

TUGAS AKHIR - TM 141585

**SIMULASI DESAIN *VELG* PADA PENGUJIAN  
*DYNAMIC CORNERING FATIGUE*  
BERDASARKAN SAE J 328 DENGAN METODE  
*STATIC STRUCTURAL ANALYSIS***

**ARDIKA INDRAWAN**  
NRP 2111 100 185

**Dosen Pembimbing**  
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN**  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017





**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**SIMULASI DESAIN *VELG* PADA PENGUJIAN  
*DYNAMIC CORNERING FATIGUE*  
BERDASARKAN SAE J 328 DENGAN METODE  
*STATIC STRUCTURAL ANALYSIS***

**ARDIKA INDRAWAN  
NRP 2111 100 185**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**PROGRAM STUDI SARJANA  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**VELG DESIGN SIMULATION ON DYNAMIC  
CORNERING FATIGUE TEST BASED ON SAE  
328 BY THE METHOD OF STATIC  
STRUCTURAL ANALYSIS**

**ARDIKA INDRAWAN  
NRP 2111 100 185**

**Advisor  
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2017**

**SIMULASI DESAIN *VELG* PADA PENGUJIAN  
*DYNAMIC CORNERING FATIGUE* BERDASARKAN  
SAE J 328 DENGAN METODE *STATIC STRUCTURAL  
ANALYSIS***

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**ARDIKA INDRAWAN**

NRP. 2111 100 185

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Pembimbing)  
NIP. 196508101991021001
2. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji I)  
NIP. 196511031990021001
3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. (Penguji II)  
NIP. 197909262005011001
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. (Penguji III)  
NIP. 196807061999031004

**SURABAYA**

**JULI, 2017**

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

**SIMULASI DESAIN *VELG* PADA PENGUJIAN *DYNAMIC CORNERING FATIGUE* BERDASARKAN SAE J 328 DENGAN METODE *STATIC STRUCTURAL ANALYSIS***

**Nama Mahasiswa** : Ardika Indrawan  
**NRP** : 2111100185  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

**ABSTRAK**

*Velg* berperan sebagai tempat melekatnya ban serta berfungsi menyalurkan daya dan mengendalikan arah gerak dari mobil. Apabila terjadi kerusakan pada *velg*, maka akan membahayakan bagi pengendara kendaraan tersebut. Untuk mendapatkan desain *velg* yang berkualitas dibutuhkan beberapa pengujian. Namun pengujian - pengujian tersebut bersifat destruktif, sehingga perusahaan memerlukan tenaga, waktu dan biaya pembuatan untuk melakukan pengujian. Oleh karena itu, tugas akhir ini bertujuan untuk mengurangi biaya tersebut dengan melakukan simulasi pengujian serupa terhadap desain *velg* yang akan diuji.

Dalam tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan dimulai dengan studi literatur dari jurnal dan penelitian sebelumnya terkait pengujian *dynamic cornering fatigue*. Studi tersebut meliputi standar yang digunakan, permodelan simulasi, dan pemberian beban. Pengujian ini mengacu pada standar *Society of Automotif Engineer* (SAE) J 328. Desain geometri *velg* dibuat pada software SOLIDWORK. Sedangkan untuk simulasi *static structural* menggunakan *meshing* berbentuk tetrahedron, proses *meshing* diuji kualitasnya dengan *convergent test*. *Boundary condition* menggunakan *fix support* pada *flange velg*. *Velg* dikenai 4 pembebanan yaitu pembebanan akibat berat kendaraan, pembebanan akibat gaya gesek antara ban dan permukaan jalan, pembebanan akibat kekencangan baut, dan pembebanan akibat kecepatan putar.

Arah gaya akibat berat kendaraan dan gaya gesek akibat ban dengan permukaan jalan diputar  $0^0$  hingga  $180^0$  agar mendapatkan ratio tegangan. Besar ratio tegangan dimasukkan pada *fatigue tool* untuk mendapatkan nilai *fatigue life*.

Setelah dilakukan simulasi, didapatkan nilai tegangan *equivalent von misses* dan *fatigue life* dari desain awal *velg* pada daerah *spoke velg* sebesar 191,59 MPa dan 773.980 putaran, dengan standar SAE J 328 adalah 500.000 putaran. Terdapat 6 modifikasi yang dilakukan pada *velg* untuk mendapatkan desain *velg* yang terbaik. Dari semua modifikasi, pada desain alternatif 6 dinyatakan aman dan memiliki nilai *fatigue life* yang lebih mendekati standar SAE J 328 yaitu 506.920 putaran dengan nilai tegangan *equivalent von misses* sebesar 198,56 MPa.

***Kata kunci : Fatigue Life, Pengujian Dynamic Cornering Fatigue, Static Structural Analysis, Tegangan Equivalent Von Misses, Velg***

# **VELG DESIGN SIMULATION ON DYNAMIC CORNERING FATIGUE TEST BASED ON SAE J 328 BY THE METHOD OF STATIC STRUCTURAL ANALYSIS**

**Name** : **Ardika Indrawan**  
**NRP** : **2111100185**  
**Department** : **Mechanical Engineering**  
**Advisory Lecturer** : **Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

## **Abstract**

Velg as a place of tires as well as serve to transmit power and controlling the direction of motion on the car. If velg is damage, it will be dangerous for the vehicle driver. To get a quality design of velg is needed some testing. But the testing is destructive test, so the companies need the effort, time and cost of making to do testing. Therefore, the final project aims to reduce these costs by simulated test with similar design of velg that will be tested.

In this final project, the procedure of research carried out in several stages which study of literature from the journal and previous research about dynamic cornering fatigue test. The study covers the standards used to be as simulation modelling and the giving of the load. This test refers to the standard of the Society of Automotive Engineers (SAE) J 328. Geometric design of velg draw in software SOLIDWORK. As for the static structural simulation using mesh tetrahedron-shaped, the quality meshing process tested by convergent test. Boundary condition using fix support on the flange velg. The velg are 4 loading i.e. imposition of heavy vehicles, the result of loading due to the friction between the tires and the

road surface, loading due to tightening the bolt, and the imposition of a result of speed dial. Force direction due to the weight of the vehicle and friction force between tire and road surface rotated  $0^{\circ}$  to  $180^{\circ}$  in order to obtain a voltage ratio. Large of voltage ratio are included on the fatigue tool for getting the value of the fatigue life.

After the simulation, voltage value obtained equivalent von misses and fatigue life from initial velg design on the area spoke velg of 191.59 MPa and 773,980 cycles, with standard SAE J 328 is 500.000 cycles. There are 6 modifications made to the velg design to get the best velg design. Of all the modifications, on the design of 6<sup>th</sup> alternative was declared safe and has a value of fatigue life of a more standard SAE J 328 approach i.e. 506,920 cycles with the value of the voltage of equivalent von misses is 198.56 MPa.

**Keywords: Fatigue Life, Dynamic Cornering Fatigue Test, Static Structural Analysis, Force of Equivalent Von Misses, Velg**

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua penulis Agus Indrajanto dan Indah Winarni, serta kakak adik dan keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E., Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., dan Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., PhD., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
5. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

6. Putri Novia Widodo yang menghiasi hari-hari penulis serta memberikan semangat, dorongan dan do'a kepada penulis.
7. Teman-temanku Nabil, Cuprit, Hisyam, Bagiyo, Kabol dan lainnya yang senantiasa membantu dalam proses pengerjaan tugas akhir.
8. Teman-teman MBP Squad Satpam, Santos, Raja, Gandung, JundiMeyong, Bangur, Wira, Mbek, Gilas, Helboi, Prem serta Ittang, Pimen, Tito, Tj, Fadli, Aufar, Esya, Kenyet, Junta, Kukuh, Mbeng, Deta, Wawan dan lainnya yang memotifasi penulis.
9. Teman-temanku LBMM 2011 serta Keluarga Besar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang selalu memberi semangat dan dukungan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
10. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-satu.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini.

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

Surabaya, Juli 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	3
1.3. Tujuan Penelitian .....	3
1.4. Batasan Masalah.....	4
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	5
2.1. <i>Velg</i> .....	5
2.2. Bagian - Bagian <i>Velg</i> .....	6
2.3. Jenis – Jenis Proses Pembuatan <i>Velg</i> .....	6
2.3.1. <i>One – Piece Cast Wheel</i> .....	6
2.3.2. <i>Gravity Casting</i> .....	7
2.3.3. <i>Low Pressure Casting</i> .....	8
2.3.4. <i>Spun - Rim</i> .....	8
2.3.5. <i>Forged</i> .....	9
2.3.6. <i>Semi – Solid Forging</i> .....	10
2.3.7. <i>Multi – Piece Wheel</i> .....	10
2.4. Standar Pengujian <i>Velg</i> .....	11
2.4.1. <i>Dynamic Cornering Fatigue Test</i> .....	11
2.4.2. <i>Dynamic Radial Fatigue Test</i> .....	14
2.4.3. <i>Impact Test</i> .....	15
2.5. Teori Kegagalan .....	16
2.6. <i>Finite Element Analysis</i> .....	19
2.6.1. Elemen Satu Dimensi .....	21
2.6.2. Elemen Dua Dimensi .....	21
2.6.3. Elemen Tiga Dimensi .....	22
2.7. <i>Fatigue Design</i> .....	23

2.7.1. Diagram Batas Tegangan.....	24
2.7.2. Kurva S-N.....	26
2.8. Studi Literatur .....	28
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>	<b>33</b>
3.1. Diagram Alir Pengujian .....	33
3.2. Desain Data <i>Velg</i> .....	34
3.3. Perhitungan Beban .....	35
3.3.1. Beban akibat Berat Kendaraan .....	36
3.3.2. Beban akibat Gaya Gesek antara Ban dengan Permukaan Jalan .....	36
3.3.3. Beban akibat Kekecangan Baut .....	37
3.3.4. Beban akibat Putaran <i>Velg</i> .....	39
3.4. Proses Simulasi.....	39
3.4.1. Proses <i>Meshing</i> .....	40
3.4.2. <i>Boundary Condition</i> .....	40
3.4.3. <i>Solution</i> .....	41
3.5. Perubahan Desain <i>Velg</i> .....	41
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>43</b>
4.1. Hasil Simulasi Desain Awal <i>Velg</i> .....	43
4.1.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Awal <i>Velg</i> .....	43
4.1.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Awal <i>Velg</i> .....	44
4.1.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Awal <i>Velg</i> ....	46
4.2. Hasil Simulasi Desain Alternatif 1 .....	48
4.2.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 1 .....	48
4.2.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 1.....	49
4.2.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 1... 53	
4.3. Hasil Simulasi Desain Alternatif 2.....	54
4.3.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 2.....	54
4.3.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 2.....	55
4.3.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 2... 57	
4.4. Hasil Simulasi Desain Alternatif 3 .....	59
4.4.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 3.....	59

4.4.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 3.....	60
4.4.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 3... ..	62
4.5. Hasil Simulasi Desain Alternatif 4.....	64
4.5.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 4.....	64
4.5.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 4.....	65
4.5.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 4... ..	68
4.6. Hasil Simulasi Desain Alternatif 5.....	70
4.6.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 5.....	70
4.6.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 5.....	71
4.6.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 5... ..	73
4.7. Hasil Simulasi Desain Alternatif 6.....	75
4.7.1. Hasil <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 6.....	75
4.7.2. Hasil Simulasi Tegangan <i>Equivalent Von Mises</i> Desain Alternatif 6.....	76
4.7.3. Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 6... ..	79
4.8. Analisa Perbandingan Desain <i>Velg</i> .....	81
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>85</b>
5.1. Kesimpulan .....	85
5.2. Saran.....	86
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>87</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>89</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>95</b>

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian – bagian pada veses pembuatan pada <i>one – piece cast wheel</i> .....	7
Gambar 2.3 Proses pembuatan pada <i>gravity casting wheel</i> .....	7
Gambar 2.4 Proses pembuatan pada <i>low pressure cast wheel</i> .....	8
Gambar 2.5 Proses pembuatan pada <i>flow – forming technology</i> ..	9
Gambar 2.6 Proses pembuatan <i>forged wheel</i> .....	9
Gambar 2.7 Contoh <i>velg</i> menggunakan proses <i>multi – piece wheel</i> .....	10
Gambar 2.8. <i>Dynamic cornering fatigue test</i> (a) Pengujian DCF (b) <i>Crack velg</i> pada pengujian DCF (c) Skema pengujian DCF .....	12
Gambar 2.9 <i>Dynamic radial test</i> (a) Skema pengujian DRF (b) <i>Crack velg</i> pada pengujian DRF .....	14
Gambar 2.10 <i>Impact test</i> (a) Skema pengujian <i>impact test</i> (b) <i>Crack velg</i> pada <i>impact test</i> .....	16
Gambar 2.11 Tegangan normal tarik pada silinder .....	17
Gambar 2.12 Tegangan normal tekan pada silinder .....	21
Gambar 2.13 Tensor tegangan tiga dimensi .....	18
Gambar 2.14 Elemen batang yang terkena beban (a) Titik 1 mengalami perpindahan sebesar $u_1$ (b) Titik 2 mengalami perpindahan sebesar $u_2$ .....	20
Gambar 2.15 Elemen 1 dimensi (a) Kubik (b) Kuadratik (c) Linear.....	21
Gambar 2.16 Elemen 2 dimensi segitiga dan segiempat .....	22
Gambar 2.17 Elemen 3 dimensi tetrahedron dan balok.....	22
Gambar 2.18 Elemen <i>tetrahedron</i> .....	22
Gambar 2.19 Tipe siklus tegangan (a) Tegangan bolak - balik (b) Tegangan berulang (c) Tegangan acak.....	23
Gambar 2.20 Tegangan siklik.....	24
Gambar 2.21 Diagram – diagram batas tegangan terhadap kelelahan.....	24
Gambar 2.22 Karakter pembebanan dinamis dengan amplitudo konstan dan pembebanan <i>fully – reversed</i> .....	25

Gambar 2.23 Karakter pembebanan dinamis dengan amplitudo konstan dan pembebanan <i>zero - based</i> .....	26
Gambar 2.24 Kurva S-N untuk logam ferrous dan non ferrous .....	26
Gambar 2.25 Pengaruh rasio tegangan pada kurva S-N .....	26
Gambar 2.26 (a) Lima $45^0$ <i>strain rossetes</i> pada permukaan luar <i>disk</i> dan referensi local setiap <i>strain rossetes</i> (b) Permodelan arah gaya yang diberikan pada poros .....	29
Gambar 2.27 <i>Velg</i> di- <i>fix</i> -kan dan besarnya gaya $F_o$ konstan berputar .....	29
Gambar 2.28 Permodelan gaya dan poros (a) Arah gaya $F_y$ (b) Arah gaya $F_x$ .....	29
Gambar 2.29 <i>Finite element model</i> pada pengujian .....	30
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian .....	33
Gambar 3.2 Desain awal <i>velg</i> yang disimulasi.....	35
Gambar 3.3 Kondisi gaya yang bekerja pada mobil saat berbelok .....	35
Gambar 3.4 Beban akibat berat kendaraan.....	36
Gambar 3.5 Beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan.....	37
Gambar 3.6 Pembebanan akibat kekencangan baut .....	38
Gambar 3.7 Gaya sentrifugal pada <i>velg</i> .....	39
Gambar 3.8 <i>Meshing</i> pada <i>velg</i> .....	40
Gambar 3.9 <i>Boundary condition fix support</i> pada <i>flange</i> .....	41
Gambar 4.1 Hasil <i>convergent test</i> desain awal <i>velg</i> .....	43
Gambar 4.2 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> desain awal <i>velg</i> .....	45
Gambar 4.3 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain awal <i>velg</i> .....	46
Gambar 4.4 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain awal <i>velg</i> .....	47
Gambar 4.5 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain awal <i>velg</i> .....	47

Gambar 4.6 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 1 .....	49
Gambar 4.7 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 1.....	45
Gambar 4.8 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 1 .....	52
Gambar 4.9 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 1.....	52
Gambar 4.10 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 1.....	53
Gambar 4.11 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 2.....	54
Gambar 4.12 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 2.....	56
Gambar 4.13 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 2.....	57
Gambar 4.14 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 2.....	57
Gambar 4.15 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 2.....	58
Gambar 4.16 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 3.....	59
Gambar 4.17 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 3.....	61
Gambar 4.18 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 3.....	62
Gambar 4.19 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 3.....	63
Gambar 4.20 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 3.....	63
Gambar 4.21 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 4.....	65
Gambar 4.22 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 4.....	67
Gambar 4.23 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 4.....	68
Gambar 4.24 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 4.....	68
Gambar 4.25 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 4.....	69
Gambar 4.26 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 5.....	70
Gambar 4.27 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 5.....	72
Gambar 4.28 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 5.....	73

Gambar 4.29 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 5.....	74
Gambar 4.30 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 5.....	74
Gambar 4.31 Hasil <i>convergent test</i> desain alternatif 6.....	76
Gambar 4.32 Hasil simulasi tegangan $0^0$ sampai $180^0$ pada <i>spoke</i> velg desain alternatif 6.....	78
Gambar 4.33 Tegangan simulasi pada posisi $15^0$ desain alternatif 6.....	79
Gambar 4.34 Definisi <i>fatigue tools</i> pada proses simulasi desain alternatif 6.....	79
Gambar 4.35 Hasil simulasi <i>fatigue life</i> desain alternatif 6.....	80

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> <i>Load Factor</i> dan <i>Minimum Cycles</i> pada <i>Dynamic Cornering Fatigue Test</i> .....	14
<b>Tabel 2.2</b> <i>Load Factor</i> dan <i>Minimum Cycles</i> pada <i>Dynamic Radial Fatigue Test</i> .....	15
<b>Tabel 3.1</b> Modifikasi <i>Velg</i> .....	42
<b>Tabel 4.1</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 1 .....	50
<b>Tabel 4.2</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 2 .....	55
<b>Tabel 4.3</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 3 .....	60
<b>Tabel 4.4</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 4 .....	66
<b>Tabel 4.5</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 5 .....	71
<b>Tabel 4.6</b> Modifikasi pada <i>Velg</i> Desain Alternatif 6 .....	77
<b>Tabel 4.7</b> Perbandingan Hasil Simulasi pada Desain <i>Velg</i> .....	81

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan dan pertumbuhan industri otomotif berlangsung begitu cepat. Desain untuk satu jenis komponen selalu mengalami perubahan baik berupa modifikasi dari desain yang telah ada ataupun desain baru. Perubahan desain itu sangat erat kaitannya dengan segi kekuatan, keamanan, kenyamanan, maupun keindahan komponen tersebut.

*Velg* merupakan komponen otomotif yang mengalami perubahan desain yang memiliki nilai estetika tinggi. Namun untuk memenuhi kebutuhan pasar global akan produk *velg* yang berkualitas tinggi tidak hanya melihat dari nilai estetikanya saja namun juga harus memperhatikan dari segi fungsi dan kehandalan *velg* tersebut. Maka desain baru sebuah *velg* yang memenuhi kriteria harus melalui beberapa pengujian test sebelum *velg* diproduksi massal.

*Velg* berfungsi sebagai penyalur energi dan penyangga beban dari kendaraan. *Velg* saat beroperasi tidak hanya mengalami beban statik namun juga mengalami beban dinamik yang berulang sehingga dapat menyebabkan kerusakan di bawah kekuatan elastisnya. Kerusakan tersebut dapat terjadi karena akumulasi dari pembebanan berulang yang telah diterima komponen tersebut melebihi kemampuannya menyerap energi atau kita kenal sebagai *fatigue failure*.

Dalam penggunaannya, banyak komponen yang mengalami kegagalan akibat *fatigue failure*. Hal ini akan sangat berbahaya jika terjadi pada *velg* karena akan membahayakan kerugian materi dan keselamatan pengemudi. Untuk itu perlu adanya pengujian pada *velg* yang akan digunakan, sehingga dapat ditentukan masa pakai dari *velg* tersebut.

Pengujian *dynamic cornering fatigue* merupakan salah satu bentuk pengujian pada *velg* yang bertujuan untuk

mengetahui ketahanan fatik *velg* saat kondisi menikung di jalan. Pengujian *velg* harus disesuaikan dengan kondisi nyata saat *velg* beroperasi, maka untuk melakukan pengujian pada *velg* harus menggunakan standar pengujian yang telah ditetapkan oleh sebuah departemen transportasi dan komponen otomotif untuk memverifikasi ketahanan fatik dari *velg* terhadap beban-beban tertentu.

Terdapat beberapa standar pengujian pada bidang otomotif di dunia, diantaranya yaitu *Society of Automotive Engineering (SAE)*, *Japanese Automotive Society Organisation (JASO)*, *(Japanese Industrial Society (JIS))*, dan *International Organization for Standardization (ISO)*. Sedangkan standar untuk pengujian *dynamic cornering fatigue* yaitu *SAE J 328 Wheels-Passenger Car and Light Truck Performance Requirements and Test Procedures*, *ISO 3006 Road Vehicles-Passenger Car Wheels for Road Use-Test Methods*, dan *JIS D 4202 Automobile Tyres-Designation and Dimensions*. Dari beberapa standar pengujian tersebut, *SAE J 328* merupakan standar pengujian yang paling sesuai dengan pengujian yang akan dilakukan.

Namun perusahaan-perusahaan lokal yang memproduksi *velg* selama ini hanya menggunakan metode *trial and error* dalam proses pengujian *velg* tersebut. Karena pengujian *dynamic cornering fatigue* merupakan pengujian yang bersifat *destructive* sehingga akan memberi banyak kerugian, antara lain adalah biaya dan waktu dalam proses pembuatan maupun perbaikan desain dari *velg* setelah dilakukan pengujian.

Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan untuk menganalisa suatu komponen, salah satunya adalah "Metode Elemen Hingga (*Finite Element*)". Kelebihan dari metode ini adalah kemampuannya dalam menganalisa suatu obyek yang mempunyai struktur geometri yang kompleks. Bahkan metode ini biasa digunakan sebelum prototype yang sebenarnya dibuat. Keterbatasan metode ini adalah tidak melibatkan efek korosi, tegangan residual, perubahan temperatur, dan kekerasan

permukaan. Namun metode ini dapat mendeteksi daerah kritis dari suatu komponen (*Initial Stress Screening*).

Berdasarkan latar belakang ini, penulis menawarkan alternatif untuk mengatasi permasalahan tersebut dengan cara memvisualisasikan *velg* beserta perangkat lain dalam pengujian *dynamic cornering fatigue* menggunakan *SOLIDWORKS*, kemudian mensimulasikan *velg* pada *software static structural* metode elemen hingga. Pada simulasi tersebut kondisi pembebanan pada komponen akan disesuaikan dengan beban pada pengujian yang sesungguhnya pada pengujian *dynamic cornering fatigue* dengan menggunakan standar pengujian SAE J 328.

## 1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang terdapat dalam tugas akhir ini yaitu mendesain *velg* terlebih dahulu dengan solid model geometris menggunakan *SOLIDWORK*. Kemudian memodelkan dan mengikuti langkah-langkah dari konsep metode elemen hingga (*finite element*) menggunakan pembebanan yang sesuai dengan SAE J 328 pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mendapatkan daerah yang mempunyai tegangan yang paling besar dan berada pada kondisi kritis yang dinilai akan terjadi *initial cracks*. Langkah terakhir adalah melakukan perubahan terhadap desain *velg* sehingga menghasilkan *velg* yang lebih baik dan handal terhadap pembebanan yang diberikan.

## 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisa desain *velg*, memprediksi kerusakan, dan mengetahui jumlah *cycle* yang dapat ditempuh dengan pembebanan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* sesuai dengan SAE J 328.
2. Mengetahui perubahan kekuatan dan jumlah *cycle yang* terjadi pada daerah *critical cracks* setelah dilakukan perbaikan.

#### 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Analisa yang dilakukan berdasarkan pada pembebanan pada mesin uji *dynamic cornering fatigue* pada SAE J 328.
2. Tegangan sisa dari proses pembuatan velg tidak diperhitungkan.
3. Material *velg* homogen.
4. Analisa prediksi jumlah *cycle* yang ditempuh sampai pada pengintian retak (*crack initiation*).
5. Pengaruh kekasaran permukaan tidak diperhitungkan.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapat dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan alternatif dalam pengembangan desain *velg* untuk mengurangi kerugian baik materi maupun waktu.
2. Dapat digunakan sebagai acuan untuk mengetahui umur pemakaian *velg* yang telah dianalisa.
3. Dapat digunakan sebagai pertimbangan desain *velg* baru bagi perusahaan yang memproduksi *velg*

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini akan dijelaskan tentang dasar teori dan tinjauan pustaka yang berhubungan dengan pengujian *dynamic cornering fatigue*. Pembahasan pertama dalam tugas akhir ini adalah fungsi dan bagian-bagian *velg* secara umum dilanjutkan dengan jenis - jenis pembuatan *velg* secara umum. Kemudian yang kedua yaitu penjelasan mengenai standar pengujian *velg* untuk mengetahui beban, formulasi gaya yang bekerja dan kegagalan yang terjadi pada *velg* berdasarkan standar pengujian SAE J 328. Adapun standar pengujian *velg* berdasarkan SAE J 328 dibagi menjadi 3 macam yaitu *Dynamic Radial Fatigue Test* (DRF), *Dynamic Cornering Fatigue Test*, dan *Impact Test*. Berikutnya yaitu teori kegagalan yang menjelaskan mengenai teori kegagalan *von misses*. Selanjutnya yaitu penjelasan mengenai teori *Finite Element Analysis* (FEA) juga yang merupakan metode simulasi yang dipakai dalam tugas akhir ini. Serta yang terakhir yaitu penjelasan mengenai teori *Fatigue Design* yang berisi penjelasan teori *fatigue* yang diterima oleh suatu komponen. Berikut penjelasan selengkapnya.

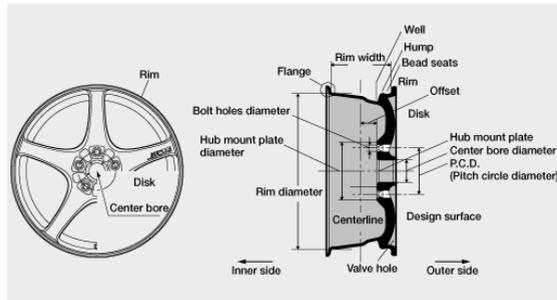
#### **2.1 Velg**

*Velg* atau *rim* adalah lingkaran luar desain logam yang tepi bagian dalam dari ban sudah terpasang pada kendaraan seperti mobil. *Velg* berfungsi sebagai sarana penghubung daya antara poros pemutar roda dengan ban sehingga mobil dapat bergerak maju atau mundur sesuai dengan putaran poros pemutar roda. Pada saat beroperasi *velg* menerima beban statik dan dinamik secara berulang-ulang. Oleh karena itu dalam merancang sebuah *velg* harus memiliki kemampuan untuk menerima beban tersebut, namun juga harus melihat dari segi kenyamanan, keindahan, dan biaya pembuatan.

#### **2.2 Bagian – Bagian Velg**

Konstruksi *velg* harus kuat karena dalam penggunaannya *velg* menerima berbagai beban baik statis maupun dinamis. Seperti pada bagian *bead seat* yang berfungsi sebagai tempat dudukan ban atau *flange* yang merupakan pengunci agar ban tidak

lepas dari *velg*. *Velg* memiliki beberapa bagian yang memiliki fungsi yang berbeda-beda. Berikut adalah gambar bagian-bagian pada *velg* :



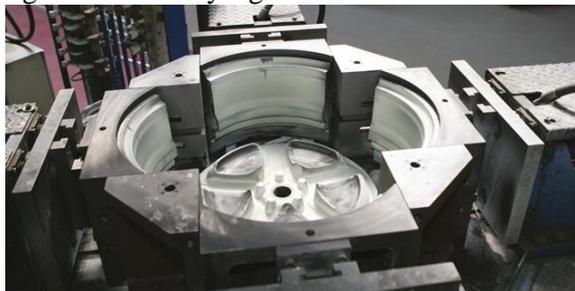
**Gambar 2.1** Bagian-bagian pada *velg*<sup>[12]</sup>

### 2.3 Jenis – Jenis Pembuatan *Velg*

*Velg* memiliki beberapa jenis berdasarkan pembuatannya. *Velg* merupakan bagian yang sangat penting pada *velg* karena merupakan letak beban terletak pada bagian tersebut. Sehingga pemilihan material dan proses pembuatan *velg* harus ditentukan berdasarkan fungsi dan kegunaannya dalam beroperasi. Contohnya pada mobil – mobil menggunakan tipe *velg* yang berbeda dengan tipe *velg* yang digunakan oleh bus dan truk. Berikut jenis-jenis proses pembuatan *velg* :

#### 2.3.1 *One – Piece Cast Wheels*

Ini merupakan tipe *velg* aluminium yang banyak ditemukan dan merupakan proses paling sederhana. *Casting* merupakan proses pencetakan (menggunakan *mould* bentuk *velg* sesuai desainnya) melalui penuangan aluminium yang dilelehkan.



**Gambar 2.2** Proses pembuatan pada *one – piece cast wheel*<sup>[13]</sup>

### 2.3.2 Gravity Casting

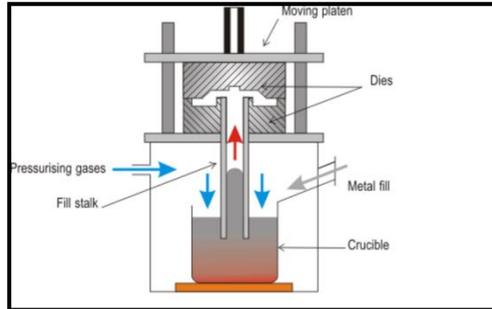
*Gravity casting* merupakan salah satu proses *casting* paling sederhana, yaitu dengan menuangkan lelehan aluminium ke dalam cetakan dengan memanfaatkan gravitasi bumi untuk memenuhi cetakannya. Jadi kunci utama adalah di desain cetakan yang benar-benar memperhitungkan arah gravitasi sehingga kepadatan bentuk bisa didapat. Keuntungannya yaitu harga produksi lebih murah. Tapi tentu desain seperti ini tidak bisa mengakomodir faktor “*weight reduction*”, karena kepadatan hasil gravitasi membutuhkan lelehan dalam jumlah banyak, yang akan menambah berat *velg*. Kepadatan aluminium juga tidak bisa diatur sedemikian rupa, udara masih mudah ikut tercampur. Sehingga biasanya proses model ini akan menambah berat *velg* jika ingin menambah kekuatannya.



**Gambar 2.3** Proses pembuatan pada *gravity casting wheel*<sup>[13]</sup>

### 2.3.3 Low Pressure Casting

*Low pressure casting* menggunakan tekanan tambahan untuk menuangkan lelehan aluminium ke dalam cetakan, sehingga proses penuangan lebih cepat dan kondisi aluminium bisa lebih padat dari proses *gravity casting*. Tekanan bisa didapat dari pemutaran cetakan itu sendiri, ada juga yang dibantu beberapa alat. Dengan harga produksi yang tidak jauh dari *gravity casting*, proses casting tekanan rendah ini sekarang menjadi sangat umum. Beberapa produsen *velg* juga telah mengembangkan proses ini dengan berbagai alat dan ukuran tekanan tertentu, demi terciptanya *velg* yang lebih ringan.



**Gambar 2.4** Proses pembuatan pada *low pressure cast wheel*<sup>[13]</sup>

### 2.3.4 *Spun – Rim, Flow – Forming atau Rolling Technology*

Ini salah satu pengembangan dari *low pressure casting*, dengan menggunakan sebuah mesin khusus yang memutar *casting* awal kemudian memanaskan bagian terluar *casting*-nya dan dengan menggunakan tekanan *roller* baja sehingga menghasilkan bentuk akhir *velg*. Kombinasi panas, tekanan dan pemutaran itu menghasilkan penampang *velg* yang kuat, hampir mirip dengan *forged*, tapi dengan biaya lebih murah. Banyak *velg* yang menggunakan metode ini berhasil mencapai *light wheel* dengan harga yang lebih murah.

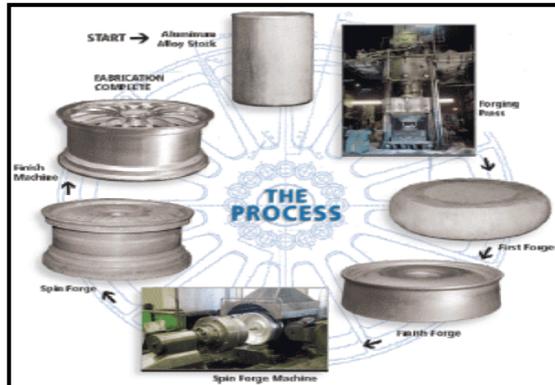


**Gambar 2.5** Proses pembuatan pada *flow - forming technology*<sup>[13]</sup>

### 2.3.5 *Forged*

*Forged* merupakan teknologi paling mutakhir dalam pengerjaan *velg one-piece*. *Forging* merupakan proses

memampatkan *billet* aluminium solid dengan tekanan yang tinggi. Proses ini menghasilkan sebuah *velg* aluminium yang sangat padat, kuat dan sangat ringan. Proses pemampatan ini memerlukan peralatan yang cukup mahal, biaya perawatan mesin yang tinggi dan pengembangan proses membutuhkan biaya yang sangat tinggi. Biaya yang sangat mahal ini membuat perusahaan meniggikan harga jual pada pelek dengan proses *forged* ini.



**Gambar 2.6** Proses pembuatan *forged wheel*<sup>[13]</sup>

### 2.3.6 *Semi – Solid Forging*

Beberapa pabrikaan menganggap teknologi *semi - solid forging* (SSF) yang paling bagus, karena dapat menggabungkan kelebihan *casting*, khususnya dalam kemungkinan desain yang kreatif, dan kelebihan *forging*, khususnya untuk tujuan *lightweight* dan kekuatan. Sehingga harga juga akan lebih murah daripada *forged*. Secara pembuatan, masih menggunakan mekanisme *casting*, tapi dengan *flow-forming* khusus dan beberapa teknik lain, mengkompres struktur aluminium menyerupai *forging*.

### 2.3.7 *Multi – Piece Wheels*

*Velg* tipe ini menggunakan 2 atau 3 komponen terpisah yang dirakit menjadi satu wujud *velg*. Umumnya *multi - piece wheels* menerapkan lebih dari satu metode pembuatan. Misalnya, bagian tengah dibuat secara *casting*

atau *forged*, sedangkan lingkaran pinggir *velg*-nya dibuat dengan proses *spun* dari aluminium. Komponen terpisah tersebut kemudian dibaut, di-*sealant* atau dilas (*welded*) menjadi satu. Model *multi-piece* sendiri mulai berkembang pada awal 1970-an, dengan pertimbangan untuk mengejar *light-weight*.



**Gambar 2.7** Contoh *velg* menggunakan proses *multi - piece wheel*<sup>[13]</sup>

## 2.4 Standar Pengujian *Velg*

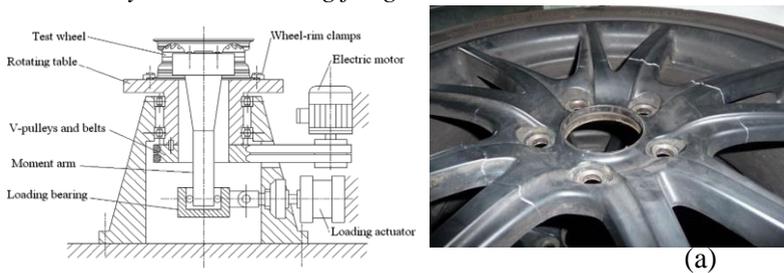
Aspek *durability* merupakan aspek yang penting dalam pembuatan suatu *velg*. Aspek *durability* sangat dipengaruhi oleh beban yang diterima terutama beban dinamik yang berulang - ulang karena dapat menyebabkan material mengalami kelelahan (*fatigue*). Oleh karena itu beban pada pengujian yang akan dilakukan harus representatif terhadap beban yang diterima oleh *velg* pada kondisi sesungguhnya saat sedang digunakan.

Standard pengujian *velg* ada 3 jenis pengujian yaitu *dynamic radial fatigue test*, *dynamic cornering fatigue test*, dan *impact test*. Namun pada SAE J 328 (*society of automotive engineers*) terdapat 2 jenis pengujian yaitu *dynamic radial fatigue test* dan *dynamic cornering fatigue test*. SAE J 328 ini digunakan untuk mengetahui kinerja minimum di pengujian *fatigue* (lelah) saat penggunaan jalan raya normal pada mobil penumpang, truk ringan, dan kendaraan serbaguna. Persyaratan kinerja minimum ini hanya berlaku untuk *velg* yang terbuat dari bahan *ferrous all*,

*cold formed aluminium 5000 series, dan aluminium cast and forged.*

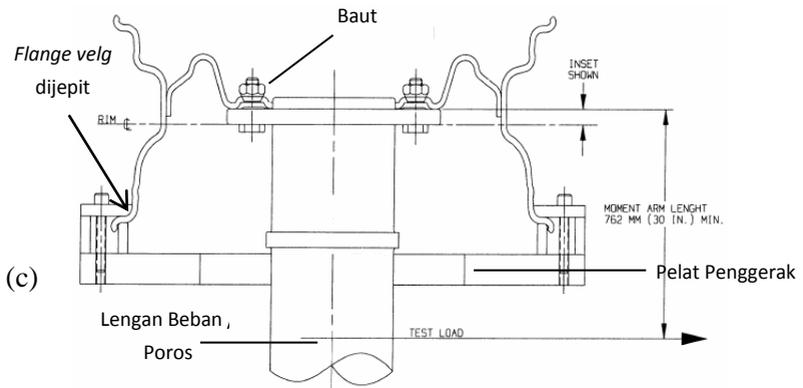
### 2.4.1 **Dynamic Cornering Fatigue Test**

*Dynamic cornering fatigue test* merupakan pengujian yang bertujuan untuk mengetahui kekuatan fatik *velg* terhadap beban yang diterima *velg* saat kondisi menikung di jalan. Beban yang diberikan terhadap pengujian ini adalah beban vertikal dari berat mobil dan juga beban lateral akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan. Pada pengujian ini *velg* tanpa ban dicekam pada *flange*-nya, dengan lengan beban atau poros dipasang pada disk *velg* dan pada sisi poros yang bebas diberi beban vertikal dan lateral. Kemudian *velg* diputar dengan kecepatan tertentu. Berikut adalah gambar skema pengujian *dynamic cornering fatigue*.



(b)

**Gambar 2.8** *Dynamic cornering fatigue test* (a) Pengujian DCF (b) *Crack velg* pada pengujian DCF<sup>[81]</sup>



(c)

### Gambar 2.8 (c) Skema pengujian DCF

Pengujian *velg* didasarkan pada pengujian momen lentur seperti pada gambar 2.8a di atas. Berikut langkah – langkah pengujian *dynamic cornering fatigue* :

1. *Velg* mobil dijepit pada *flange* (pada bagian terluar bawah *velg*, seperti pada gambar 2.8c ) secara *fixed* pada pelat penggerak yang dapat berputar dengan kecepatan tertentu.
2. Lengan beban atau poros dengan kekakuan yang cukup tinggi dipasang pada keempat lubang baut *velg* (*disk velg*) dengan pengencangan baut sebesar 115 N.m.
3. Dengan panjang lengan beban atau poros sebesar 30 inch atau 762 mm.
4. Kemudian peralatan tersebut diputar pada rentang kecepatan yang ditentukan seperti saat *velg* mobil sedang berjalan.
5. Beban diberikan pada lengan beban yang bebas secara bertahap sampai tercapai beban maksimum dan berulang – ulang.

Beban yang diterima *velg* adalah momen bending yang diberikan oleh poros yang terlebih dahulu dibaut pada *velg*. Besarnya beban yang diterima oleh *velg* dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut :

$$M = W(Ru+d).S$$

Keterangan :  
 M = Moment Bending  
 W = Setengah dari maksimum *static load* dari beban poros pada roda kendaraan.  
 R = Jarak *static load* yang diterima oleh ban  
 u = Koefisien gesek antara ban dengan permukaan jalan (u=0,7)  
 d = Wheel Offset  
 S = Load Factor

Adapun *load factor* pada pengujian *dynamic cornering fatigue* sudah ditetapkan oleh SAE (*society of automotive engineers*) yaitu pada SAE J 328. Besarnya *load factor* tergantung pada material yang digunakan untuk pembuatan *velg* tersebut. Selain

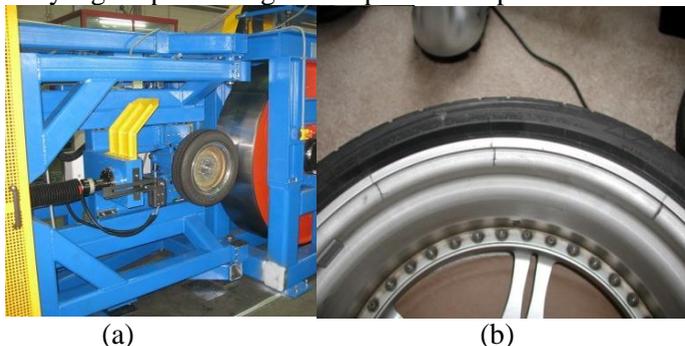
besarnya *load factor*, *minimum cycle* yang harus ditempuh oleh *velg* pada pengujian ini sudah ditentukan. Berikut tabel *load factor* dan *minimum cycles* pada pengujian *dynamic cornering fatigue*.

**Tabel 2.1** *Load Factor* dan *Minimum Cycles* pada *Dynamic Cornering Fatigue Test*<sup>[1]</sup>

<i>Wheel type (material)</i>	<i>“S” Front</i>	<i>“S” Rear</i>	<i>Minimum Cycle</i>
<i>Ferrous All</i>	1,6	1,45	180.000
<i>Cold Formed Aluminium 5000 series</i>	1,8	1,55	500.000
<i>Aluminium cast and forged</i>	2,0	1,75	500.000

#### 2.4.2 *Dynamic Radial Fatigue Test*

*Dynamic radial fatigue test* merupakan pengujian pada *velg* yang dilakukan untuk mengetahui kekuatan fatik dari struktur *velg* terhadap beban radial. Pengujian ini dilakukan dengan cara, *velg* yang sudah dipasang ban di-*mounting* pada sebuah *spindle* yang dapat berputar bebas. Pembebanan dilakukan dengan cara pemberian gaya tekan ke arah radial pada salah satu sisi *velg* yang diberikan oleh *carriage* yang merupakan salah satu komponen pada alat uji tersebut. Sisi lain dari *velg* tersebut bersinggungan dengan *Roadwheel* yang berputar dengan kecepatan 237 rpm.



**Gambar 2.9** *Dynamic radial fatigue test* (a) Skema pengujian DRF (b) *Crack velg* pada pengujian DRF<sup>[10]</sup>

Pada pengujian DRF beban yang diterima oleh *velg* serta lamanya pengujian disesuaikan dengan standar yang telah ditetapkan. Besarnya beban radial yang diterima dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Fr = W.K$$

Keterangan : Fr = Beban radial

W = Setengah *static load* maksimum pada poros roda kendaraan atau *static load* maksimum pada *velg*

K = *Load factor*

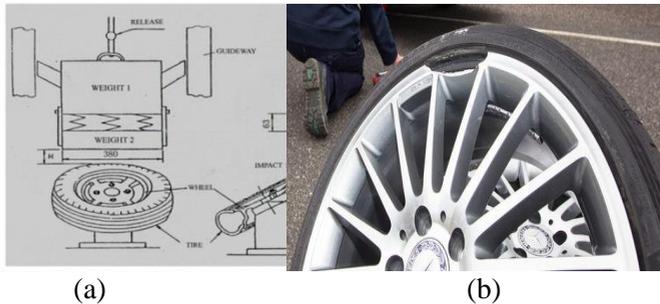
*Static load* maksimum yaitu besarnya beban yang diterima *velg* diperoleh dari total berat kendaraan, berat penumpang, dan berat barang yang terdapat pada mobil. Untuk mobil penumpang (*passenger car*), *maximum static load* yang diterima 4 *velg* yaitu 1400kg. Sehingga masing - masing *velg* menerima beban 350 kg. Sedangkan besarnya *load factor* berbeda pada setiap material yang digunakan pada *velg*. Pada SAE J 328 ditetapkan *load factor* serta *minimum cycle* yang digunakan saat pengujian agar didapatkan hasil yang valid. Adapun besarnya *load factor* dan *minimum cycle* dapat dilihat pada tabel 2.2.

**Tabel 2.2** *Load Factor* dan *Minimum Cycle* pada *Dynamic Radial Fatigue Test*<sup>[1]</sup>

<i>Wheel type (material)</i>	<i>“K” Front</i>	<i>“K” Rear</i>	<i>Minimum Cycle</i>
<i>Ferrous All</i>	2,25	2,0	400.000
<i>Aluminium All</i>	2,5	2,25	600.000

### 2.4.3 *Impact Test*

*Impact test* merupakan pengujian yang bertujuan untuk mengetahui kekuatan suatu *velg* terhadap beban *impact* atau beban kejut yang diterima. Pada pengujian ini, *velg* dan ban dipasang pada dudukan dengan sudut 13<sup>0</sup> dari sumbu horizontal. Kemudian beban dijatuhkan secara mendadak hingga mengenai *velg*. Berikut adalah gambar skema *impact test*.



**Gambar 2.10** *Impact test* (a) Skema pengujian *impact test*  
 (b) *Crack velg* pada *impact test*<sup>[11]</sup>

Pada *impact test* berlaku hukum gerak lurus berubah beraturan. Kecepatan beban saat menumbuk *velg* harus di perhitungkan sehingga dapat diketahui besar beban yang mengenai *velg*. Berat dan ketinggian dari beban yang digunakan berbeda – beda, tergantung dengan spesifikasi dari standard pengujian yang diterapkan.

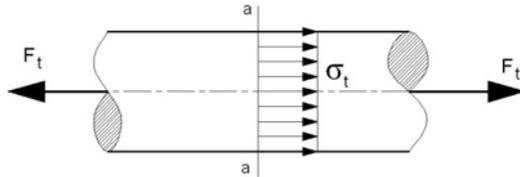
Pengujian – pengujian ini dilakukan untuk memastikan bahwa *velg* yang akan digunakan oleh pengendara aman terhadap beban dan tidak mengalami *crack* saat digunakan. Apabila terjadi kegagalan saat *velg* digunakan maka hal tersebut akan sangat berbahaya untuk pengendara. Selain itu pengujian – pengujian yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui umur *velg* sehingga dapat diketahui periode untuk melakukan penggantian *velg*.

## 2.5 Teori Kegagalan

Apabila terdapat dua gaya yaitu gaya tarik dan gaya tekan (  $F_t$  atau  $F_c$  ) yang besarnya sama dan berlawanan arah bekerja tegak lurus pada potongan suatu benda, maka akan terjadi tegangan normal pada benda tersebut. Tegangan normal terdiri atas dua macam. Pertama tegangan tarik yaitu tegangan normal yang menghasilkan tarikan (*tension*) pada permukaan sebuah benda. Tegangan tekan yaitu tegangan yang memberikan dorongan (*compressive*) pada permukaan sebuah benda<sup>[11]</sup>. Seperti pada gambar 2.12 terjadi kondisi tarik dan pada gambar 2.13 terjadi kondisi tekan.

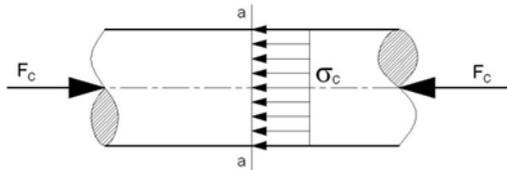
Kondisi tarik (*tension*)

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_{(a-a)}}$$



**Gambar 2.11** Tegangan normal tarik pada silinder<sup>[2]</sup>  
Kondisi tekan (*compression*)

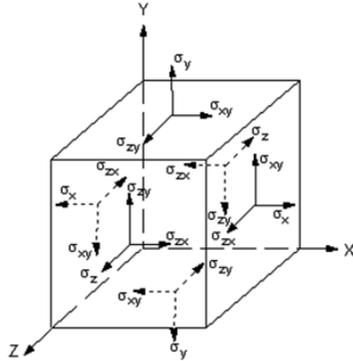
$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_{(a-a)}}$$



**Gambar 2.12** Tegangan normal tekan pada silinder<sup>[2]</sup>

Pada penelitian tugas akhir ini benda yang di teliti memiliki geometri tiga dimensi, jadi harus dilakukan analisa tiga dimensi. Tegangan dilihat pada sebuah titik apabila diperbesar berupa bentuk kubus yang memiliki dimensi  $dx$ ,  $dy$  dan  $dz$  seperti pada gambar 2.13. Dengan mengambil suatu sumbu referensi *orthogonal* (*cartesian*) maka kubus tersebut akan memiliki 9 komponen sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_y & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$



**Gambar 2.13** Tensor tegangan tiga dimensi<sup>[2]</sup>

Adapun untuk memperoleh tegangan prinsipil dari gaya – gaya tersebut didapat dari persamaan :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0$$

sehingga diperoleh  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  dan  $\sigma_3$ , dimana :

$$\begin{aligned} I_1 &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \\ I_2 &= \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 \\ I_3 &= \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - \sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 - \sigma_y \cdot \tau_{xz}^2 - \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2 \end{aligned}$$

Sedangkan tegangan equivalennya didapat dari persamaan :

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2}$$

atau

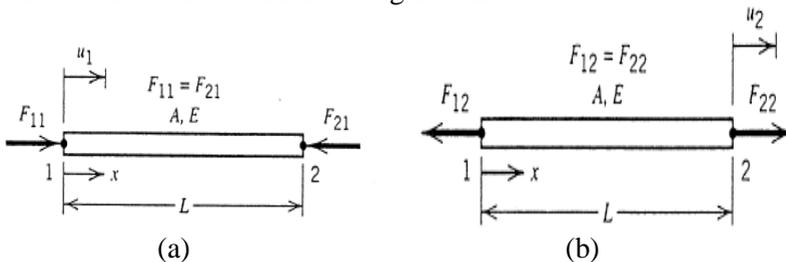
$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

Persamaan di atas merupakan *maximum distortion energy failure theory (DET)* atau yang juga dikenal dengan istilah *von mises*.

## 2.6 Finite Element Analysis (FEA)

*Finite element analysis* (FEA), atau biasanya disebut *finite element method* (FEM) adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah - masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, [frekuensi pribadi](#), [mode shape-nya](#), perpindahan *panas*, *elektromagnetis* dan *aliran fluida*. Metode ini digunakan pada masalah – masalah rekayasa ketika *exact solution* atau *analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya.

Dasar dari metode elemen hingga adalah membagi area kerja menjadi elemen – elemen kecil yang jumlahnya hingga (*finite*) sehingga dapat dihitung reaksi akibat beban pada kondisi batas yang diberikan. Dari elemen – elemen tersebut, dapat disusun persamaan – persamaan matrik yang dapat diselesaikan secara numerik dan hasilnya menjadi jawaban dari kondisi beban yang diberikan pada area kerja tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*. Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Pembagian benda kerja menjadi elemen-elemen kecil yang jumlahnya berhingga tersebut bertujuan agar dapat menghitung reaksi akibat beban (*load*) pada kondisi batas (*boundary condition*) yang diberikan. Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Dari penyelesaian matematis dengan menghitung inverse matrik akan diperoleh persamaan dalam bentuk matrik untuk satu elemen dan bentuk matrik total yang merupakan penggabungan (*assembly*) matrik elemen. Dengan pendekatan secara sederhana sebagai berikut :



**Gambar 2.14** Elemen batang yang terkena beban **(a)** Titik 1 mengalami perpindahan sebesar  $u_1$  **(b)** Titik 2 mengalami perpindahan sebesar  $u_2$ <sup>[3]</sup>

Keterangan:

L : Panjang batang.  
A : Luas penampang batang  
E : Modulus elastisitas  
 $u = u(x)$  : Perpindahan  
 $\varepsilon = \varepsilon(x)$  : Regangan  
 $\sigma = \sigma(x)$  : Tegangan

Hubungan regangan dengan perpindahan:  $\varepsilon = \frac{du}{dx}$

Hubungan tegangan dengan regangan:  $\sigma = E \cdot \varepsilon$

Dengan menggunakan metode matriks kekakuan langsung, maka didapatkan persamaan berikut :

$$\varepsilon = \frac{uf - u1}{L} = \frac{\Delta}{L}$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{EA}{L} \Delta$$

Sedangkan tegangan sama dengan gaya dibagi dengan luasan, sehingga didapatkan hubungan sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{F}{A}, \text{ maka:}$$

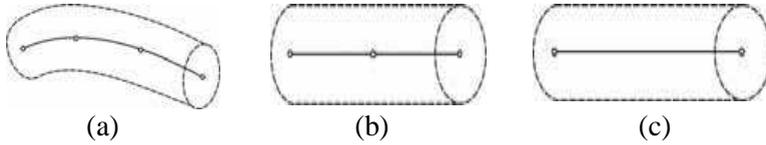
$$F = \frac{EA}{L} \Delta = k \Delta$$

Adapun  $k = EA/L$  adalah kekakuan dari batang tersebut. Jadi untuk mencari gaya, dan juga tegangan dan regangan dibutuhkan data tentang perpindahan ( $\Delta$ ) dari tiap tiap elemen yang ada pada batang tersebut.

Terdapat berbagai tipe bentuk elemen dalam metode elemen hingga yang dapat digunakan untuk memodelkan kasus yang akan dianalisis, yaitu :

### 2.6.1 Elemen Satu Dimensi

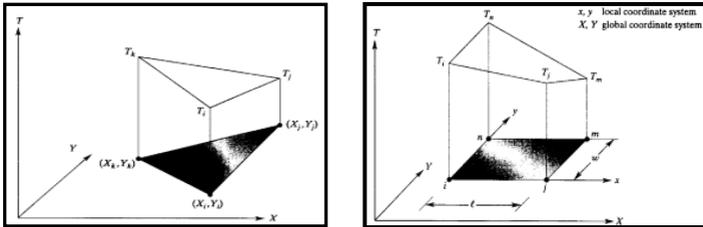
Elemen satu dimensi terdiri dari garis (*line*). Tipe elemen ini yang paling sederhana, yakni memiliki dua titik nodal, masing-masing pada ujungnya, disebut elemen garis linier. Dua elemen lainnya dengan orde yang lebih tinggi, yang umum digunakan adalah elemen garis kuadratik dengan tiga titik nodal dan elemen garis kubik dengan empat buah titik nodal.



**Gambar 2.15** Elemen 1 dimensi (a) Kubik (b) Kuadratik (c) Linear<sup>[4]</sup>

### 2.6.2 Elemen Dua Dimensi

Elemen dua dimensi pada metode elemen hingga terdiri dari dua elemen yaitu elemen segitiga (*triangle*) dan elemen segiempat (*quadrilateral*). Elemen – elemen tersebut merupakan elemen dengan orde linier yang memiliki sisi berupa garis lurus, sedangkan untuk elemen dengan orde yang lebih tinggi memiliki sisi yang

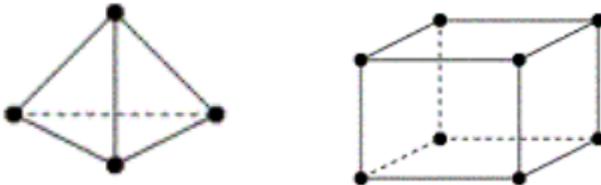


dapat berupa garis lurus, kurva atau sisi yang berupa kedua-duanya.

**Gambar 2.16** Elemen 2 dimensi segitiga dan segiempat<sup>[4]</sup>

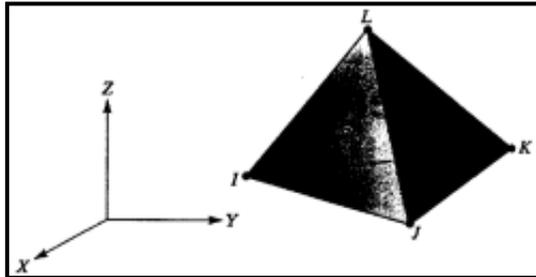
### 2.6.3 Elemen Tiga Dimensi

Elemen tiga dimensi terdiri dari elemen tetrahedron dan elemen balok seperti gambar 2.17.



**Gambar 2.17** Elemen 3 dimensi *tetrahedron* dan balok<sup>[4]</sup>

Elemen yang digunakan dalam penelitian ini adalah elemen tetrahedron seperti gambar 2.18. Elemen tetrahedron adalah elemen yang paling mudah untuk dibentuk dalam suatu modal matematika.



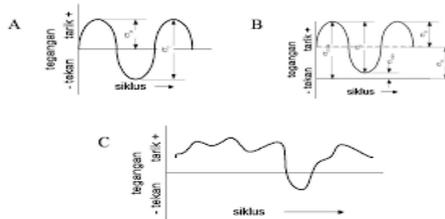
**Gambar 2.18** Elemen *tetrahedron*<sup>[4]</sup>

Struktur *velg* yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari bahan aluminium alloy yang memiliki struktur yang rumit. *Velg* kemudian akan dikenai beban radial dan beban aksial sehingga elemen tersebut dapat diberlakukan sebagai elemen hingga. Struktur dari *velg* cukup rumit sehingga akan susah apabila dimodelkan kedalam suatu model matematika. Oleh karena itu peneliti menggunakan elemen tetrahedron untuk memodelkan struktur *velg*. Elemen ini memiliki empat titik nodal dikeempat titik sudutnya.

## 2.7 *Fatigue Design*

*Fatigue* adalah salah satu jenis kerusakan / kegagalan struktur lokal pada material yang diakibatkan oleh beban berulang – ulang atau siklik. Ada 3 fase didalam kerusakan akibat *fatigue* yaitu ; pengintian retak (*crack initiation*), perambatan retak (*crack propagation*) dan patah static (*fracture*). Nilai tegangan maksimum yang bekerja pada benda tersebut kurang dari batas *ultimate tensile stress* ( $\sigma_{uts}$ ), dan mungkin di bawah batas *yield stress* material. Kerusakan terjadi dimulai dengan terbentuknya *crack* secara mikroskopik dan akan mulai terbentuk di permukaan. Akhirnya *crack* akan mencapai ukuran kritis dan struktur akan tiba-tiba patah. Siklus tegangan yang berfluktuasi dapat dianggap terdiri atas dua komponen yaitu tegangan rata-rata atau stabil ( $\sigma_m$ ) dan tegangan bolak – balik atau variabel ( $\sigma_a$ ). Selain tegangan stabil dan variabel, besar tegangan range ( $\sigma_r$ ) juga harus diketahui. Tegangan range

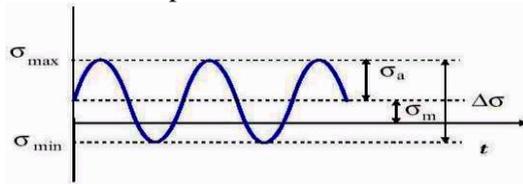
diperoleh dari pengurangan tegangan stabil terhadap tegangan variabel.



**Gambar 2.19** Tipe siklus tegangan *fatigue* (a) Tegangan bolak – balik (b) Tegangan berulang (c) Tegangan acak.<sup>[5]</sup>

### 2.7.1 Diagram Batas Tegangan

Parameter pembebanan yang berpengaruh terhadap kelelahan logam adalah tegangan rata-rata,  $\sigma_m$  dan tegangan amplitudo,  $\sigma_a$  serta frekwensi pembebanan.



**Gambar 2.20** Tegangan siklik<sup>[14]</sup>

Tegangan amplitudo:

$$S_a = \sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2$$

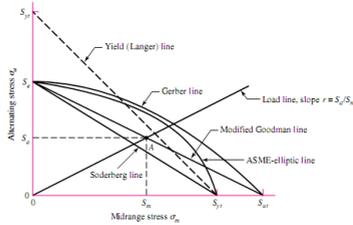
Tegangan rata-rata:

$$S_m = \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2$$

Rasio tegangan:

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$$

Besarnya tegangan rata - rata yang bekerja akan menentukan terhadap besarnya tegangan amplitudo yang diijinkan untuk mencapai suatu umur lelah tertentu. Bila tegangan rata - rata sama dengan 0 atau rasio tegangan sama dengan -1, maka besarnya tegangan amplitudo yang diijinkan adalah nilai batas lelahnya ( $S_e$ ). Dengan demikian jika tegangan rata - ratanya semakin besar maka tegangan amplitudonya harus diturunkan. Hal ini terlihat pada alternatif diagram *goodman* atau pada diagram - diagram lainnya, lihat gambar 2.21 berikut ini :



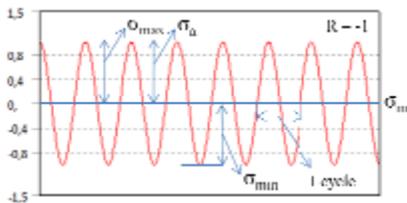
**Gambar 2.21** Diagram – diagram batas tegangan terhadap kelelahan<sup>[14]</sup>

Pada gambar 2.21 memperlihatkan aman tidaknya kondisi pebebanan terhadap kelelahan. Persamaan - persamaan yang digunakan pada diagram batas tegangan seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.21 diatas adalah sebagai berikut:

- a. Soderberg (USA, 1930):  
 $S_a/S_e + S_m/S_{yt} = 1$
- b. Goodman (England, 1899):  
 $S_a/S_e + S_m/S_{ut} = 1$
- c. Gerber (Germany, 1874):  
 $S_a/S_e + (S_m/S_{ut})^2 = 1$
- d. Morrow (USA, 1960s):  
 $S_a/S_e + S_m/\sigma_f = 1$

dimana,  $S_e$  adalah batas lelah (*endurance limit*),  $S_u$  adalah kekuatan tarik dan  $\sigma_f$  adalah tegangan patah sebenarnya (*true fracture stress*). Perbandingan dari tegangan amplitudo terhadap tegangan rata-rata disebut rasio amplitudo ( $A=S_a/S_m$ ), sehingga hubungan antara nilai R dan A yaitu sebagai berikut:

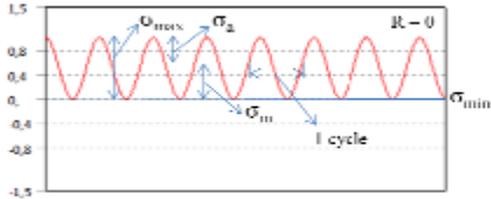
1.  $R=-1$ , maka  $A=\infty$  (kondisi *fully reversed*)  
 dimana terdapat tegangan tarik dan tegangan tekan dengan intensitas yang sama, serta tegangan rata - rata ( $\sigma_m$ ) yang nilainya nol.



**Gambar 2.22** Karakter pembebanan dinamis dengan amplitudo konstan dan pembebanan *fully-reversed*<sup>[15]</sup>

2.  $R=0$ , maka  $A=1$  (kondisi *zero to maximum*)

Jenis pembebanan *zero-based* ( $R = 0$ ) dimana hanya tegangan tarik yang terjadi dengan tegangan rata-rata ( $\sigma_m$ ) yang nilainya adalah separuh dari tegangan maksimum ( $\sigma_{max}$ ), serta tegangan minimum ( $\sigma_{min}$ ) yang nilainya nol.



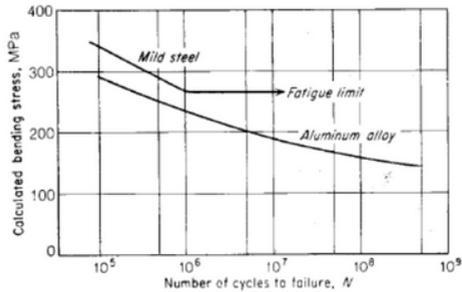
**Gambar 2.23** Karakter pembebanan dinamis dengan amplitudo konstan dan pembebanan *zero-based*<sup>[15]</sup>

3.  $R=\sim$ , maka  $A=-1$  (kondisi *zero to minimum*)

Dimana hanya tegangan tarik yang terjadi dengan rata-rata ( $\sigma_m$ ) yang nilainya adalah separuh dari ( $\sigma_{max}$ ), namun besarnya ( $\sigma_{max}$ ) adalah nol.

### 2.7.2 Kurva S – N

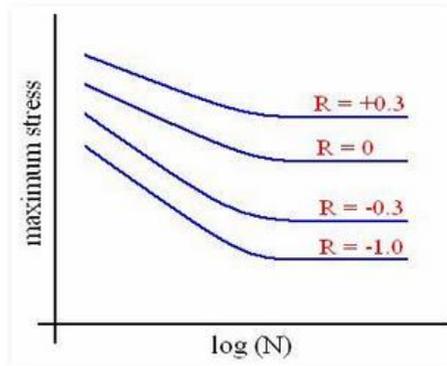
Dalam *fatigue design* kinerja material umumnya ditandai dengan kurva SN yang juga dikenal sebagai kurva Wöhler. Kurva tersebut adalah grafik dari besarnya tegangan cyclic (S) terhadap skala logaritmik dari siklus kegagalan (N). Kurva S-N berasal dari tes pada sampel material yang akan digeneralisasi untuk material tersebut. Besarnya tegangan sinusoidal ditetapkan oleh mesin uji yang kemudian dari hasil pengujian diperoleh hasil siklus material tersebut mengalami kegagalan.



**Gambar 2.24** Kurva S-N untuk logam ferrous dan non ferrous<sup>[6]</sup>

Grafik kurva S-N tersebut diperoleh dari hasil pengujian dengan pembebanan pada gambar 2.19 (a) dengan rasio tegangan yang digunakan yaitu  $R=-1$ . Rasio tersebut diperoleh dari hasil perbandingan tegang minimum ( $\sigma_{\min}$ ) dengan tegangan maksimum ( $\sigma_{\max}$ ) yang bekerja. Untuk mendapatkan hasil yang menunjukkan sifat *fatigue* dari suatu komponen diperoleh dari pengujian dengan kondisi pembebanan yang paling mendekati keadaan kerja dari komponen tersebut. Dari gambar 2.24 dapat dijelaskan bahwa jika tegangan yang bekerja pada suatu benda semakin besar maka jumlah siklus yang ditempuh akan semakin rendah untuk mengalami *fatigue failure*. Besarnya tegangan yang mengakibatkan terjadinya *fatigue failure* pada jumlah siklus tertentu dinamakan *fatigue strength*. Sehingga setiap titik pada kurva S-N menunjukkan *fatigue strength* pada siklus tertentu.

Pada penelitian ini rasio tegangan yang bekerja pada *velg* yaitu R positif. Hal tersebut karena pembebanan pada penelitian ini menghasilkan perbandingan tegangan minimum dan tegangan maksimum yang bernilai positif. Pada rasio tegangan yang semakin positif maka *fatigue strength* akan semakin besar. Pengaruh rasio tegangan pada kurva S-N dapat dilihat pada gambar 2.25.



**Gambar 2.25** Pengaruh rasio tegangan pada kurva S-N<sup>[6]</sup>

Apabila data eksak S-N dengan variasi *mean stress* sulit didapat, maka salah satu cara alternatifnya adalah dengan harga pendekatan kurva S-N (*S-N curve approximation*) yang lebih dikenal dengan persamaan *Basquin*. Dimana data S-N dapat di plot secara linier dalam skala log-log dengan rumus sebagai berikut :

$$\Delta\sigma/2 = \sigma'f (2Nf)^b$$

dimana,  $\Delta\sigma/2$  = amplitudo tegangan

$\sigma'f$  = konstanta kekuatan (tegangan) lelah

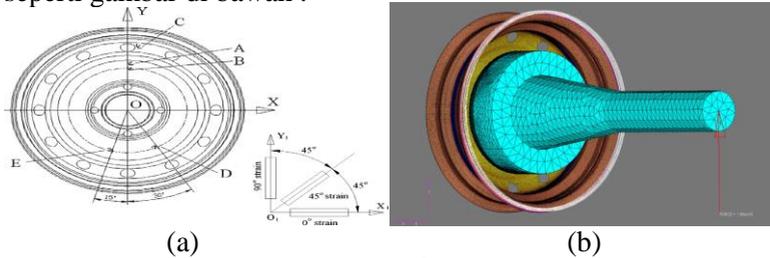
$2Nf$  = jumlah siklus kegagalan (1 putaran=1/2 siklus)

$b$  = eksponen kekuatan (tegangan) lelah atau eksponen *Basquin*=-0,05÷-0,12 ; rata-rata=-0,085

## 2.8 Studi Literatur

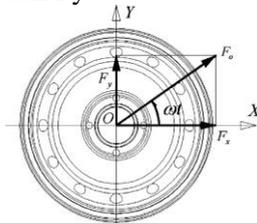
Studi literatur pada jurnal internasional<sup>[8]</sup> yang berjudul SIMULATION OF DYNAMIC CORNERING FATIGUE TEST OF A STEEL PASSENGER CAR WHEEL karya **Xiaofeng Wang** dan **Xiaoge Zhang** melakukan simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue* pada material *velg steel* St37 yang diproduksi oleh Dongfeng Automotive Wheel Co. Tujuan dari penelitian tersebut yaitu untuk mensimulasikan pengujian *dynamic cornering fatigue* menggunakan teknik *finite element* dengan *software static* dan *transient structural analysis*. Untuk beban yang digunakan pada *static structural analysis* sebesar 1562,4 N dengan poros sepanjang 938 mm, analisis *optistruct* digunakan untuk menemukan tegangan yang terjadi pada *velg*. Kemudian semua tegangan langsung

diberikan pada *velg* namun tetap pada ujung poros diberi beban seperti gambar di bawah :



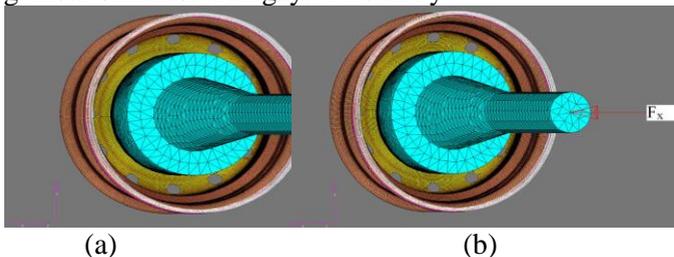
**Gambar 2.26** (a) Lima  $45^{\circ}$  strain rosettes pada permukaan luar *disk* dan referensi lokal setiap strain rosettes (b) Permodelan arah gaya yang diberikan pada poros<sup>[8]</sup>

Karena *velg* berputar dan dipengaruhi gaya dari poros sehingga digunakan *rotating force* pada komponen, pada *transient dynamic analysis* juga digunakan penyelesaian *optistruct* sehingga akan mendapatkan nilai  $F_x$  dan  $F_y$ .



**Gambar 2.27** *Velg* di-*fix*-kan dan besarnya gaya  $F_o$  konstan berputar<sup>[8]</sup>

Kemudian besarnya gaya  $F_x$  dan  $F_y$  diberikan pada ujung poros. Berikut gambar simulasi arah gaya  $F_x$  dan  $F_y$  :

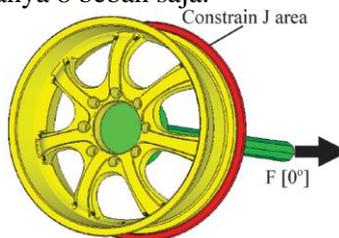


**Gambar 2.28** Permodelan gaya pada poros (a) Arah gaya  $F_y$  (b) Arah gaya  $F_x$ <sup>[8]</sup>

Selanjutnya semua besaran tegangan yang terjadi akan dihitung untuk menemukan *fatigue life* dari *velg* tersebut.

Studi literatur berikutnya adalah diambil dari jurnal internasional<sup>[9]</sup> yang berjudul **FATIGUE LIFE ANALYSIS OF ALUMINIUM WHEELS BY SIMULATION OF ROTARY FATIGUE TEST** oleh **Liangmo Wang, Yufa Chen dan Qinzheng Wang**. Pengujian ini menggunakan metode *static structural analysis* dalam penggunaan elemen hingga-nya. Pengujian ini bertujuan untuk memprediksi *fatigue life* dan tegangan yang terjadi pada *velg* menggunakan tegangan ekuivalen yang dihitung dengan metode *nominal stress* dengan mempertimbangkan beban, ukuran, *fatigue notch*, *surface finish*, dan *scatter factors*. *Fatigue life* diprediksi menggunakan tegangan ekuivalen dan kurva S-N dari *aluminum alloy wheel* dengan *cycle load* yang telah ditentukan yaitu  $1,0 \times 10^5$ .

Ketika *velg* dan poros diputar arah beban dan tegangan maksimum akan berubah-ubah. Pengujian *cycles* untuk aluminium adalah sebesar  $1 \times 10^5$  *cycles*, untuk mesimulasikan siklus, ada 16 beban tiap interval  $22,5^\circ$ . Karena struktur roda yang simetris sehingga yang digunakan hanya 8 beban saja.



**Gambar 2.29** *Finite element model* pada pengujian<sup>[9]</sup>

Dari kedua jurnal tersebut maka penelitian yang akan dilakukan hanya menggunakan metode elemen hingga dengan *static structural analysis*. Untuk proses *meshing* dilakukan secara otomatis, sedangkan untuk *boundary condition* diberi pada *flange* bagian permukaan luar *velg* dan pada bagian pertemuan *velg* dan poros.

Yang membedakan adalah pembebanannya, pada penelitian ini akan diberi 4 pembebanan yaitu beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, beban

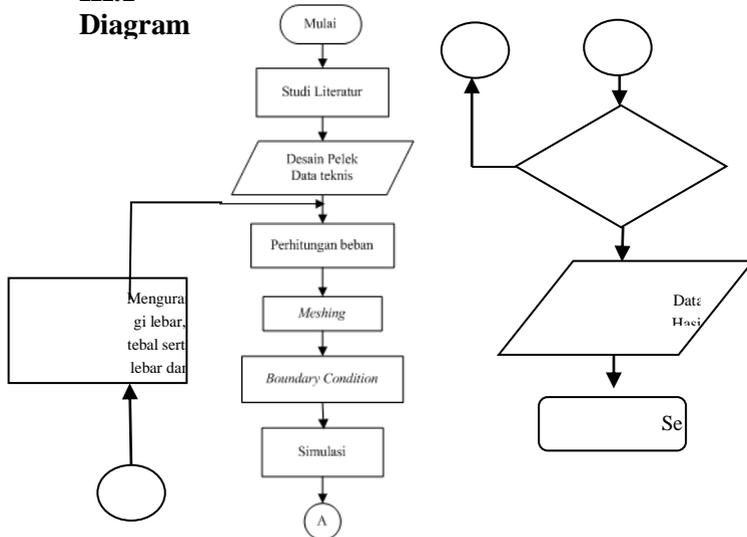
akibat kekencangan baut dan beban akibat gaya sentrifugal. Selain itu, jenis tegangan yang dipakai adalah *equivalent von mises*, digram batas tegangan menggunakan *soderberg* untuk mendapatkan nilai *fatigue life velg* yang kemudian dibandingkan dengan tabel *cycle* pada standar uji. Pada penelitian yang akan dilakukan akan menggunakan standar uji SAE J 328.

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai diagram alir dari penelitian *dynamic cornering fatigue* yang dimulai dengan studi literatur hingga mendapatkan data – data beban yang bekerja. Selanjutnya adalah penjelasan mengenai beban – beban yang bekerja pada pengujian *dynamic cornering fatigue* terbagi menjadi empat beban, yaitu beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, beban akibat kekencangan baut, serta beban akibat gaya sentrifugal. Berikutnya akan dijelaskan mengenai simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue* dengan menggunakan software *static structural* serta hasil yang diinginkan pada simulasi ini. Yang terakhir yaitu akan dijelaskan mengenai perubahan desain *velg* yang dilakukan setelah disimulasi untuk mendapatkan *fatigue life* yang aman dan mendekati standar SAE J 328 serta tegangan *equivalent von misses* yang lebih kecil.

### III.1 Diagram



**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

Dari gambar 3.1 dapat diketahui bahwa proses penelitian tugas akhir ini dimulai dengan studi literatur tentang penelitian serupa dan pengumpulan data teknis. Studi literatur serta pengumpulan data teknis dilakukan untuk mengetahui standar pengujian yang digunakan dan pembebanan yang diberikan pada penelitian ini. Dimana material propertis yang digunakan pada *velg* yaitu *alluminium alloy*, sedangkan material propertis pada lengan beban atau poros adalah baja (*steel*). Proses selanjutnya peneliti melakukan perhitungan beban – beban yang bekerja pada *velg*. Pembebanan tersebut meliputi beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, beban akibat kekencangan baut, serta beban akibat gaya sentrifugal. Selanjutnya adalah proses *meshing*, proses ini membuat desain *velg* menjadi bagian – bagian kecil yang terhingga (*finite element*). Setelah itu menentukan *boundary condition* terhadap desain *velg* dan kemudian melakukan simulasi terhadap *velg*. Hasil simulasi *velg* dinyatakan berhasil apabila umur *velg* aman dan memiliki nilai yang mendekati standar SAE J 328 yaitu 500.000 *cycles*. Apabila gagal maka akan dilakukan desain ulang dari *velg* setelah mengetahui titik – titik yang menerima beban paling besar.

Dari penelitian ini akan didapatkan hasil desain *velg* yang mampu menerima beban – beban pengujian dan memiliki umur pemakaian yang melebihi standar penggunaannya. Adapun beban – beban yang terdapat pada simulasi ini yaitu terdapat empat beban diantaranya:

1. Beban akibat berat kendaraan
2. Beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan
3. Beban akibat kekencangan baut
4. Beban akibat gaya sentrifugal

### III.2 Desain Data *Velg*

Material yang digunakan pada *velg* adalah *Alluminium Alloy* A 356 F, dengan property sebagai berikut:

- Modulus elastisitas (E) = 72,4 Gpa
- Poisson ratio ( $\nu$ ) = 0,33

- Massa jenis ( $\rho$ ) = 2,67 g/cc
- Yield strength = 205 Mpa

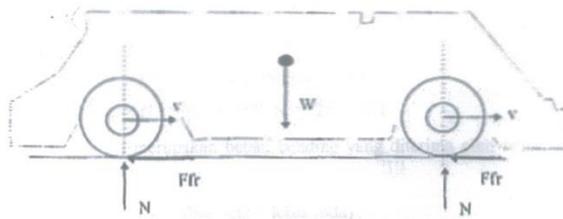


**Gambar 3.2**  
Desain awal *velg*  
disimulasi

yang

### III.3 Perhitungan Beban

Pada simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue* ini terdapat empat beban yang diberikan untuk menguji keamanan suatu *velg*. Pembebanan tersebut diantaranya yaitu beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, beban akibat kekencangan baut, dan beban akibat gaya sentrifugal. Besarnya pembebanan yang diberikan berdasarkan standar yang telah ditetapkan oleh SAE (*society of automotive engineers*).

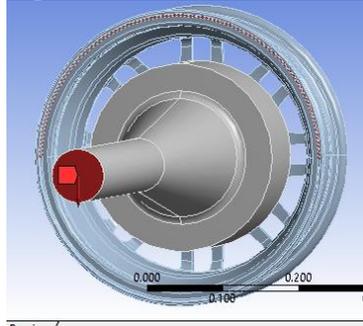


**Gambar 3.3** Kondisi gaya yang bekerja pada mobil saat berbelok

Dimana N adalah gaya normal, Ffr adalah gaya gesek dan W adalah berat kendaraan.

### III.3.1 Beban Akibat Berat Kendaraan

Saat kendaraan berjalan ataupun pada proses pengujian, poros penggerak ban menerima beban dari berat kendaraan. Akibat berat kendaraan yang diberikan pada poros menyebabkan terjadinya beban secara vertikal pada pusat *velg*. Arah beban akibat berat kendaraan dapat dilihat pada gambar 3.4 berikut :



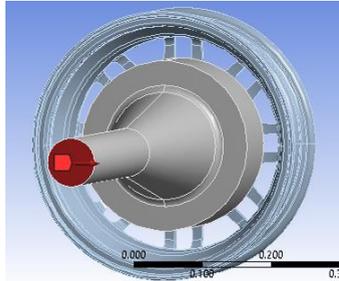
**Gambar 3.4** Beban akibat berat kendaraan sedangkan besarnya beban vertikal yang diberikan pada *velg* berdasarkan perumusan berikut :

$$Fr = \frac{1}{4} W . S$$

*Vertical static load* maksimum pada mobil penumpang yaitu 1400 kg. Maka besarnya *vertical static load* yang diterima masing – masing *velg* yaitu 350 kg atau 3.433,5 N. Besarnya *load factor* (S) yang digunakan pada mobil penumpang yaitu 2,0 , sehingga didapat besarnya Fr adalah 6867 N.

### III.3.2 Beban Akibat Gaya Gesek Antara Ban dengan Permukaan Jalan

Saat kendaraan menikung atau berbelok di jalan, kendaraan tersebut tentu akan mengalami terjadinya gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, gaya ini merupakan beban bending yang akan diterima oleh empat baut pada *velg*. Berikut *free body diagram* saat kondisi kendaraan berbelok :



**Gambar 3.5** Beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan

Pada gambar 3.3 besarnya *ground force* (gaya normal) untuk kondisi beban maksimum sebesar :

$$N = \frac{1}{4} W \cdot g$$

*Vertical static load* maksimum pada mobil penumpang yaitu 1400 kg. Maka besarnya *vertical static load* yang diterima masing – masing *velg* yaitu 350 kg atau 3.433,5 N. Sedangkan besarnya percepatan gravitasi adalah  $9,8 \text{ m/s}^2$ . Sehingga besarnya gaya normal sebesar 3430 N.

Gaya gesek yang bekerja adalah :

$$Ffr = \mu \cdot N$$

Besarnya  $\mu$  (koefisien gesek ban dan permukaan jalan) yaitu 0,7. Sehingga besar gaya gesek yang bekerja yaitu 2401 N.

### III.3.3 Beban Akibat Kekencangan Baut

Pada proses pengujian ataupun penggunaannya *velg* menerima beban pengencangan baut agar *velg* dapat berputar bebas. Pada simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue* kekencangan baut sudah ditetapkan dengan standar SAE J 328 yaitu sebesar 115 Nm. Besar gaya tekan ini dikonversikan menjadi gaya lateral atau gaya distribusi yang menekan permukaan baut dan besarnya konstan.



**Gambar 3.6** Pembebanan akibat kekencangan baut

Besarnya beban lateral yang diterima permukaan kontak antara mur dan pelek diperoleh dari persamaan berikut :

$$\Sigma M_0 = M_R - f_g \times \frac{dp}{2}, \text{ dengan } \Sigma M_0 = 0 ; f_g = \mu \times N ; \text{ dan } N_{\text{lateral}} = N \cos\theta$$

Keterangan :

- $M_0$  : Momen pada pusat perputaran baut
- $M_R$  : Momen kekencangan baut
- $d_p$  : Diameter pitch baut
- $f_g$  : Gaya gesekmur dan permukaan pelek
- $\mu$  : Koefisien gesek mur dan permukaan pelek
- $N$  : Gaya netral
- $N_{\text{lateral}}$  : Gaya lateral yang diberikan baut terhadap permukaan pelek
- $\theta$  : Sudut kemiringan permukaan pelekS

Besar momen pengencangan baut ( $M_R$ ) sebesar 115 N.m. besar koefisien gesek antara mur dengan permukaan pelek yaitu 0,5. Besar diameter pitch ( $d_p$ ) yaitu 15 mm dan sudut kemiringan permukaan baut yaitu  $5^\circ$ . Dengan memasukkan nilai-nilai yang diketahui maka,  $\Sigma M_0 = M_R - (f_g \times \frac{dp}{2}) ; 0 = 115 - (0,5 \times N \times \frac{1,5 \cdot 10^{-2}m}{2})$  , gaya lateral yang ditemukan pada baut terhadap permukaan pelek yaitu sebesar 3.433,5 N.

### III.3.4 Beban Akibat Putaran Velg

Pada pengujian *dynamic cornering fatigue*, velg diputar dengan kecepatan 300 sampai 600 rpm. Akibat putaran ini maka velg akan menerima gaya sentrifugal. Untuk mendapatkan kecepatan sudut dari velg diperoleh dari persamaan berikut :

$$\omega = 2\pi f$$

Dimana  $f$  adalah frekuensi rotasi, untuk mendapatkan  $f$  digunakan persamaan :

$$f = \frac{n}{60}$$

Rpm yang digunakan adalah rpm maksimum pada pengujian *dynamic cornering fatigue* sebesar 600 rpm. Sehingga didapat  $f$  sebesar 10 Hz. Maka didapatkan  $\omega$  sebesar 62,8 rad/s.



**Gambar 3.7** Gaya sentrifugal pada *velg*

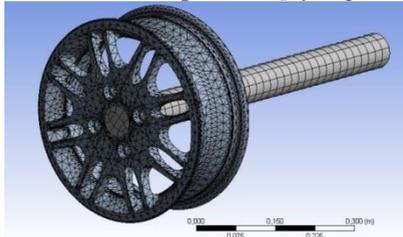
### III.4 Proses Simulasi

Terdapat 3 tahapan FEA (*Finite Element Analysis*) atau pembuatan elemen hingga yaitu fase *Preprocessor*, fase *Solution/Processor*, dan fase *Postprocessor*. Fase meliputi pemasukan data material, *modelling*, pemilihan elemen, *meshing*, dan menetapkan *boundary condition*. Selanjutnya fase *Solution/Processor* meliputi penentuan pilihan solusi serta melakukan penyelesaian masalah dari data yang telah dimasukkan dengan persamaan matematis yang bersifat *iterative*, perhitungan dilakukan hingga mencapai hasil eror terkecil atau hasil yang diperoleh konvergen.. Dan fase *Postprocessor* berupa interpretasi dari hasil *solution* atau tahap penyajian hasil baik berupa angka, grafik, maupun gambar.

#### III.4.1 Proses *Meshing*

*Meshing* merupakan proses membagi desain benda uji atau desain *velg* menjadi elemen – elemen kecil yang jumlahnya terhingga (*finite element*). *Meshing* dilakukan pada *software static structural*. Pada proses *meshing* ini elemen – elemen yang terbentuk memiliki node yang memiliki 3 dof pada tiap nodenya. Elemen –

elemen tersebut akan memiliki persamaan matematis yang nantinya diolah pada saat proses simulasi. Gambar 3.8 berikut adalah contoh *meshing* dengan bentuk tetrahedron pada *velg* yang akan disimulasi.

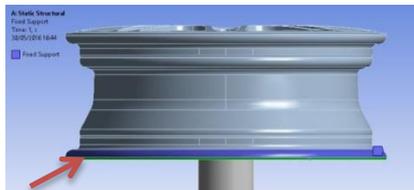


**Gambar 3.8** *Meshing* pada *velg*

### III.4.2 *Boundary Condition*

*Boundary condition* yaitu pemberian kondisi batas pada proses simulasi sebelum diberikan pembebanan. *Boundary condition* menjadi input awal untuk menjadi kontrol proses perhitungan. Pada simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue* terdapat satu *boundary condition*.

*Boundary condition* terletak pada daerah permukaan luar *velg*, karena dalam pengujian *dynamic cornering fatigue*, *velg* dicekam di sekeliling bibir bagian luar pada saat proses *instalasi* atau pemasangan. Sehingga diberikan *constrain* untuk *fix support* pada bibir bagian luar *velg* atau *flange*, seperti ditunjukkan pada gambar 3.9 berikut.



**Gambar 3.9** *Boundary condition fix support* pada *flange*

### III.4.3 *Solution*

Simulasi dilakukan dengan memberikan empat pembebanan yang telah dijelaskan sebelumnya yaitu beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dengan permukaan jalan, beban akibat kekencangan baut, dan beban akibat gaya sentrifugal. Dalam proses simulasi ini menggunakan tegangan *equivalent von misses* untuk mengetahui tegangan maksimum dan

minimum sehingga akan didapatkan ratio tegangan yang nilainya positif. Kemudian dari data tersebut akan diketahui *fatigue life* untuk mengetahui umur pemakaian *velg* menggunakan diagram batas tegangan *soderberg*.

### III.5 Perubahan Desain *Velg*

Setelah mendapatkan hasil tegangan *equivalent von misses* dan *fatigue life* dari hasil simulasi, maka proses selanjutnya yaitu menganalisa titik – titik atau daerah yang menerima tegangan paling besar dan berpotensi untuk terjadi *initial crack* pada desain *velg* tersebut. Selanjutnya yaitu merubah desain titik – titik atau daerah yang menerima tegangan paling besar tersebut agar tegangan yang diterima daerah tersebut menjadi lebih kecil. Selain itu dari hasil simulasi *fatigue life* untuk mengetahui umur pemakaian *velg* juga dilakukan proses yang sama yaitu merubah desain daerah yang memiliki *fatigue life* paling rendah.

Proses perubahan desain *velg* dilakukan dengan *software solidwork* yang nantinya akan disimulasi pada *software static structural*. Perubahan desain *velg* dilakukan sampai mendapatkan desain *velg* yang dirasa baik dari segi tegangan *equivalent von misses* yang diterima dan memiliki nilai *fatigue life* yang aman serta mendekati standar SAE J 328. Berikut modifikasi – modifikasi yang dilakukan pada desain *velg*.

**Tabel 3.1** Modifikasi *Velg*

Desain	Modifikasi
Desain alternatif 1	Pengurangan lebar <i>spoke velg</i> sebesar 1 mm
Desain alternatif 2	Pengurangan tebal <i>spoke velg</i> sebesar 1 mm
Desain alternatif 3	Pengurangan lebar dan tebal <i>spoke velg</i> sebesar 1 mm
Desain alternatif 4	Pengurangan lebar dan tebal <i>spoke velg</i> sebesar 0,5 mm
Desain alternatif 5	Pengurangan tebal <i>spoke velg</i> sebesar 0,5 mm

Desain alternatif 6	Pengurangan lebar <i>spoke velg</i> sebesar 0,5 mm
------------------------	--

## BAB IV

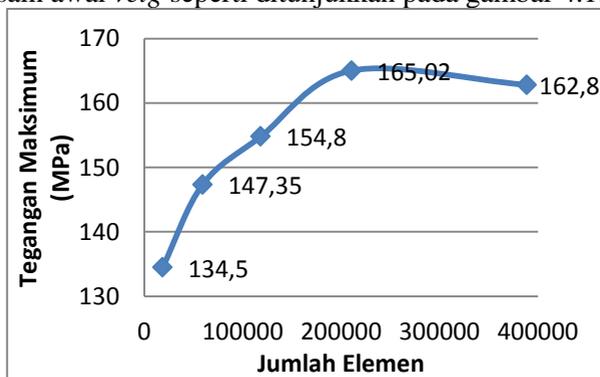
### ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

Pada bab analisa dan pembahasan ini akan dijelaskan mengenai bentuk tegangan yang terjadi pada *velg* pada setiap siklus putarannya sehingga dapat digunakan untuk mencari umur fatigue (*fatigue life*) dari *velg* pada pengujian *dynamic cornering fatigue*. Yang pertama akan dijelaskan mengenai hasil simulasi pada desain awal *velg*. Selanjutnya yaitu penjelasan mengenai hasil simulasi pada desain alternatif *velg* yang dibuat setelah menganalisa daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah pada desain awal *velg*. Serta yang terakhir yaitu membandingkan hasil yang diperoleh dari proses simulasi desain awal *velg* serta desain alternatif 1, 2, 3, 4, 5, dan 6.

#### IV.1 Hasil Simulasi Desain Awal *Velg*

##### IV.1.1 Hasil *Convergent Test* Desain Awal *Velg*

Tes konvergensi (*convergent test*) merupakan tindakan yang dilakukan pada proses simulasi untuk mengetahui apakah *meshing* yang dilakukan sudah benar. Hal tersebut tentunya akan berpengaruh terhadap besarnya data hasil simulasi yang ditampilkan. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi ukuran *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain awal *velg* seperti ditunjukkan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Hasil *convergent test* desain awal *velg*

Gambar 4.1 merupakan grafik hasil tes konvergensi yang dilakukan pada desain awal *velg*. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 18.569 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 134,5 MPa. Pada percobaan kedua dengan jumlah elemen 59.303 didapatkan tegangan maksimal sebesar 147,35. Pada percobaan ketiga dengan jumlah elemen 118.410 didapatkan tegangan maksimal sebesar 154,8. Pada percobaan keempat dengan jumlah elemen 210.688 didapatkan tegangan maksimal sebesar 165,02. Pada percobaan kelima dengan jumlah elemen 388.862 didapatkan tegangan maksimal sebesar 162,8. Pada percobaan keempat dan kelima didapat selisih tegangan sebesar 1,3%. Sehingga pada percobaan keempat sudah konvergen karena selisih tegangan kurang dari 2%. Maka pada simulasi desain awal *velg* menggunakan jumlah elemen sebanyak 210.688.

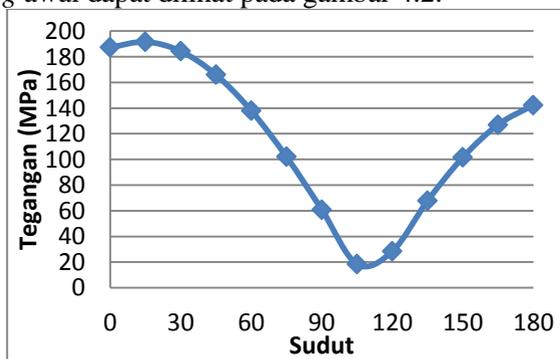
#### **IV.1.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Mises* Desain Awal *Velg***

Pada pengujian *dyanamic cornering fatigue* pada desain *velg* mobil penumpang sudah ditentukan batas umur *fatigue* minimal yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran berdasarkan standar SAE J328. Untuk mengetahui umur *fatigue* yang dapat ditempuh oleh desain *velg*, terlebih dahulu harus diketahui bentuk tegangan yang terjadi pada desain *velg* pada setengah siklus putaran *velg*. Pada simulasi ini hanya perlu sampai setengah siklus putaran *velg* saja karena setengah siklus putaran *velg* berikutnya nilai tegangannya hampir sama. Sehingga dilakukan simulasi pada desain awal *velg* untuk mengetahui bentuk tegangan pada setengah siklus putaran *velg*.

Pembebanan yang diberikan pada simulasi tersebut sesuai dengan pembebanan seperti yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya. Terdapat empat pembebanan yaitu beban akibat berat kendaraan, beban akibat gaya gesek antara ban dan permukaan jalan, beban akibat kekencangan baut, serta beban akibat putaran *velg*. Dari keempat beban tersebut, beban akibat berat kendaraan dan beban akibat gaya gesek antara ban dan permukaan jalan yang berubah – ubah posisi atau daerah yang terkena beban tersebut, sehingga

dilakukan beberapa kali simulasi pada setengah siklus putaran *velg* untuk mendapatkan nilai tegangan yang bekerja.

Pada setengah putaran *velg* dilakukan 13 kali simulasi dengan pembebanan akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan yang berubah-ubah posisi sudutnya setiap interval  $15^{\circ}$ . Seperti yang sudah dijelaskan diatas, bahwa simulasi cukup hingga setengah putaran *velg* saja, sehingga perubahan posisi sudutnya hanya sampai  $180^{\circ}$ . Bentuk tegangan yang terjadi pada setengah siklus putaran *velg* diamati pada satu titik pada daerah *spoke velg* karena daerah tersebut yang menerima tegangan paling besar. Adapun hasil simulasi tegangan pada satu siklus putaran desain *velg* awal dapat dilihat pada gambar 4.2.

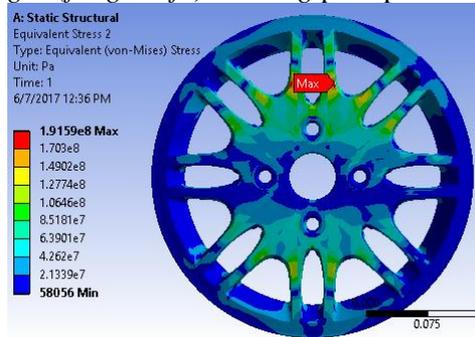


**Gambar 4.2** Hasil simulasi tegangan  $0^{\circ}$  sampai  $180^{\circ}$  pada *spoke* desain awal *velg*

Grafik diatas merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada setengah siklus putaran *velg*, dimana terlihat pada grafik tersebut sudah berbentuk siklus sinusoidal. Sumbu x merupakan sudut putaran *velg* sedangkan sumbu y adalah nilai tegangan pada titik yang diamati pada daerah *spoke velg*. Pada gambar 4.2 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari – jari *velg* memiliki nilai tegangan yang paling tinggi yaitu 191,59 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut menurun hingga 18,371 MPa pada posisi  $105^{\circ}$ . Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 142,39 Mpa pada setengah putaran atau  $180^{\circ}$  putaran *velg*.

Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio

tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 191,59 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 18,371 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $9,58 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi.



**Gambar 4.3** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain awal *velg*

#### IV.1.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Awal *Velg*

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari grafik hasil simulasi tegangan pada *velg*, kemudian dilakukan simulasi pada desain awal *velg* untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi untuk mencari tegangan *equivalent von misses* yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.

Details of "Fatigue Tool"	
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	0.09588705
Scale Factor	1.
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

**Gambar 4.4** Definisi *fatigue tools* pada proses simulasi desain awal *velg*

Gambar 4.4 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi menggunakan *Software Static Structural*. Pada proses simulasi menggunakan teori Soderberg untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg* yang disimulasi. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $9,58.10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan pembebanan akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



**Gambar 4.5** Hasil simulasi *fatigue life* desain awal *velg*

Gambar 4.5 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain awal *velg* dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 773.980 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke* pada desain awal *velg* merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *Dynamic Cornering Fatigue*.

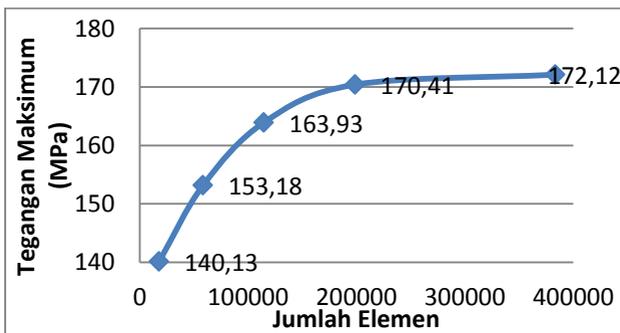
Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *Dynamic Cornering Fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran.

Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain awal *velg* ini yaitu 773.980 putaran maka *velg* tersebut aman atau lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Namun *velg* tersebut mengalami *overdesign* sebesar 273.980 putaran, sehingga perlu dilakukan pengurangan material pada *velg* tersebut untuk mendapatkan nilai *fatigue life* yang paling mendekati 500.000 putaran. Karena dengan pengurangan material pada *velg* dapat memotong biaya pembuatan pada *velg* tersebut. Modifikasi – modifikasi yang dilakukan pada *velg* adalah dengan cara mengurangi material atau memperkecil daerah pada lebar dan tebal *spoke velg* yang memiliki umur *fatigue* paling rendah.

## IV.2 Hasil Simulasi Desain Alternatif 1

### IV.2.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 1

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 1 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain awal *velg*. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 1 seperti ditunjukkan pada gambar 4.6.



**Gambar 4.6** Hasil *convergent test* desain alternatif 1

Gambar 4.6 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 1. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 17.824

didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 140,13 MPa. Kemudian meningkat terus dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 198.657 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 170,41 MPa. Karena pada simulasi kelima dengan jumlah elemen 383.547 dan tegangan maksimal sebesar 172,12 MPa, sehingga perbedaan tegangan simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 1%. Sehingga data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 198.657 dengan nilai tegangan sebesar 170,41 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen.

#### IV.2.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Mises* Desain Alternatif 1

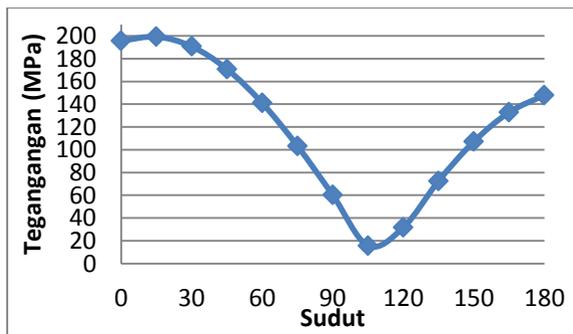
Desain *velg* alternatif 1 merupakan desain *velg* hasil modifikasi dari desain awal *velg* setelah mengetahui daerah kritis atau daerah yang memiliki *fatigue life* paling rendah dan daerah yang menerima tegangan *equivalent von mises* paling besar. Setelah mengetahui hasil simulasi desain awal *velg* dapat diketahui bahwa *spoke velg* merupakan bagian yang memiliki *fatigue life* paling rendah serta menerima tegangan *equivalent von mises* paling besar, sehingga dilakukan modifikasi pada bagian tersebut.

Pada desain *velg* alternatif 1 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material atau memperkecil daerah kritis pada *spoke velg*. Pengurangan lebar *spoke velg* dilakukan pada semua *spoke* agar nilai estetika tetap terjaga. Pada desain alternatif 1 modifikasi dilakukan pengurangan lebar *spoke* sebesar 1 mm agar didapatkan nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.1** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 1

	Desain awal	Desain alternatif 1
Lebar <i>spoke velg</i>		

Setelah mengurangi lebar pada *spoke velg* sebesar 1mm, berikutnya dilakukan proses simulasi yang sama seperti pada desain awal *velg*. Simulasi yang pertama dilakukan untuk mencari bentuk tegangan yang bekerja pada daerah kritis di *spoke velg* dengan *probe* yang sama dengan desain awal selama setengah putaran *velg*. Kemudian dari data tegangan tersebut akan digunakan untuk mencari nilai *fatigue life* dari *velg*. Simulasi yang dilakukan pada desain alternatif 1 sama seperti simulasi yang dilakukan pada desain awal *velg*. Simulasi dilakukan selama setengah putaran *velg* dengan posisi pembebanan akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan yang berbeda – beda. Hasil tegangan equivalent von mises yang diperoleh yaitu seperti ditunjukkan pada gambar 4.7 berikut.

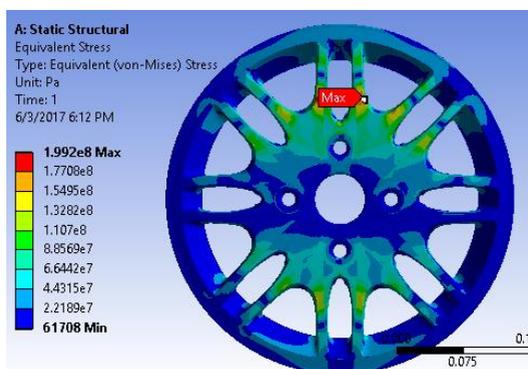


**Gambar 4.7** Hasil simulasi tegangan  $0^{\circ}$  sampai  $180^{\circ}$  pada *spoke velg* desain alternatif 1

Grafik diatas merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada setengah siklus putaran *velg*. Sumbu x merupakan putaran *velg* sedangkan sumbu y adalah nilai tegangan pada titik yang diamati pada daerah *spoke velg*. Pada gambar 4.7 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah *spoke velg* memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 199,2 Mpa pada putaran  $15^{\circ}$ . Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 15,66 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan berada pada  $105^{\circ}$  putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut

kembali naik hingga 147,9 Mpa pada setengah putaran atau  $180^0$  putaran *velg*.

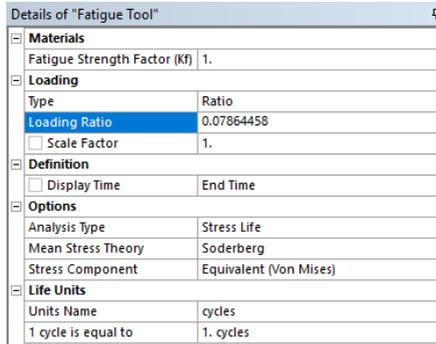
Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 199,2 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 15,66 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $7,86 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue (fatigue life)* dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 1.



**Gambar 4.8** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 1

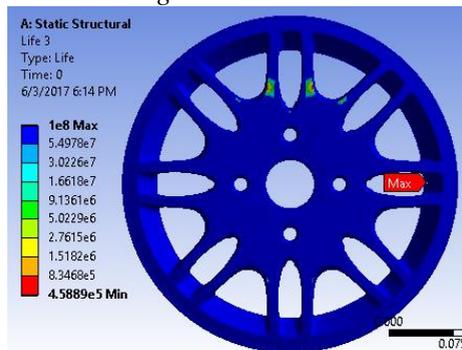
#### IV.2.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 1

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari hasil simulasi tegangan pada *velg* pada desain alternatif 1, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue (fatigue life)* dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta rasio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.



**Gambar 4.9** Definisi *fatigue tools* pada proses simulasi desain alternatif 1

Gambar 4.9 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi menggunakan *Software Static Structural*. Pada proses simulasi menggunakan teori Soderberg untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain alternatif 1 yang disimulasi. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $7,86 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



**Gambar 4.10** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 1

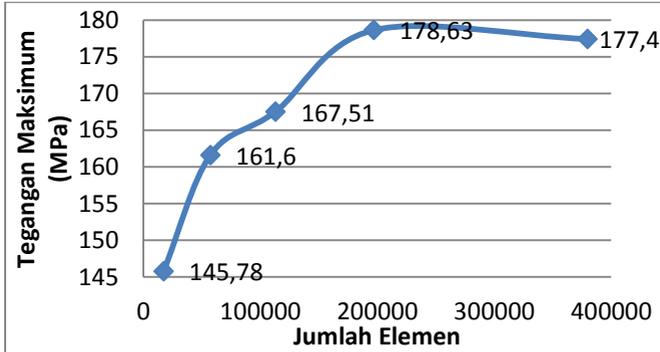
Gambar 4.10 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain alternatif 1 dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 458.890 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 1 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue* pada *velg* tersebut.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *Dynamic Cornering Fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 1 ini yaitu 458.890 putaran, oleh karena itu desain alternatif 1 tidak aman atau tidak lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Sehingga pada desain alternatif 1 pengurangan material pada *spoke velg* sebesar 1 mm terlalu banyak yang menyebabkan umur *fatigue* kurang dari standar yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran.

## **IV.3 Hasil Simulasi Desain Alternatif 2**

### **IV.3.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 2**

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 2 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 2 seperti ditunjukkan pada gambar 4.11.



**Gambar 4.11** Hasil *convergent test* desain alternatif 2

Gambar 4.11 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 2. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 17.279 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 145,78 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 197.231 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 178,63 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 379.983 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 177,4 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 197.231 dengan nilai tegangan sebesar 178,63 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen karena perbedaan tegangan simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 0,6%.

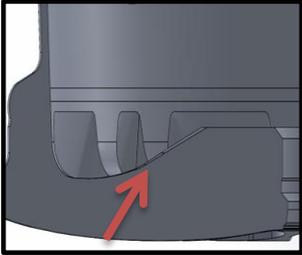
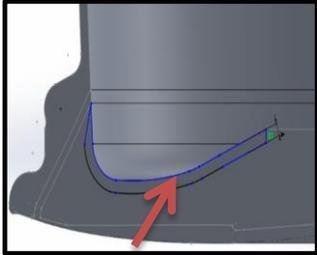
#### **IV.3.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Mises* Desain Alternatif 2**

Desain *velg* alternatif 2 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan mengurangi tebal daerah kritis pada *spoke* desain awal *velg*. Desain alternatif 2 ini dibuat untuk memberikan pilihan desain perbaikan dari desain awal *velg*. Pada proses pengurangan tebal pada *velg* dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von mises*.

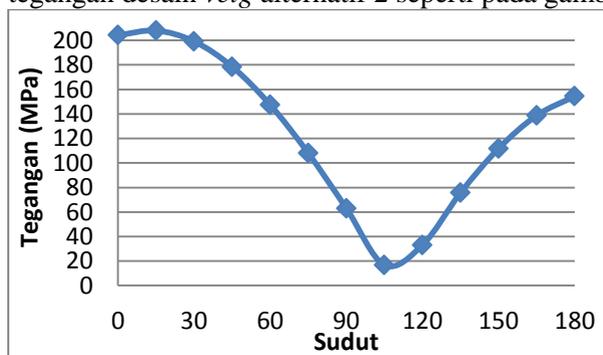
Pada desain *velg* alternatif 2 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material atau memperkecil daerah kritis pada *spoke velg*. Modifikasi yang dilakukan pada desain alternatif 2 kali ini mencoba untuk mengurangi material pada tebal *velg* sebesar 1 mm agar didapatkan

nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J 328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.2** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 2

	Desain awal	Desain alternatif 2
Tebal <i>spoke velg</i>		

Setelah dilakukan pengurangan tebal sebesar 1 mm pada desain awal *velg*, selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses*. Proses simulasi dilakukan sama seperti proses simulasi pada desain awal *velg* dan desain *velg* alternatif 1. Setelah dilakukan simulasi didapatkan data tegangan desain *velg* alternatif 2 seperti pada gambar 4.12 berikut.

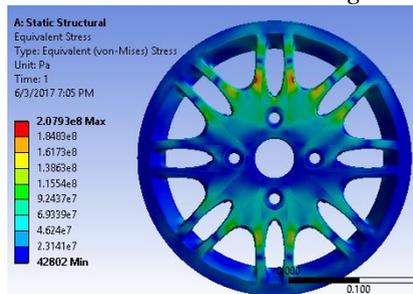


**Gambar 4.12** Hasil simulasi tegangan  $0^0$  sampai  $180^0$  pada *spoke* desain alternatif 2

Gambar 4.12 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah *spoke* desain alternatif 2 pada setengah siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.17 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah *spoke velg* memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 207,93 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik

tersebut cenderung menurun hingga 16,821 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan di  $105^0$  putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 154,43 Mpa pada setengah putaran atau  $180^0$  putaran *velg*.

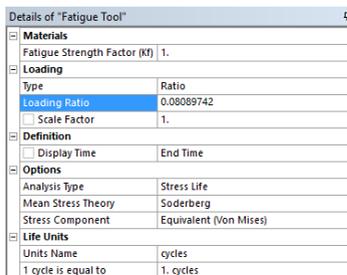
Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 207,93 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 16,821 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $8,08 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 2.



**Gambar 4.13** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 2.

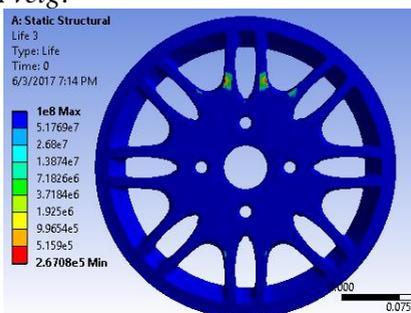
#### IV.3.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 2

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari grafik hasil simulasi tegangan pada desain alternatif 2, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.



**Gambar 4.14** Definisi *fatigue tools* pada proses simulasi desain alternatif 2

Gambar 4.14 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi *fatigue life* desain alternatif 2. Pada proses simulasi menggunakan teori *Soderberg* untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain alternatif 2. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $8,08 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*.



**Gambar 4.15** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 2

Gambar 4.15 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain alternatif 2 dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan

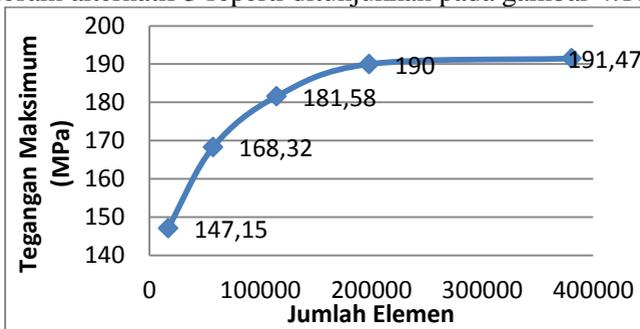
nilai *fatigue life* minimum yaitu 267.080 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 2 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 2 ini yaitu 267.080 putaran, oleh karena itu desain alternatif 2 tidak aman atau tidak lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Sehingga pada desain alternatif 2 pengurangan material pada tebal *velg* sebesar 1 mm terlalu banyak yang menyebabkan umur *fatigue* kurang dari standar yang harus diempuh yaitu 500.000 putaran.

#### IV.4 Hasil Simulasi Desain Alternatif 3

##### IV.4.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 3

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 3 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain sebelumnya. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 3 seperti ditunjukkan pada gambar 4.16.



**Gambar 4.16** Hasil *convergent test* desain alternatif 3

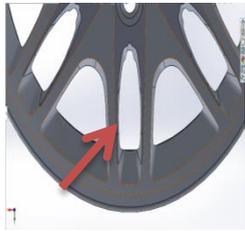
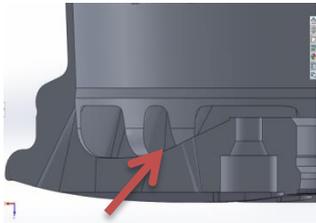
Gambar 4.16 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 3. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 16.844 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar

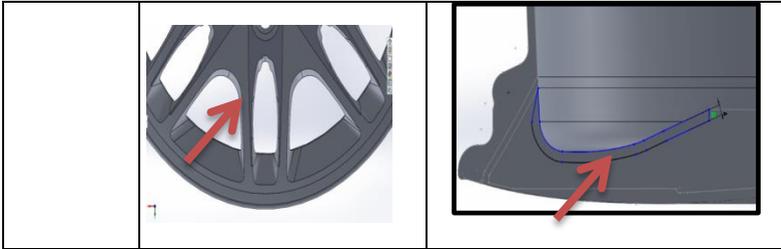
147,15 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 197.957 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 190 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 380.559 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 191,47 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 197.957 dengan nilai tegangan sebesar 190 MPa dimana titik tersebut merupakan titik konvergen karena perbedaan tegangan antara simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 0,7 %.

#### IV.4.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Mises* Desain Alternatif 3

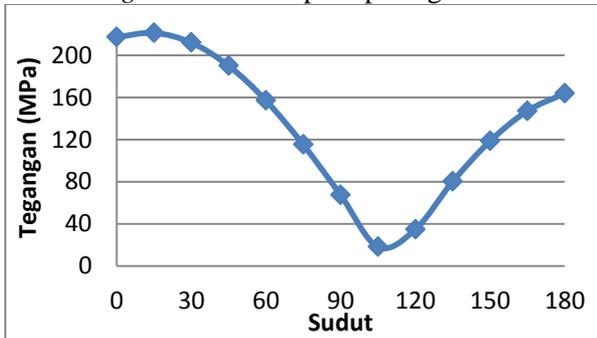
Desain *velg* alternatif 3 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan mengurangi lebar dan tebal paada desain awal *velg*. Desain alternatif 3 ini dibuat untuk perbaikan dari desain awal *velg* pada lebar dan tebal daerah kritis *velg* yang kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von*. Pada desain *velg* alternatif 3 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material pada lebar *spoke* dan tebal *velg* sebesar 1 mm agar didapatkan nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.3** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 3

	Lebar <i>Spoke Velg</i>	Tebal <i>Velg</i>
Desain Awal		
Desain Alternatif 3		



Setelah dilakukan perbaikan desain pada daerah kritis pada *spoke* desain awal *velg*, selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai *fatigue life* dan tegangan *equivalent von mises*. Proses simulasi dilakukan sama seperti proses simulasi pada desain sebelumnya. Setelah dilakukan simulasi didapatkan data tegangan desain *velg* alternatif 3 seperti pada gambar 4.17 berikut.

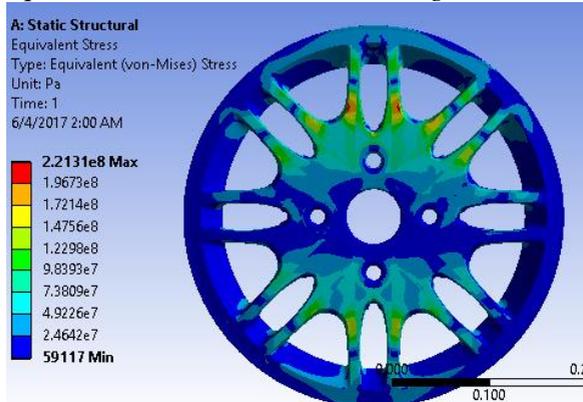


Gambar 4.17 Hasil simulasi tegangan  $0^{\circ}$  sampai  $180^{\circ}$  pada *spoke* desain alternatif 3

Gambar 4.17 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah *spoke* desain alternatif 3 pada setengah siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.17 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* memiliki nilai tegangan yang paling tinggi yaitu 221,31 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 18,157 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban permukaan jalan berada pada  $105^{\circ}$  putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 163,95 Mpa pada setengah putaran atau  $180^{\circ}$  putaran *velg*.

Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio

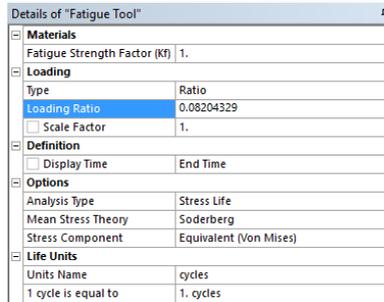
tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 221,31 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 18,157 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $8,2 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 3.



**Gambar 4.18** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 3

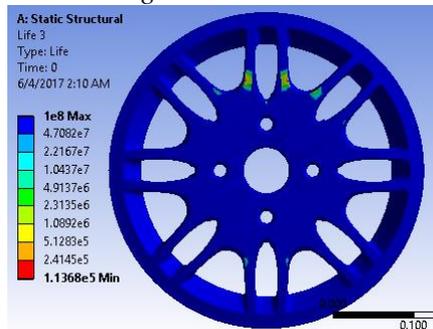
#### IV.4.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 3

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari hasil simulasi tegangan pada *velg* pada desain alternatif 3, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.



**Gambar 4.19** Definisi *fatigue tools* pada simulasi *fatigue life* desain alternatif 3

Gambar 4.19 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi menggunakan *Software Static Structural*. Pada proses simulasi menggunakan teori *Soderberg* untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg* yang disimulasi. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $8,2 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



**Gambar 4.20** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 3

Gambar 4.20 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain alternatif 3 dengan pembebanan seperti pada bab 3

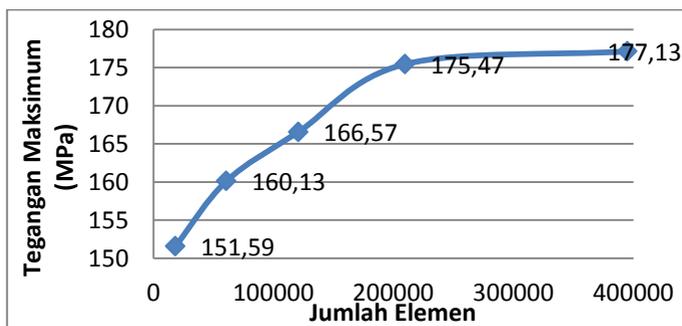
dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 113.680 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 3 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 3 ini sebesar 113.680 putaran, oleh karena itu desain alternatif 3 tidak aman atau tidak lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Sehingga pada desain alternatif 3 pengurangan material pada lebar *spoke* dan tebal *velg* sebesar 1 mm terlalu banyak yang menyebabkan umur *fatigue* kurang dari standar yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran.

#### IV.5 Hasil Simulasi Desain Alternatif 4

##### IV.5.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 4

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 4 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain sebelumnya. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 4 seperti ditunjukkan pada gambar 4.21.



Gambar 4.21 Hasil *convergent test* desain alternatif 4

Gambar 4.21 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 4. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 18.287 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 151,59 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 209.926 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 175,47 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 395.112 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 177,13 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 209.926 dengan nilai tegangan sebesar 175,47 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen karena perbedaan tegangan antara simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 0,9 %.

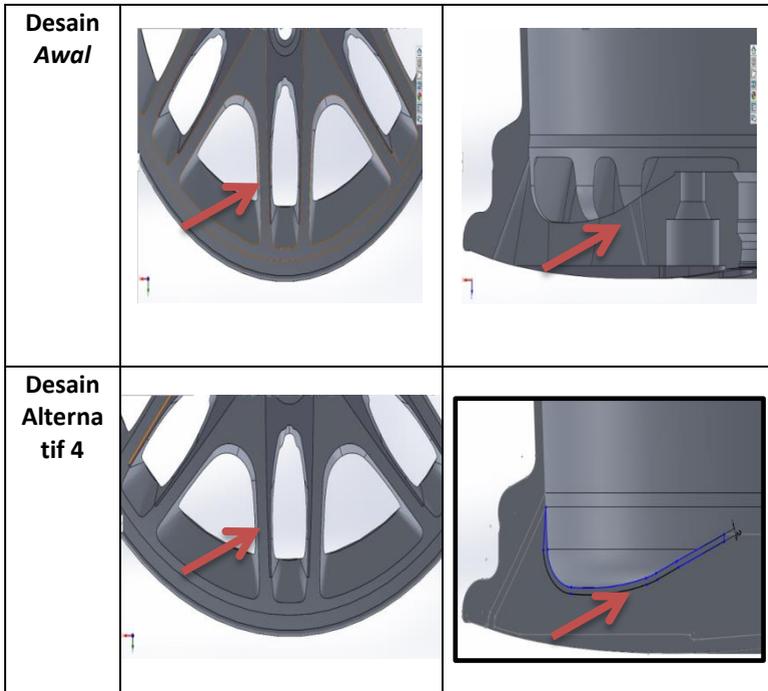
#### **IV.5.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Misses* Desain Alternatif 4**

Desain *velg* alternatif 4 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan mengurangi tebal dan lebar *spoke* daerah kritis pada desain awal *velg*. Desain alternatif 4 ini dibuat untuk memberikan pilihan desain perbaikan dari desain awal *velg*. Pada proses pengurangan tebal dan lebar *spoke* pada *velg* dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von mises*.

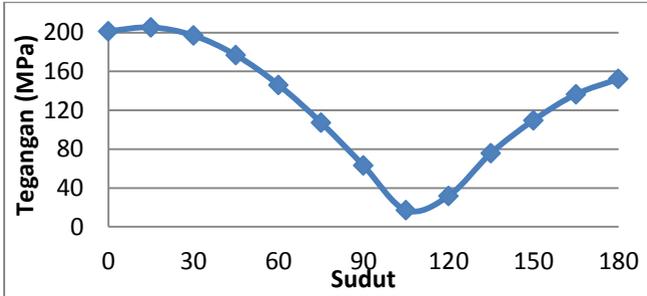
Pada desain *velg* alternatif 4 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material atau memperkecil daerah kritis pada lebar *spoke* dan tebal *velg* sebesar 0,5 mm agar didapatkan nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.4** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 4

	<b>Lebar <i>Spoke Velg</i></b>	<b>Tebal <i>Velg</i></b>
--	--------------------------------	--------------------------



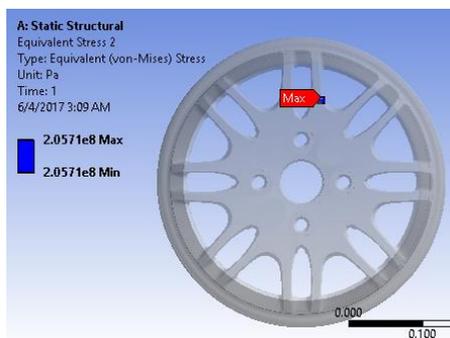
Setelah dilakukan pengurangan tebal dan lebar *spoke* sebesar 0,5 mm pada desain awal *velg*, selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses*. Proses simulasi dilakukan sama seperti proses simulasi pada desain awal *velg* dan desain *velg* alternatif sebelumnya. Setelah dilakukan simulasi didapatkan data tegangan desain *velg* alternatif 2 seperti pada gambar 4.22 berikut.



**Gambar 4.22** Hasil simulasi tegangan  $0^{\circ}$  sampai  $180^{\circ}$  pada *spoke* desain alternatif 4

Gambar 4.22 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah *spoke* desain alternatif 4 pada setengah siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.22 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 205,71 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 17,142 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan di  $105^{\circ}$  putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 152,26 Mpa pada setengah putaran atau  $180^{\circ}$  putaran *velg*.

Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 205,71 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 17,142 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $8,33 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue (fatigue life)* dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 4.



**Gambar 4.23** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 4  
**IV.5.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 4**

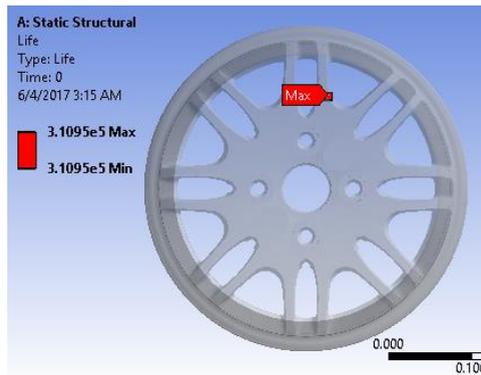
Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari grafik hasil simulasi tegangan pada desain alternatif 4, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* dan desain alternatif sebelumnya yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.

Details of "Fatigue Tool"	
[-] <b>Materials</b>	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
[-] <b>Loading</b>	
Type	Ratio
Loading Ratio	0.0833309
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1.
[-] <b>Definition</b>	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
[-] <b>Options</b>	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
[-] <b>Life Units</b>	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

**Gambar 4.24** Definisi *fatigue tools* pada simulasi *fatigue life* desain alternatif 4

Gambar 4.24 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi *fatigue life* desain alternatif 4. Pada proses simulasi menggunakan teori *Soderberg* untuk mengetahui umur

*fatigue* dari desain alternatif 4. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $8,33 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*.



**Gambar 4.25** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 4

Gambar 4.25 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain alternatif 4 dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 310.950 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 4 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue*.

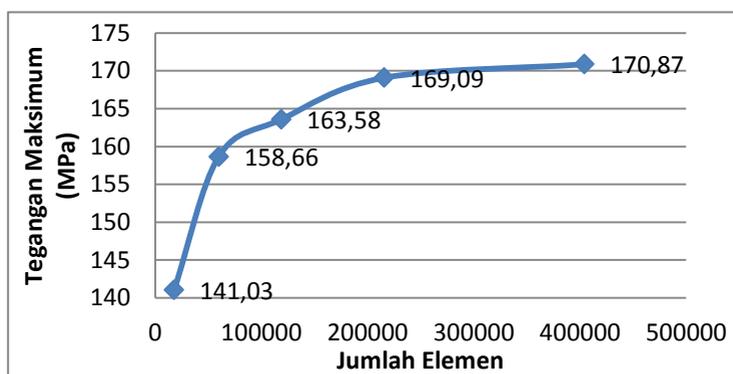
Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 4 ini sebesar 310.950 putaran, oleh karena itu desain alternatif 4 tidak aman atau tidak lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Sehingga pada desain alternatif 4 pengurangan material pada lebar *spoke* dan tebal *velg* sebesar 0,5

mm terlalu banyak yang menyebabkan umur *fatigue* kurang dari standar yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran.

## IV.6 Hasil Simulasi Desain Alternatif 5

### IV.6.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 5

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 5 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain awal *velg* dan desain alternatif sebelumnya. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 2 seperti ditunjukkan pada gambar 4.26.



**Gambar 4.26** Hasil *convergent test* desain alternatif 5

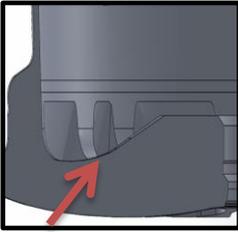
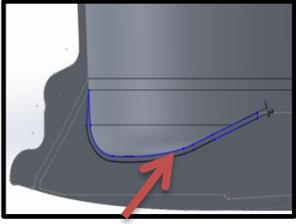
Gambar 4.26 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 5. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 17.847 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 141,03 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 215.796 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 169,09 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 404.133 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 170,87 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 215.796 dengan nilai tegangan sebesar 169,09 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen karena perbedaan tegangan simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 1%.

#### IV.6.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Misses* Desain Alternatif 5

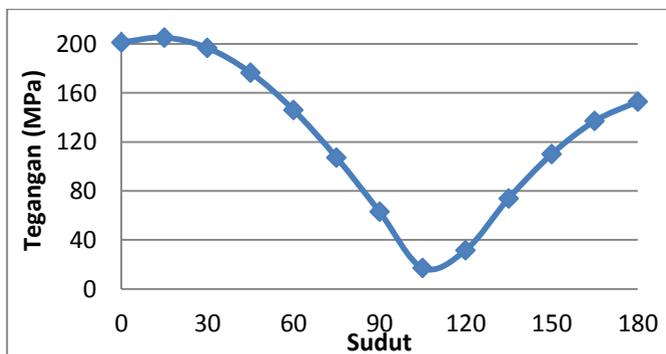
Desain *velg* alternatif 5 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan mengurangi tebal daerah kritis pada *spoke* desain awal *velg*. Desain alternatif 5 ini dibuat untuk memberikan pilihan desain perbaikan dari desain awal *velg*. Pada proses pengurangan tebal pada *velg* dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von mises*.

Pada desain *velg* alternatif 5 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material atau memperkecil daerah kritis pada *spoke velg*. Modifikasi yang dilakukan pada desain alternatif 5 kali ini mencoba untuk mengurangi material pada tebal *velg* sebesar 0,5 mm agar didapatkan nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J 328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.5** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 5

	Desain awal	Desain alternatif 5
Tebal <i>spoke velg</i>		

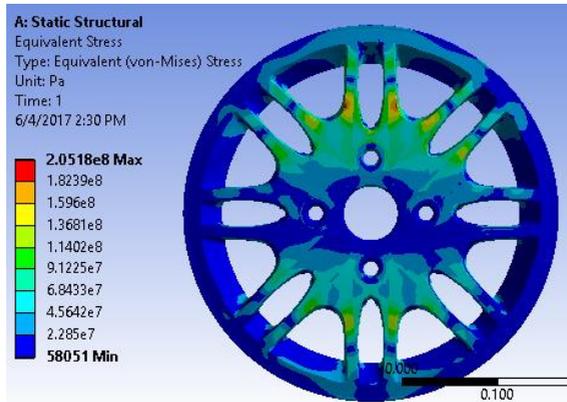
Setelah dilakukan pengurangan tebal sebesar 0,5 mm pada desain awal *velg*, selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai *fatigue life* dan tegangan *equivalent von mises*. Proses simulasi dilakukan sama seperti proses simulasi pada desain awal *velg* dan desain *velg* alternatif sebelumnya. Setelah dilakukan simulasi didapatkan data tegangan desain *velg* alternatif 2 seperti pada gambar 4.27 berikut.



**Gambar 4.27** Hasil simulasi tegangan  $0^{\circ}$  sampai  $180^{\circ}$  pada *spoke* desain alternatif 5

Gambar 4.27 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah *spoke* desain alternatif 5 pada setengah siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.27 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah *spoke velg* memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 205,18 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 17,211 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan di  $105^{\circ}$  putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 153,01 Mpa pada setengah putaran atau  $180^{\circ}$  putaran *velg*.

Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 205,18 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 17,211 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $8,38 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue (fatigue life)* dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 5.



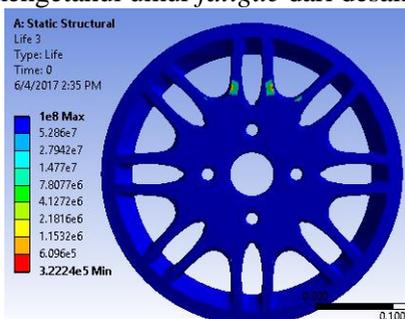
**Gambar 4.28** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 5  
**IV.6.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 5**

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari grafik hasil simulasi tegangan pada desain alternatif 5, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* dan desain alternatif sebelumnya yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.

Details of "Fatigue Tool"	
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	0.08388244
Scale Factor	1.
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

. **Gambar 4.29** Definisi *fatigue tools* pada simulasi *fatigue life* desain alternatif 5

Gambar 4.29 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi *fatigue life* desain alternatif 5. Pada proses simulasi menggunakan teori *Soderberg* untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain alternatif 5. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $8,38 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gayagesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



**Gambar 4.30** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 5

Gambar 4.30 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain alternatif 5 dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 322.240 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 5 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue* pada *velg* tersebut.

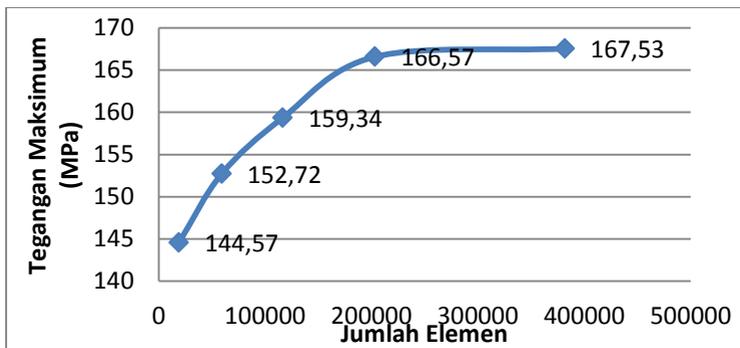
Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur

*fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 5 ini sebesar 322.240 putaran, oleh karena itu desain alternatif 5 tidak aman atau tidak lolos uji *dynamic cornering fatigue*. Sehingga pada desain alternatif 5 pengurangan material pada tebal *velg* sebesar 0,5 mm masih terlalu banyak yang menyebabkan umur *fatigue* kurang dari standar yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran.

#### IV.7 Hasil Simulasi Desain Alternatif 6

##### IV.7.1 Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 6

Tes konvergensi (*convergent test*) yang dilakukan pada desain alternatif 6 sama seperti *convergent test* yang dilakukan pada desain sebelumnya. Pada proses simulasi dilakukan lima kali simulasi dengan variasi bentuk *meshing* untuk mendapatkan data tegangan maksimal yang bekerja pada *velg*. Adapun hasil tes konvergensi pada desain alternatif 4 seperti ditunjukkan pada gambar 4.31.



**Gambar 4.31** Hasil *Convergent Test* Desain Alternatif 6

Gambar 4.31 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 6. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 19.064 didapatkan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 144,57 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik

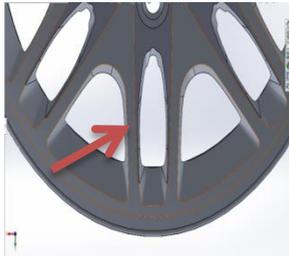
dengan jumlah elemen 203.431 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 166,57 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 381.835 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 167,53 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 203.431 dengan nilai tegangan sebesar 166,57 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen karena perbedaan tegangan antara simulasi keempat dan kelima hanya sebesar 0,5 %.

#### IV.7.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Misses* Desain Alternatif 6

Desain *velg* alternatif 6 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan mengurangi lebar dan tebal paada desain awal *velg*. Desain alternatif 6 ini dibuat untuk perbaikan dari desain awal *velg* pada lebar dan tebal daerah kritis *velg* yang kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses* hingga didapatkan hasil simulasi untuk *fatigue life* yang mendekati standar SAE J 328.

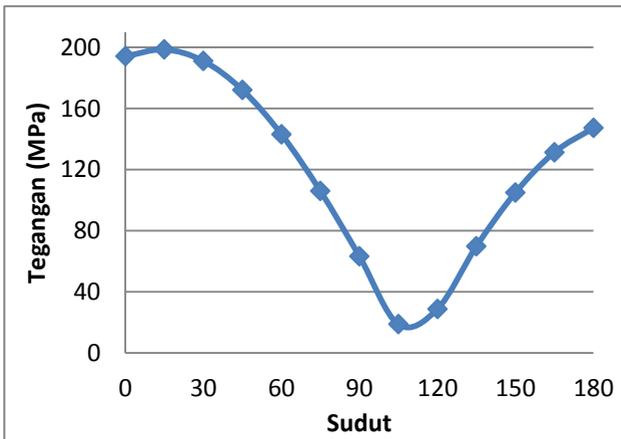
Pada desain *velg* alternatif 6 ini, modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan pengurangan material atau memperkecil daerah kritis pada lebar *spoke velg*. Pengurangan lebar *spoke velg* dilakukan pada semua *spoke* agar nilai estetika tetap terjaga. Pada desain alternatif 6 modifikasi dilakukan pengurangan lebar *spoke* sebesar 0,5 mm agar didapatkan nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J328 yaitu sebesar 500.000 *cycles*.

**Tabel 4.6** Modifikasi pada *Velg* Desain Alternatif 6

	Desain awal	Desain alternatif 6
Lebar <i>spoke velg</i>		

Setelah mengurangi lebar pada *spoke velg* sebesar 0,5 mm, berikutnya dilakukan proses simulasi yang sama seperti pada desain

awal *velg*. Simulasi yang pertama dilakukan untuk mencari bentuk tegangan yang bekerja pada daerah kritis di *spoke velg* dengan *probe* yang sama dengan desain awal selama setengah putaran *velg*. Kemudian dari data tegangan tersebut akan digunakan untuk mencari nilai *fatigue life* dari *velg*. Simulasi yang dilakukan pada desain alternatif 6 sama seperti simulasi yang dilakukan pada desain awal *velg*. Simulasi dilakukan selama setengah putaran *velg* dengan posisi pembebanan akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan yang berbeda – beda. Hasil tegangan equivalent von mises yang diperoleh yaitu seperti ditunjukkan pada gambar 4.32 berikut.

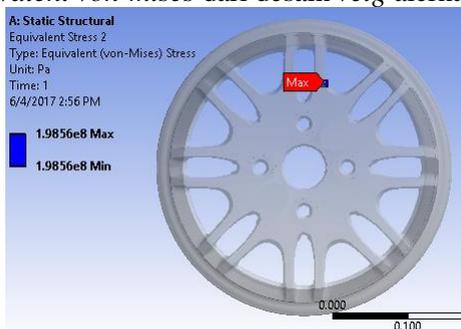


**Gambar 4.32** Hasil simulasi tegangan  $0^0$  sampai  $180^0$  pada *spoke velg* desain alternatif 6

Grafik diatas merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada setengah siklus putaran *velg*. Sumbu x merupakan putaran *velg* sedangkan sumbu y adalah nilai tegangan pada titik yang diamati pada daerah jari – jari *velg*. Pada gambar 4.32 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 198,56 Mpa pada putaran  $15^0$ . Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 18,711 MPa pada posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan berada pada  $105^0$

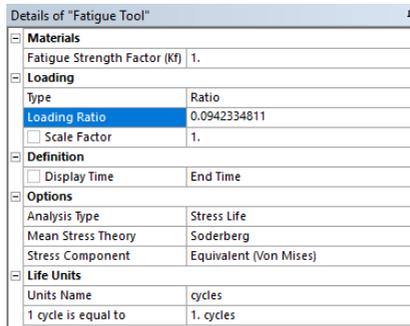
putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 147,2 Mpa pada setengah putaran atau  $180^0$  putaran *velg*.

Pada kurva sinusoidal tersebut dapat diketahui nilai tegangan maksimum dan tegangan minimumnya sehingga dapat dicari rasio tegangan yang digunakan pada proses simulasi. Nilai tegangan maksimum pada kurva sinusoidal tersebut sebesar 198,56 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 18,711 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar  $9,42 \cdot 10^{-2}$ . Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui tegangan *equivalent von-mises* dari desain *velg* alternatif 6.



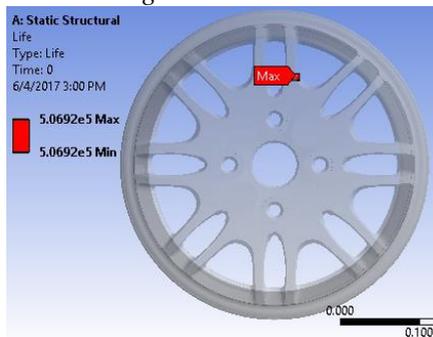
**Gambar 4.33** Tegangan simulasi pada posisi  $15^0$  desain alternatif 6  
**IV.7.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 6**

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari hasil simulasi tegangan pada *velg* pada desain alternatif 6, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* yaitu dilakukan 13 kali atau simulasi pada setengah putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.



**Gambar 4.34** Definisi *fatigue tools* pada simulasi *fatigue life* desain alternatif 6

Gambar 4.34 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi menggunakan *Software Static Structural*. Pada proses simulasi menggunakan teori Soderberg untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain alternatif 6 yang disimulasi. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu  $9,42 \cdot 10^{-2}$  dan *scale factor* 1 karena tanpa menggunakan skala dari hasil perhitungan ratio yang dimasukkan. Setelah itu dilakukan proses simulasi dengan pembebanan yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya dan dengan beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada posisi yang berbeda – beda dari posisi  $0^0$  atau pada awal putaran hingga posisi  $180^0$  atau setengah putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



**Gambar 4.35** Hasil simulasi *fatigue life* desain alternatif 6

Gambar 4.35 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain awal *velg* dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat berat kendaraan dan gaya gesek antara ban dan permukaan jalan pada  $15^0$  atau pada titik maksimum tegangan yang terjadi pada *velg*. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 506.920 putaran dan terjadi pada daerah *spoke velg*. Hal tersebut menunjukkan bahwa *spoke velg* pada desain alternatif 6 merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *dynamic cornering fatigue*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada pengujian *dynamic cornering fatigue* untuk mobil penumpang, minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 500.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain alternatif 6 ini yaitu 506.920 putaran, oleh karena itu desain alternatif 6 aman atau lolos uji *dynamic cornering fatigue* dan memiliki nilai *cycles* yang mendekati standar SAE J 328.

#### IV.8 Analisa Perbandingan Desain Velg

Proses simulasi telah dilakukan terhadap desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4, desain alternatif 5 dan desain alternatif 6. Proses simulasi menggunakan metode *static structural* dengan empat pembebanan yaitu beban akibat kekencangan baut, beban akibat kecepatan rotasional *velg*, beban akibat berat kendaraan, serta beban akibat gaya gesek antara ban dan permukaan jalan. Dari hasil simulasi didapatkan perbandingan hasil seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.7 berikut.

**Tabel 4.7** Perbandingan Hasil Simulasi pada Desain *Velg*

Parameter	<i>Fatigue life</i> minimum	Tegangan maksimum	<i>Yield strength</i> (205 MPa)	Standar SAE J 328	Modifikasi
Desain awal	773.980 <i>cycles</i>	191,59 MPa	Memenuhi	Memenuhi	
Desain alternatif 1	458.890 <i>cycles</i>	199,2 MPa	Memenuhi	Tidak memenuhi	Lebar <i>spoke</i> -1mm
Desain	267.080	207,93	Tidak	Tidak	Tebal

alternatif 2	<i>cycles</i>	MPa	memenuhi	memenuhi	<i>spoke</i> -1mm
Desain alternatif 3	113.680 <i>cycles</i>	221,31 MPa	Tidak memenuhi	Tidak memenuhi	Lebar & tebal <i>spoke</i> -1mm
Desain alternatif 4	310.950 <i>cycles</i>	205,41 MPa	Tidak memenuhi	Tidak memenuhi	Lebar & tebal <i>spoke</i> -0,5 mm
Desain alternatif 5	322.240 <i>cycles</i>	205,18 MPa	Tidak memenuhi	Tidak memenuhi	Tebal <i>spoke</i> -0,5 mm
Desain alternatif 6	506.920 <i>cycles</i>	198,56 MPa	Memenuhi	Memenuhi	Lebar <i>spoke</i> -0,5 mm

Dimulai dari parameter yang pertama yaitu *fatigue life* minimum yang dapat ditempuh oleh desain *velg* menunjukkan bahwa *fatigue life* yang dapat ditempuh oleh desain awal *velg* sebesar 657.300 *cycles*, sedangkan *fatigue life* desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4, desain alternatif 5 dan desain alternatif 6 berturut – turut yaitu 458.890 *cycles*, 267.890 *cycles*, 113.680 *cycles*, 310.950 *cycles*, 322.240 *cycles* dan 892.070 *cycles*. Hal tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa desain *velg* alternatif 6 lebih baik dari pada desain yang lain karena pada desain alternatif nilai *cycles*-nya yang paling mendekati standar SAE J 328 atau tidak mengalami *overdesign* yang besar.

Parameter kedua yaitu tegangan *equivalent von misses* yang merupakan besarnya tegangan yang bekerja pada *velg*. Dari data hasil simulasi pada tabel 4.8 didapatkan bahwa nilai tegangan

*equivalent von misses* maksimum yang bekerja pada desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4, desain alternatif 5 dan desain alternatif 6 berturut – turut yaitu 191,59 MPa, 199,2 MPa, 207,93 MPa, 221,31 MPa, 205,41 MPa, 205,18 MPa dan 198,56 MPa. Dari data tersebut memperjelas bahwa desain awal *velg*, desain alternatif 1 dan desain alternatif 6 memiliki tegangan dibawah tegangan *yield strength* yaitu 205 Mpa, sehingga ketiga desain tersebut masih baik atau masih berada pada daerah elastis saat pengujian terjadi. Selain itu desain awal *velg* merupakan desain yang paling baik karena memiliki nilai tegangan yang paling kecil dibandingkan desain yang lain.

Parameter terakhir yaitu merupakan parameter yang paling penting karena dapat menyatakan *velg* tersebut dapat diproduksi atau tidak. Untuk dapat dinyatakan lolos dari pengujian *dynamic cornering fatigue*, sebuah *velg* harus memiliki *fatigue life* lebih besar dari 500.000 putaran. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa desain awal *velg* dan desain alternatif 6 melebihi *fatigue life* minimum sehingga dapat dinyatakan memenuhi persyaratan pada standar SAE J 328 yang digunakan, sedangkan desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4 dan desain alternatif 5 gagal atau tidak memenuhi kualifikasi.

Desain *velg* yang lebih baik adalah desain yang memiliki nilai *fatigue life* yang mendekati standar SAE J 328 serta memiliki tegangan *equivalent von misses* yang bekerja paling rendah. Sehingga dari tabel 4.7 dapat disimpulkan bahwa desain *velg* terbaik yaitu desain alternatif 6 yang merupakan desain *velg* hasil modifikasi desain awal *velg* dengan mengurangi lebar pada daerah kritis pada jari – jari *velg* sebesar 0,5 mm.

**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan pada simulasi pengujian *dynamic cornering fatigue*, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada simulasi desain awal *velg*, kerusakan terjadi pada daerah *spoke velg*. Jumlah *cycles* yang ditempuh oleh desain awal *velg* adalah 773.980 *cycles* dengan tegangan maksimum *equivalent von misses* sebesar 191,59 MPa.
2. Berdasarkan simulasi pada masing – masing desain alternatif *velg* didapatkan hasil tegangan maksimum *equivalent von misses* berturut – turut pada desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4, desain alternatif 5 dan desain alternatif 6 yaitu 199,2 MPa, 207,93 MPa, 221,31 MPa, 205,41 MPa, 205,18 MPa dan 198,56 Mpa. Dengan nilai *fatigue life* minimum desain alternatif 1 hingga 6 sebesar 458.890 *cycles*, 267.890 *cycles*, 113.680 *cycles*, 310.950 *cycles*, 322.240 *cycles* dan 506.920 *cycles*.
3. Berdasarkan standar SAE J 328, *fatigue life* minimum yang harus ditempuh *velg* adalah 500.000 *cycles*. Pada desain awal *velg* dan desain alternatif 6 dinyatakan memenuhi standar, namun desain alternatif 6 memiliki *cycles* yang paling mendekati standar SAE J 328. Sedangkan desain alternatif 1, desain alternatif 2, desain alternatif 3, desain alternatif 4 dan desain alternatif 5 tidak memenuhi standar.
4. Berdasarkan data tegangan *equivalent von misses* dan *fatigue life velg*, dapat diurutkan dari desain *velg* terbaik yaitu desain alternatif 6, kemudian desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 5, desain alternatif 4, desain alternatif 2 dan yang terakhir desain alternatif 3.

## 5.2 **Saran**

- 1 Perlu dilakukan simulasi pengurangan material pada daerah kritis *velg* dengan volume konstan dan pengujian *dynamic cornering fatigue* pada *software explicite dynamic* sebagai media pembandingan.
- 2 Hasil simulasi ini merupakan sarana pendukung dalam proses pembuatan desain *velg*. Proses ini dapat menjadi bahan pertimbangan dalam pengoptimalan perancangan sehingga dapat mengoptimalkan perencanaan desain *velg*. Proses pengujian secara riil tetap perlu dilakukan untuk mengetahui hasil secara sesungguhnya dari desain hasil simulasi.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Society of Automotive Engineer (SAE). 2005. **Wheels Passenger Car and Light Truck Performance Requirements and Test Procedure**. United State of America
- [2] Hibbeler R. C. 2010. **Engineering Mechanics Statics and Dynamics : Twelfth Edition**. United States of America : Pearson Education, Inc.
- [3] Robert D. Cook. 1995. **Finite Element Modelling for Stress Analysis**. United States of America : Pearson Education, Inc.
- [4] Susatio Yerri. 2004. **Dasar – Dasar Metode Elemen Hingga**. Yogyakarta : Andi.
- [5] Chandra Hendri. 2009. **Fatigue Life Prediction**, <URL:<https://knuklebomb.files.wordpress.com/2010/12/fatigue-life-prediction.doc>>
- [6] Suherman Wahid. 1987. **Pengetahuan Bahan**. Surabaya
- [7] Yeh-Liang Hsu, Chia-Chieh Yu, Shang-Chieh Wu, Ming Hsiu Hsu. 2006. **Developing An Automated Design Modification System For Aluminum Disk Wheels**
- [8] Xiaofeng Wang, Xiaoge Zhang. 2010. **Simulation Of Dynamic Cornering Fatigue Test Of A Steel Passenger Car Wheel**.
- [9] Liangmo Wang, Yufa Chen, Chenzi Wang, Qinzhen Wang. 2010. **Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test**.
- [10] **Dynamic Radial Fatigue Test**. Diakses tanggal 5 Mei 2016. <http://www.testingservice.de/index.php/automotive/rims-wheel-test-machine/multi-axial-wheel-fatigue-tester-zwarp.html>.
- [11] **Impact Test Wheel**. Diakses tanggal 5 Mei 2016. <http://www.intechopen.com/books/electrolysis/direct-electrolytic-al-si-alloys-deasa-an-undercooled-alloy-self-modified-structure-and-mechanical-p.html>.

- [12] **Bagian Velg.** Diakses tanggal 5 Mei 2016. <http://www.pringgo.com/2006/09/apa-sih-arti-kode-dan-angka2-di-velg.html>.
- [13] **Proses Pembuatan Velg.** Diakses tanggal 23 Mei 2016. <https://dejeautodistro.wordpress.com/2012/04/06/berbagai-proses-pembuatan-velg.html>.
- [14] Abrianto Akuan, ST., MT. 2007. **Kelelahan Logam**
- [15] J. Hendrawan, J. Istiyanto, T. P. Soemardi. 2013. **Analisa Fatik Pada Struktur Monorel 12 Ton dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga.**
- [16] Teguh Setiawan. 2004. **Simulasi Pengujian *Dynamic Cornering Fatigue* pada Velg Aluminium dengan Metode Elemen Hingga.**

## LAMPIRAN

### LAMPIRAN 1 Standarisasi *Dynamic Cornering Fatigue Test* Society of Automotif Engineer (SAE) J 328

	<b>SURFACE VEHICLE RECOMMENDED PRACTICE</b>	<b>SAE</b> J328	REV. FEB2005
		Issued 1968-03 Revised 2005-02	
		Superseding J328 JUN1994	
<b>Wheels—Passenger Car and Light Truck Performance Requirements and Test Procedures</b>			
<p><b>1. Scope</b></p> <p>This SAE Recommended Practice provides minimum performance requirements and uniform procedures for fatigue testing of wheels intended for normal highway use and temporary use on passenger cars, light trucks, and multipurpose vehicles. For heavy truck wheels and wheels intended to be used as duals, see SAE J267. For wheels used on trailers drawn by passenger cars, light trucks, or multipurpose vehicles, see SAE J1204. These minimum performance requirements apply only to wheels made of materials included in Tables 1 to 4.</p> <p><b>1.1 Rationale</b></p> <p>SAE J328 has been given a five-year review. All the changes are editorial and/or for clarification purposes.</p> <p><b>2. References</b></p> <p><b>2.1 Applicable Publications</b></p> <p>The following publications form a part of this specification to the extent specified herein. The latest issue of SAE publications shall apply.</p> <p><b>2.1.1 SAE PUBLICATIONS</b></p> <p>Available from SAE, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001.</p> <p>SAE J267—Wheels/Rims-Trucks—Test Procedures and Performance Requirements          SAE J1204—Wheels-Recreational and Utility Trailer Test Procedures          SAE J2530—Aftermarket Wheels—Passenger Car and Light Truck—Performance Requirements and Test Procedures</p> <p><b>2.1.2 ISO PUBLICATION</b></p> <p>Available from ANSI, 25 West 43rd Street, New York, NY 10036-8002.</p> <p>ISO 3006—Road vehicles—Passenger car road wheels—Test methods</p>			

SAE Technical Standards Board Rules provide that: "This report is published by SAE to advance the state of technical and engineering sciences. The use of this report is entirely voluntary, and its applicability and suitability for any particular use, including any patent infringement arising therefrom, is the sole responsibility of the user."

SAE reviews each technical report at least every five years at which time it may be reaffirmed, revised, or cancelled. SAE invites your written comments and suggestions.

Copyright © 2005 SAE International

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

TO PLACE A DOCUMENT ORDER: Tel: 877-486-7323 (Inside USA and Canada)  
 Tel: 724-776-4870 (outside USA)  
 Fax: 724-776-0790  
 Email: [custserv@sae.org](mailto:custserv@sae.org)  
<http://www.sae.org>

Copyright © 2005 SAE International  
 Printed in the USA under license no. 3027

No reproduction or retransmission permitted without SAE International

Not for Release

SAE J328 Revised FEB2005

**2.2 Related Publication**

The following publication is provide for informational purposes only and is not a required part of this document.

**2.2.1 SAE PUBLICATION**

Available from SAE, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001.

SAE J393—Nomenclature-Wheels, Hubs, and Rims for Commercial Vehicles

**2.2.2 ISO PUBLICATION**

Available from ANSI, 25 West 43rd Street, New York, NY 10036-8002.

ISO 3911—Wheels/rims—Nomenclature, designation, marking, and units of measurement

**2.2.3 TIRE AND RIM ASSOCIATION PUBLICATION**

Available from The Tire and Rim Association, Inc., 175 Montrose West Avenue, Suite 150, Copley, OH 44321.

Yearbook, The Tire & Rim Association Inc.

**TABLE 1—TEST FACTORS AND MINIMUM CYCLE REQUIREMENTS FOR WHEELS IN NORMAL HIGHWAY SERVICE—DYNAMIC CORNERING FATIGUE**

Wheel Type (Material)	"S"	"S"	Minimum Cycles
	Front	Rear	
Ferrous All	1.6	1.45	180 000
Cold Formed Aluminum 5000 Series <sup>1)</sup>	1.8	1.55	500 000
Aluminum Cast and Forged	2.0	1.75	500 000

1. With 3% or less magnesium content.

**TABLE 2—TEST FACTORS AND MINIMUM CYCLE REQUIREMENTS FOR WHEELS IN NORMAL HIGHWAY SERVICE—DYNAMIC RADIAL FATIGUE**

Wheel Type (Material)	"K"	"K"	Minimum Cycles
	Front	Rear	
Ferrous All	2.25	2.0	400 000
Aluminum All	2.5	2.25	600 000

**TABLE 3—FACTORS AND MINIMUM CYCLE REQUIREMENTS FOR TEMPORARY USE WHEELS—DYNAMIC CORNERING FATIGUE**

Wheel Type (Material)	"B" Front	"B" Rear	Minimum Cycles
Ferrous Al	1.8	1.45	50 000
Cold Formed Aluminum 5000 Series <sup>1</sup>	1.8	1.55	250 000
Aluminum Cast and Forged	≥ 2.0	1.75	250 000

1. With 3% or less magnesium content.

**TABLE 4—FACTORS AND MINIMUM CYCLE REQUIREMENTS FOR TEMPORARY USE WHEELS—DYNAMIC RADIAL FATIGUE**

Wheel Type (Material)	"K" Front	"K" Rear	Minimum Cycles
Ferrous Al	1.65	1.45	400 000
Aluminum Al	1.80	1.60	600 000

### 3. Definitions

#### 3.1 Normal Highway Use

A wheel intended for sustained, all position, use on a motor vehicle on improved surfaces with no special restrictions as to speed or distance traveled.

#### 3.2 Temporary Use

A wheel intended for "temporary use" only as a spare on only one vehicle position at a time and only for the life of an original tire. Special speed restrictions may also apply.

### 4. Dynamic Cornering Fatigue

The test wheels, when subject to the following test procedures, shall meet the minimum performance requirement specified.

#### 4.1 Equipment

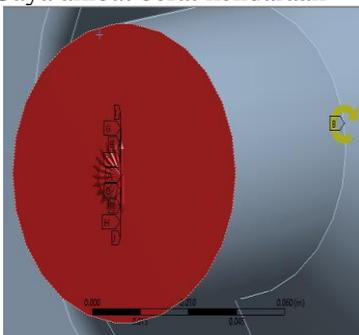
Use a test machine that: (see Figure 1)

- Imparts a constant rotating bending moment to the wheel (see Figure 1)
- Maintains the test load within  $\pm 2.5\%$ .
- Monitors and measures the deflection of the system at the point of load application during the test.

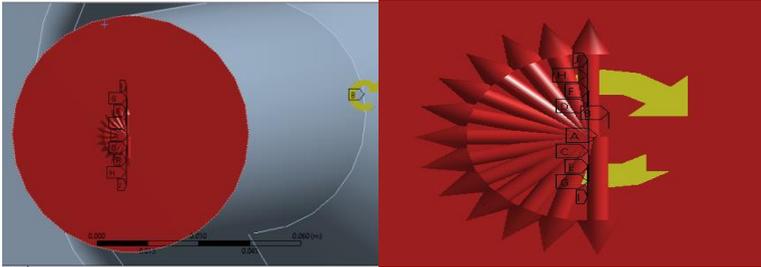
SAE J328 Revised FEB2005		
	$M(\text{front}) = M(\text{front})(Ru + d)S(\text{front})$	(Eq. 2)
and		
	$M(\text{rear}) = W(\text{rear})(Ru + d)S(\text{rear})$	(Eq. 3)
where:		
W = 1/2 of the maximum vertical static load on the axle as specified by the vehicle manufacturer or the load rating of the wheel as specified by the wheel manufacturer N (lb): W (Front) W (Rear)		
R = Static-loaded radius of the largest tire specified by the vehicle manufacturer and/or wheel manufacturer m (ft)		
u = coefficient of friction developed between the tire and the road: use u = 0.7		
d = the inset or outset of the wheel m (ft): use positive sign for inset and negative sign for outset		
S = load factor—see Table 1 or 3. S (Front), S (Rear)		
W(front) = 1/2 of the maximum static load on the front axle or the load rating of the wheel as specified		
W(rear) = 1/2 of the maximum static load on the rear axle		
<b>4.4 Test Criteria/Test Termination</b>		
a. Use only fully processed new wheels, which are representative of wheels intended for the vehicle and ready for road use. Separate wheels are to be used for each test.		
b. The wheel under test must complete the minimum number of test cycles Table 1 or 3 prior to test termination. The test shall be terminated when the operating deflection exceeds the initial deflection at point of load application by 20%. Broken studs or other parts of the test fixture do not require test termination but may result in damage to the wheel and test invalidation. Optionally, all studs may be replaced and the test continued.		

## LAMPIRAN 2 Ilustrasi Simulasi Putaran 0° hingga 180°

Gaya akibat berat kendaraan



Gaya gesek antara ban dan permukaan jalan



**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## BIODATA PENULIS



Ardika Indrawan dilahirkan di Madiun, 19 Januari 1993 merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Agus Indrajanto dan Indah Wirnani. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN Endrakila, Kota Madiun pada kelas I-VI (1999-2005). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 13 Madiun pada tahun 2005-2008, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 5 Madiun pada tahun 2008-2011. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Divisi Umum di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS pada periode 2012-2015. Penulis juga aktif dalam event *Mechanic's Skill Competition 2014* sebagai Ketua Pelaksana, selain itu dalam event *Engine Tune Up 2013* juga aktif sebagai Koordinator Sie Acara. Selain aktif berorganisasi, penulis juga aktif magang ke beberapa perusahaan seperti PT Semen Indonesia dan PT Dinamika Energitama Nusantara.

Di Teknik Mesin ITS penulis memilih Laboratorium Mekanika Benda Padat dan mengerjakan tugas akhir dibawah bimbingan Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email [ardikaindrawan@yahoo.co.id](mailto:ardikaindrawan@yahoo.co.id).



**“Halaman ini sengaja dikosongkan”**