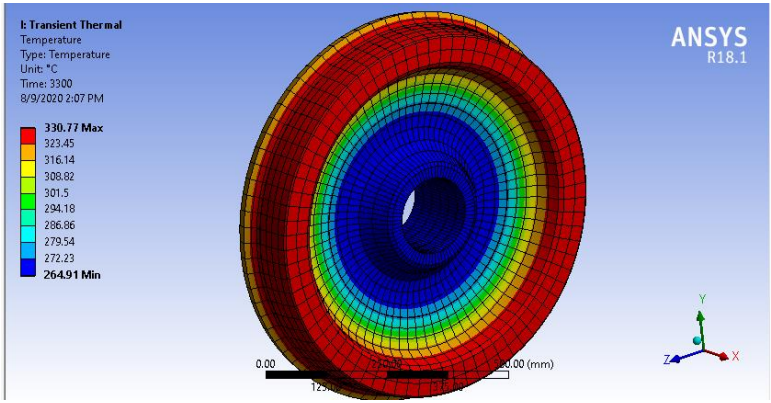
4.2.2 Uji Thermomechanical

Uji thermomechanical dilakukan setelah desain roda sudah lolos uji mechanical. Dimensi roda yang di uji menggunakan dimensi yang telah dimodifikasi pada bagian fillet antara *flange* dan rim sebesar 17 mm. Pengujian ini dilakukan dengan memberikan power sebesar 36750 kW pada bagian kontak antara roda dan *brak shoes*, dengan waktu pengereman selama 2700 s dan waktu pendinginan selama 3300 s.

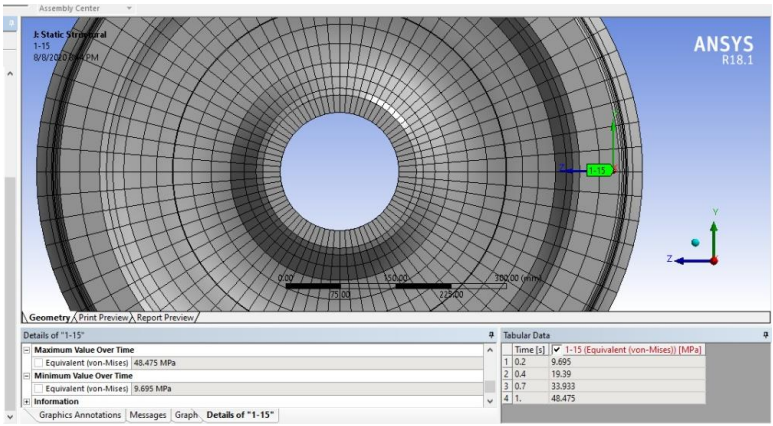


Gambar 4. 13 Hasil *Lateral Displacement*

Pada simulasi ini dilakukan 2 pengukuran, yaitu pengukuran tegangan residual pada bagian rim dan *lateral displacement*. Pengukuran tegangan residual dilakukan di 3 sektor pada daerah rim dengan jarak antar sektor sebesar 120 derajat, dan dengan kedalaman 15 mm, 30 mm, 45 mm, dan 60 mm pada tiap sektor. Pada pengukuran *lateral displacement* dilakukan pada *displacement* kearah positif dan negatif. Pengukuran *lateral displacement* dilakukan setelah proses pendingan. Berikut hasil pengukuran.



Gambar 4. 14 Hasil Temperatur Pendinginan



Gambar 4. 15 Hasil Tegangan Residual pada sektor 1 dan kedalaman 15 mm

Tabel 4. 3 Hasil Tegangan Residual

Sektor	Kedalaman	Tegangan Residual (Mpa)	Tegangan Rata-Rata (Mpa)	Parameter
1	15 mm	48.48	49.89	< 250 Mpa
	30 mm	53.77		
	45 mm	37.89		
	60 mm	59.41		
2	15 mm	48.97	56.13	< 250 Mpa
	30 mm	57.46		
	45 mm	57.99		
	60 mm	60.09		
3	15 mm	47.97	55.03	< 250 Mpa
	30 mm	53,46		
	45 mm	58.13		
	60 mm	58.99		
Rata-rata semua sektor			53.68	< 200 Mpa

Tabel 4. 4 Hasil *Lateral Displacement*

Lateral Displacement (mm)	**Parameter**
0.73	< 1.5 mm
-0.28	< -0.5 mm

Pada tabel 4.2 dapat dilihat nilai tegangan residual rata-rata pada sektor 1,2, dan 3 berturut-turut sebesar 49.89 Mpa, 56.13 Mpa, dan 55.03 Mpa. Berikutnya pada nilai rata-rata dari total ketiga sektor didapatkan nilai tegangan residual sebesar 53.68 Mpa. Berikutnya pada pengukuran *lateral displacement* didapatkan deformasi kearah positif bernilai 0.73 mm dan deformasi kea rah negatif sebesar -0.28 mm. Dikarenakan dari ketiga sektor memiliki nilai tegangan residual dibawah 250 Mpa, nilai rata-rata dari total ketiga sektor kurang dari 200 Mpa, dan *lateral displacement* yang dialami roda berada di batas aman, sehingga dapat disimpulkan pada dimensi roda dengan modifikasi ukuran fillet antara *thread* dan *flange* 17 mm dapat dianggap lolos uji thermomechanical.

4.3. Analisa Derailment

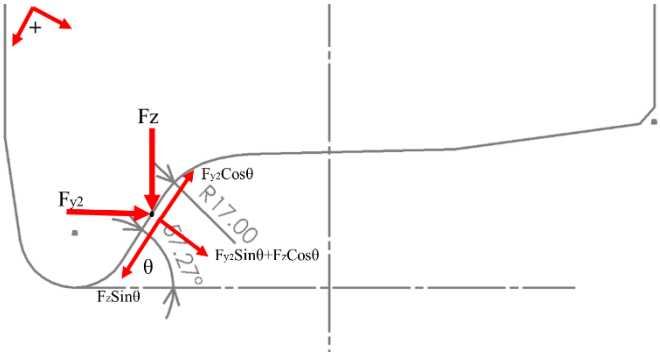
Pada proses modifikasi fillet antara *thread* dan *flange,* bagian *flange* yang kontak dengan rel saat kondisi belok semakin landai seperti gambar dibawah. Hal ini dapat menyebabkan terjadinya *derailment* saat kondisi belok. *Derailment* dapat terjadi apabila gaya gesek yang terjadi pada daerah kontak antara rel dan roda tidak mampu menahan gaya lateral yang bekerja pada *flange.* Dengan tetha sebesar 57.27̊, gaya gesek dapat dihitung sebagai berikut.

$$F_z \sin\theta + (F_{y2} \sin\theta + F_z \cos\theta).\mu - F_{y2} \cos\theta = ma$$

$$115931.7\ N + 34246.25\ N - 52158.81\ N = (110250kg)a$$

$$98019.15\ N = (110250\ kg)a$$

$$a = 0.89\ m/s^2$$



Gambar 4. 16 Gaya Gesek pada Kondisi Belok

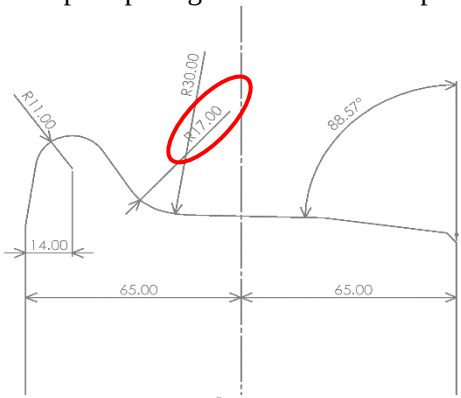
Didapatkan percepatan bernilai positif, yaitu sebesar 0.89m/s^2. Pada kondisi belok roda cenderung menekan kebawah daripada bergerak keatas, sehingga dapat disimpulkan pada roda kereta dengan ukuran modifikasi fillet sebesar 17 mm tidak terjadi *derailment.*

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil re-desain yang telah dilakukan adalah sebagai berikut.

1. Desain roda kereta api kecepatan rendah yang sudah ada tidak lolos simulasi mechanical apabila diaplikasikan pada kecepatan sedang sehingga perlu dilakukan modifikasi.
2. Didapatkan desain roda kereta kecepatan menengah baru yang lolos pada simulasi mechanical dan thermomechanical berdasarkan standar EN-13979 dengan perubahan ukuran fillet dari 15 mm menjadi 17 mm, dimensi roda kereta hasil modifikasi seperti pada gambar 5.1 dan lampiran C.



Gambar 5. 1 Dimensi Roda Kereta Api Semi Cepat Baru

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perancangan antara lain :

1. Perlu dilengkapi data material yang digunakan sehingga hasil simulasi lebih mendekati sebenarnya.
2. Dapat dilakukan eksperimen untuk kondisi roda aus.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

Donzella, G., Scepi, M., Solazzi, L., Trombini, F., 2016. "The effect of block braking on the residual stress state of a solid railway wheel". **Proc Instn Mech Engrs** Vol 212 Part F.

European Stanndard. 2011. **Railway Applications – Wheelset and bogies – Monoblock wheelset – Technical Approval procedure – Part 1 Forged and rolled wheels (EN:13979-1:2003+A2:2011).** Avenue Marnix 17 : European Committee for Standarization.

Hutton, David. 2004. **Fundamentals of Finite Element Analysis. Boston**: McGraw-Hill Higher Education.

Jaifu, A., Raeon, S., Pimsarn, M., 2018. "Study of fatigue crack initiation location of wheel and rail under rolling contact using finite element method". **MATEC Web of Conferences** 192, 02012 (2018).

Logan, Daryl, L., 2012. **A First Course In The Finite Element Method**. Global Engineering Cristopher M. Shortt.

Mahesh Buddhe, 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.

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

Peng, D., Jones, R., 2012. "An investigation of the influence of rail chill on crack growth in a railway wheel due to braking loads". **Engineering Fracture Mechanics** 98 (2013) 1-14.

PT. INKA. 2017. **K3-438 Air Braking Calculation**. Page 2 of 4

Redtenbacher, F. J., ***Die Gesetze des Locomotiv-Baues***, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim,p. 22, 1855.

Roya Sadat Ashofteh, Ali Mohammadnia. 2014. "Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels". **International Journal of Railway** Vol. 7 : 1-7.

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** (2008) 1193-1201.

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.

SKF Group. 2011. **Railway Technical Handbook**. Sweden: SKF Group.

Strazovec, P., Suchanek, A., St'astniak, P., Harusinec, J., 2019. "Detection of residual stress in a railway wheel". **Transportation Research Procedia 40** (2019) 898 – 905.

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". **16th International Wheelset Congress (IWC16)** Cape Town (RSA) March 2010.

Vinod, P., Koteswara Rao, U., Kishore Reddy, Ch., 2014. "Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variations". **International Journal of Engineering Research & Technology** Vol. 3 : 1286-1291.

Xiaoyin Zhu. 2012. "Tutorial on Hertz Contact Stress". **OPTI 521** : 1-8

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A Kelas Jalan Rel

Lampiran B Landai Penentu Maksimum

Lampiran C Dimensi Roda Kereta Api Hasil Modifikasi

Lampiran D Hasil Tegangan Residual Uji Thermomechanical

LAMPIRAN

Lampiran A

Tabel A- 1 Kelas Jalan Rel

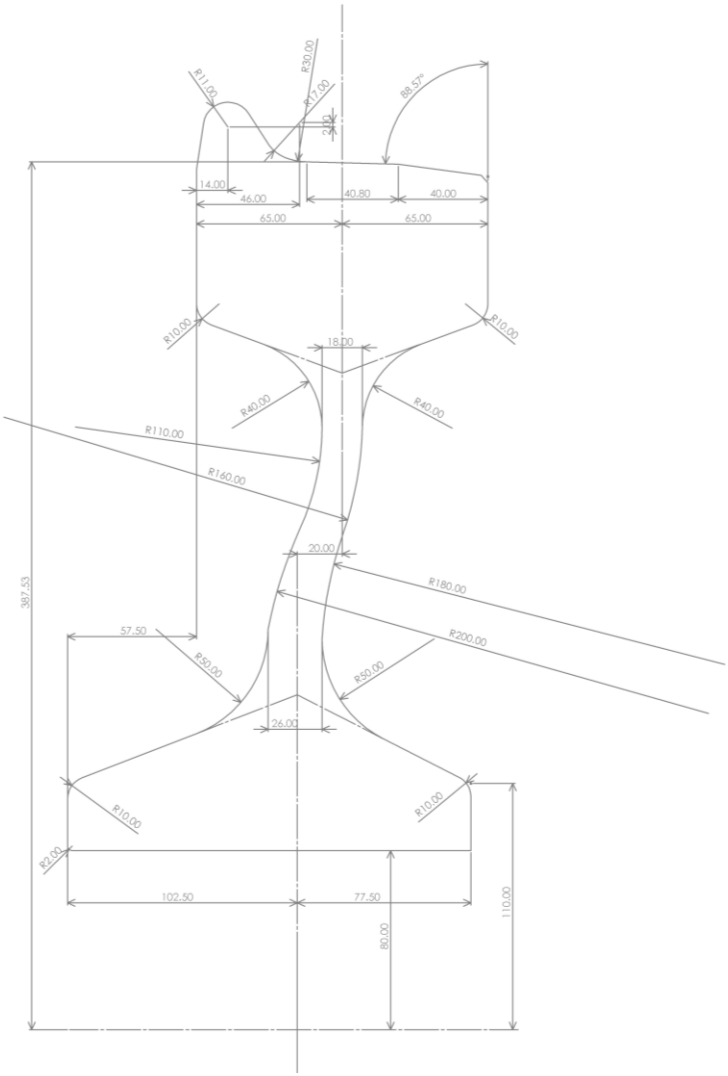
Lebar Jalan Rel (mm)	Kelas Jalan	Daya Angkut Lintas	V maks (km/jam)	P maks gandar (ton)	Tipe Rel	Jenis Bantalan / Jarak antar sumbu bantalan (cm)	Jenis Penambat	Tebal Balas Atas	Lebar Bahu Balas
1067	I	>20.106	120	18	R60/R54	Beton / 60	Elastis Ganda	30	60
	II	10.106 - 20.106	110	18	R54/R50	Beton/Kayu / 60	Elastis Ganda	30	50
	III	5.106 - 10.106	100	18	R54/R50/ R42	Beton/Kayu/Baja / 60	Elastis Ganda	30	40
	IV	2,5.106 - 5.106	90	18	R54/R50/ R42	Beton/Kayu/Baja / 60	Elastis Ganda /	25	40
	V	<2,5.106	80	18	R42	Beton/Baja / 60	Elastis Tunggal	25	35
1435	I	>20.106	160	22.5	R60	Beton / 60	Elastis Ganda	30	60
	II	10.106 - 20.106	140	22.5	R60	Beton / 60	Elastis Ganda	30	50
	III	5.106 - 10.106	120	22.5	R60/R54	Beton / 60	Elastis Ganda	30	40
	IV	< 5.106	100	22.5	R60/R54	Beton / 60	Elastis Ganda	30	40

Lampiran B

Tabel B- 1 Kelas Jalan Penentu

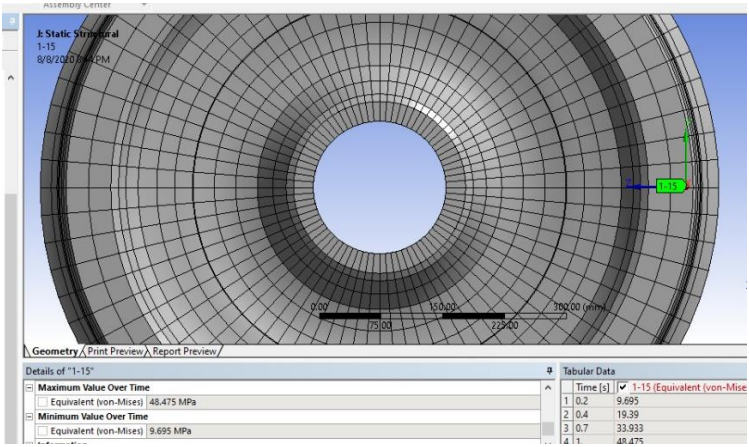
Kelas Jalan Rel	Landai Penentu Maksimum
1	10‰
2	10‰
3	20‰
4	25‰
5	25‰

Lampiran C

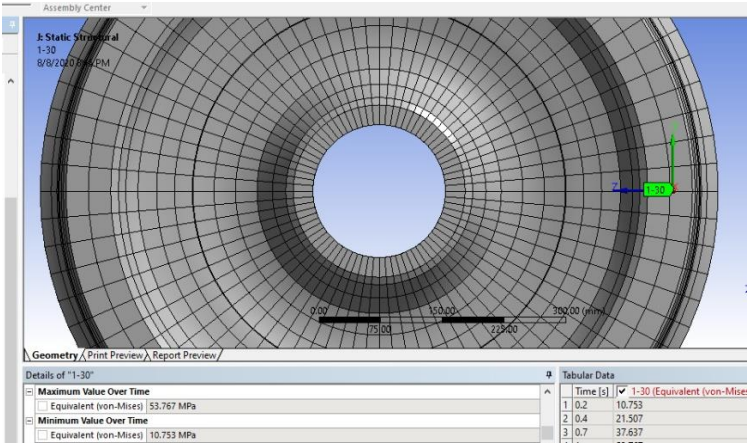


Gambar C- 1 Dimensi Roda Kereta Api Hasil Modifikasi

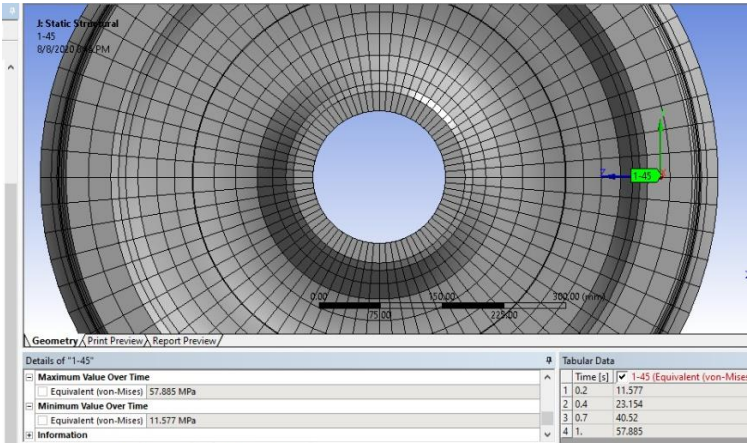
Lampiran D



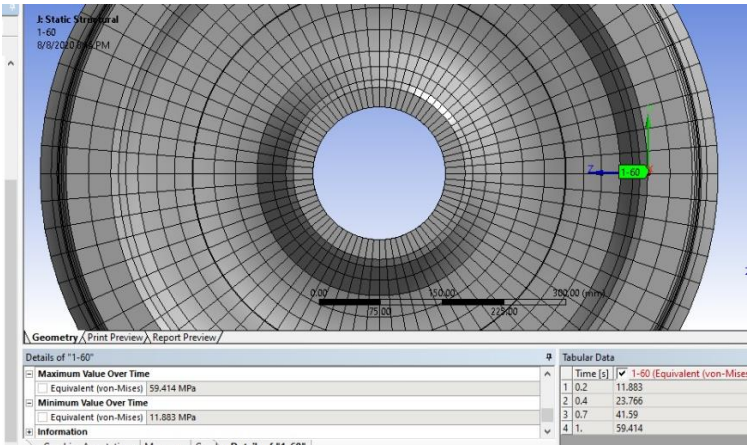
Gambar D- 1 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 15 mm



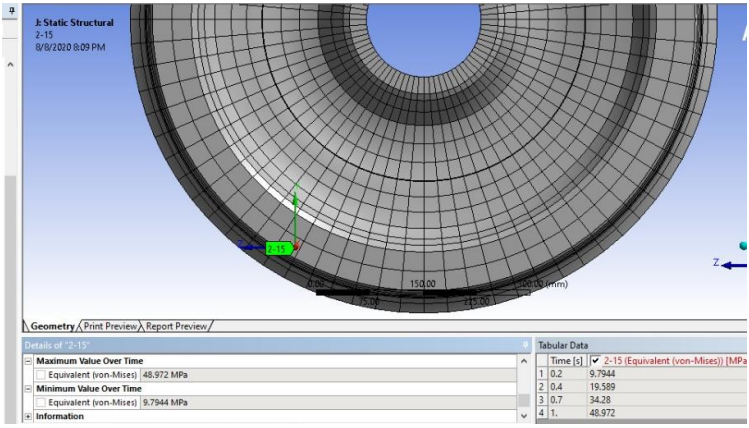
Gambar D- 2 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 30 mm



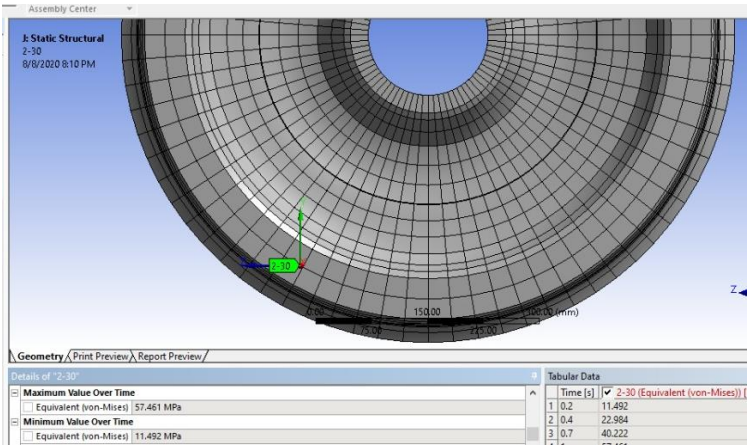
Gambar D- 3 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 45 mm



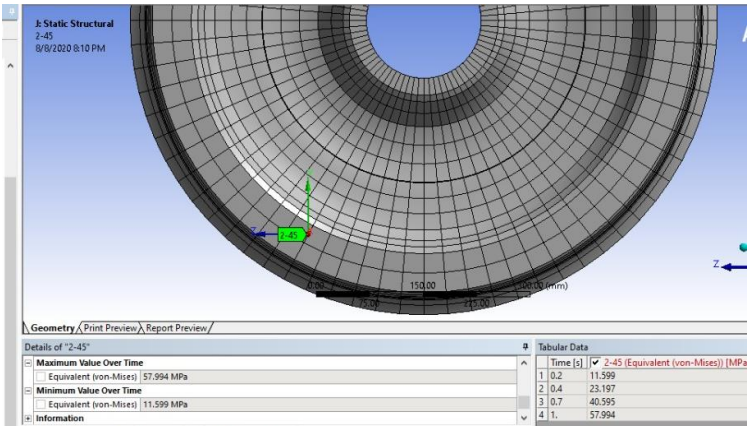
Gambar D- 4 Tegangan Residual Sektor 1 Kedalaman 60 mm



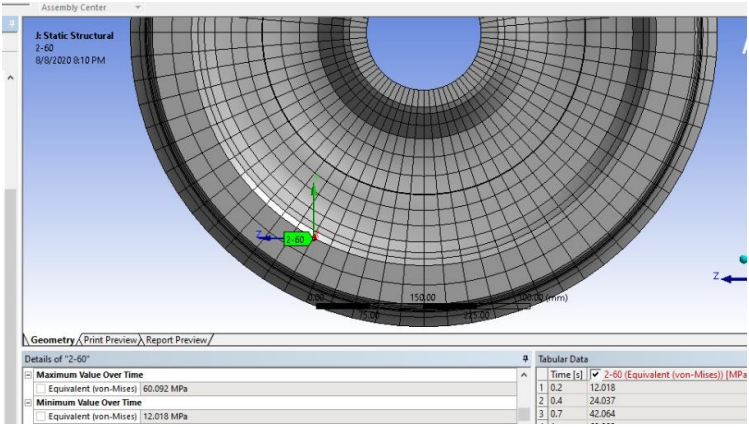
Gambar D- 5 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 15 mm



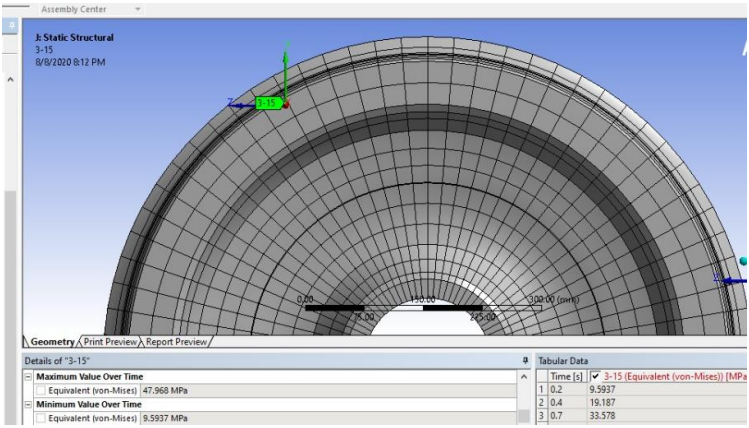
Gambar D- 6 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 30 mm



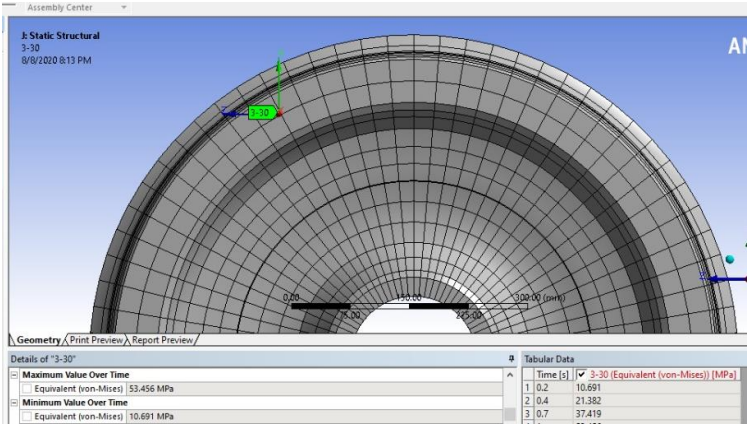
Gambar D- 7 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 45 mm



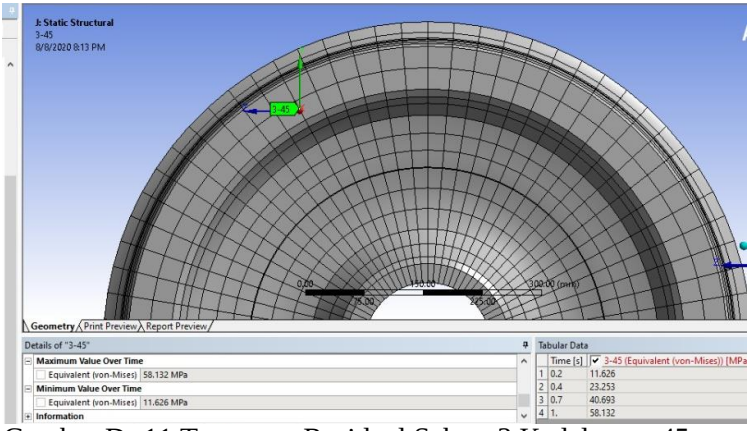
Gambar D- 8 Tegangan Residual Sektor 2 Kedalaman 60 mm



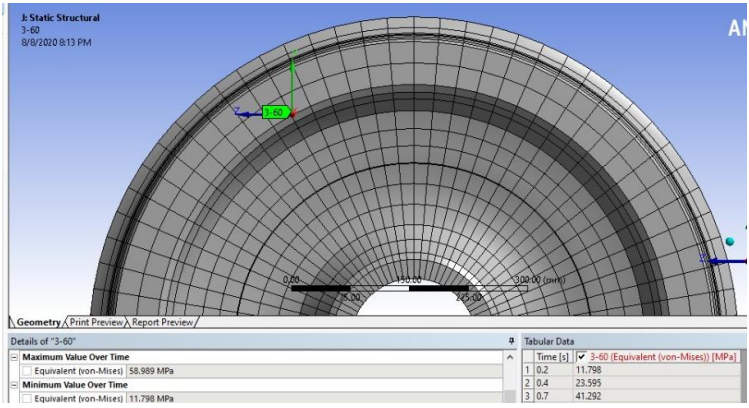
Gambar D- 9 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 15 mm



Gambar D- 10 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 30 mm



Gambar D- 11 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 45 mm



Gambar D- 12 Tegangan Residual Sektor 3 Kedalaman 60 mm

BIODATA PENULIS

Shaffan Ahda Izzatullah lahir di Blitar pada 11 Juni 1997, merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan Agus Suyanto dan Nunuk Yuli Setianingsih. Riwayat pendidikan penulis diawali dari MI Perwanida Blitar. Penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Blitar, kemudian melanjutkan pendidikan di SMA Negeri 1 Blitar dengan menempuh kelas Olimpiade. Setelah tamat SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke Surabaya untuk menempuh studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN. Penulis mengambil tugas akhir pada laboratorium Mekanika Benda Padat (MBP). Dalam bidang kemahasiswaan/organisasi, penulis aktif dalam organisasi Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS dan Tim Sapuangin ITS. Di LBMM ITS, penulis aktif sebagai kabiro administrasi Divisi Kewirausahaan pada tahun 2017/2018, sebagai kabiro inventaris pada tahun 2018/2019, dan sebagai mekanik pada tahun 2019/2020. Di Tim Sapuangin ITS, penulis aktif sebagai staf Divisi Vehicle Dynamic (VD) dengan spesialisasi suspensi mobil formula. Selain itu, penulis juga aktif dalam kegiatan kepanitiaan skala institute maupun nasional. Adapun penulis pernah mengikuti kepanitiaan seperti Mechanical City 2016, Engine Tune Up 2017, 2018 dan 2019, Mechanic’s Skill Competition 2018. Untuk informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email shaffanai@gmail.com.