



TUGAS AKHIR- TM 091486

ANALISA KEKUATAN VELG MOBIL PENUMPANG PADA SIMULASI PENGUJIAN *DYNAMIC RADIAL FATIGUE* DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

MOH. BAHRI
NRP. 2112100094

Dosen Pembimbing
Dr.Ir.AGUS SIGIT PRAMONO, DEA.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT- TM 091486

Strength Analyze of Passenger Car on Dynamic Radial Fatigue Simulation Test Using Finite Element Methods

**MOH. BAHRI
NRP. 2112100094**

**Acedemis Supervisor
Dr. Ir. AGUS SIGIT PRAMONO, DEA**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Tchnology
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA KEKUATAN VELG MOBIL PENUMPANG PADA SIMULASI PENGUJIAN DYNAMIC RADIAL FATIGUE DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

MOH. BAHRI

NRP. 2112100094

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196508101991021001
2. Alief Wikarta, ST, MSc Eng, PhD (Penguji I)
NIP. 198202102006041002
3. Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc (Penguji II)
NIP. 197805102001121001

SURABAYA

Juli 2016

ANALISA KEKUATAN VELG MOBIL PENUMPANG PADA SIMULASI PENGUJIAN *DYNAMIC RADIAL FATIGUE* DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Moh. Bahri
NRP : 2112100094
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

ABSTRAK

Velg merupakan salah satu komponen yang terdapat pada kendaraan bermotor. Velg memiliki peranan yang cukup penting sebagai tempat melekatnya ban dan berfungsi untuk menyalurkan daya dari mesin serta mengendalikan arah gerak dari mobil. Apabila terjadi kerusakan pada velg, maka akan membahayakan bagi pengendara kendaraan tersebut. Oleh karena itu penting untuk memastikan bahwa velg tersebut tidak mengalami kegagalan saat digunakan. Namun pada proses penyempurnaan desain velg yang akan diproduksi, perusahaan mengalami kerugian baik waktu ataupun biaya pembuatan karena proses pengujian yang membutuhkan waktu yang lama serta ketidakpastian velg untuk lolos pengujian. Oleh karena itu tugas akhir ini bertujuan untuk mengurangi kerugian perusahaan produksi velg karena sebelum dilakukan proses pengujian velg terlebih dahulu dilakukan simulasi pengujian serupa terhadap desain velg yang akan diuji.

*Dalam tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan yang dimulai dengan melakukan analisa – analisa dari sumber literatur dari jurnal dan penelitian sebelumnya tentang pengujian *dynamic radial fatigue*. Analisa tersebut meliputi standar yang digunakan, permodelan pada proses simulasi, dan pemberian beban pada velg. Selanjutnya yaitu memasukkan desain geometri velg yang sebelumnya dibuat pada software CAD kedalam software simulasi. Simulasi*

dilakukan dengan menggunakan simulasi static structural yang menggunakan meshing berbentuk tetrahedron. Kemudian menentukan boundary condition yaitu pemberian fix support pada daerah kontak antara velg dan baut. Proses berikutnya yaitu memberikan pembebanan pada proses simulasi. Velg akan dikenai 4 pembebanan yaitu pembebanan akibat kekencangan baut, pembebanan akibat tekanan ban, pembebanan akibat kecepatan putar, dan beban radial. Hasil simulasi tersebut dinyatakan berhasil jika fatigue life yang dicapai melebihi parameter yang telah ditentukan.

Setelah dilakukan proses simulasi didapatkan nilai tegangan equivalent von mises yang bekerja pada desain awal velg sebesar 188,88 Mpa dan fatigue life minimum yang dapat ditempuh yaitu 452.250 cycles. Desain awal velg dinyatakan tidak memenuhi standar SAE J 328 karena fatigue life minimum tidak mencapai 600.000 cycles. Setelah dilakukan optimalisasi didapatkan desain alternatif 1 dengan menambah lebar daerah kritis pada jari – jari velg sebesar 4mm dan didapatkan hasil tegangan equivalent von mises dan fatigue life berturut – turut yaitu 183,19 Mpa dan 856.240 cycles. Sedangkan dari desain alternatif 2 dengan menambah tebal daerah kritis pada jari – jari velg sebesar 2,5 mm didapatkan hasil tegangan equivalent von mises dan fatigue life berturut – turut yaitu 179,35 Mpa dan 928.440 cycles. Sedangkan desain alternatif 3 dengan menambah lebar daerah kritis pada jari – jari velg sebesar 2 mm dan menambah lebar 1,5 mm, didapatkan hasil tegangan equivalent von mises sebesar 180,18 MPa dan fatigue life sebesar 892.070. Desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 memenuhi standar SAE J 328, namun dari data tegangan equivalent von mises dan fatigue life, dapat dinyatakan desain alternatif 2 lebih baik karena memiliki fatigue life yang lebih besar dan tegangan equivalent von mises yang lebih kecil.

Kata Kunci :Verg, Pengujian Dynamic Radial Fatigue, Tegangan equivalent von mises, Fatigue life

STRENGTH ANALYZE OF PASSENGER CAR ON DYNAMIC RADIAL FATIGUE SIMULATION TEST USING FINITE ELEMENT METHODS

Student Name : Moh. Bahri
NRP : 2112100094
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Acedemis Supervisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

ABSTRACT

Tire rims was one of the common component on a car. It has an important role as a rubber tire houses, not only transmitted the power from its engine but also control the car by steered the front wheel. A severe damage of its could cause an accident for the driver. In that case, it is an important thing to make sure that the tire rims safely secure before used. However, for the time of increasing its efficiency to be produce, the manufacturer has its own challenge such as time and cost caused by the uncertainty of its safety. Because of that, this final project was aimed to decreased the loses of the tire rims manufacturer, so a proper simulation should be done before this tire rim was realesed to the community.

In this final project, there are several steps and procedure began with observe some literature from a global approved journal and previous research of dynamic radial fatigue. This analytical test included a standard of its test, a simulation test model, and several loads on tire rims. Then, input some geometric dimension for its 3D CAD Draft to the simulation software. Simulation being done by simulation static structural using tetrahedron meshing. Then, give a fix support to the contact area between tsire rims and bolt by defined its boundary layer. After that, give a proper load on the simulation for the next process. There are four loads given to the tire rims such as loads

causes by the bolt strenght, loads causes by wheel preasure, loads causes by wheel rotation and the radial load. The result of this test will be approved if the fatigue life of those wheels reach its own parameter.

A Result of an von misses equivalent stress has been done by several process on the first design for 188.88 MPa and 452,250 cycles of a fatigue life. The first design didn't reach its standard regulation based on SAE J 328 because its fatigue life was less than 600,000 cycles. after some optimization on the previous design, we got the first alternative design by increasing its width up to 4 mm and the result was 189.19 MPa and 856,240 cycles on its fatigue life. Then the second alternative design was improved by increasing its thickness for 2.5 mm and the result was 179.35 MPa and 928,440 cycles of its fatigue life. The third alternative design then improved by increasing its width on critical area 2 mm and the thickness 1.5 mm and the result was 180.18 MPa and 892,070 cycles of its fatigue life. The first, second, and third design are reach its strandard for SAE J 328, as the result we can conclude that the second alternative design has the most fatigue life cycle and the smallest von misses equivalent stress.

Key word :Velg, Dynamic Radial Fatigue Test, equivalent von misses stress, Fatigue life

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Halaman Pengesahan	v
Abstrak	vi
Abstract	viii
Kata Pengantar	x
Daftar Isi	xii
Daftar Gambar	xiv
Daftar Tabel	xviii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	4
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat.....	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 Bagian dan Jenis Velg	7
2.1.1 Bagian – Bagian Velg.....	7
2.1.2 Jenis - Jenis Velg.....	9
2.2 Standar Pengujian Velg.....	13
2.2.1 Dynamic Radial Fatigue Test	14
2.2.2 Dynamic Cornering Fatigue Test.....	16
2.2.3 Impact Test.....	19
2.3 Teori Kegagalan.....	19
2.4 Finite Element Analysis.....	22
2.4.1 Elemen Satu Dimensi.....	24
2.4.2 Elemen Dua Dimensi.....	24
2.4.3 Elemen Tiga Dimensi.....	25
2.5 Fatigue Design.....	26
2.6 Studi Literatur.....	30

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian.....	33
3.2 Perhitungan Beban.....	34
3.3 Proses Simulasi.....	39
3.4 Perubahan Desain Velg.....	41

BAB IV ANALISA PEMBAHASAN

4.1 Hasil Simulasi Desain Awal Velg.....	43
4.1.1 Hasil Convergent test Desain Awal Velg.....	43
4.1.2 Hasil Simulasi Tegangan Equivalent Von Misses Desain Awal Velg.....	47
4.1.3 Hasil Simulasi Fatigue Life Desain Awal Velg.....	48
4.2 Hasil Simulasi Desain Alternatif 1.....	52
4.2.1 Hasil Convergent Test Desain Alternatif 1.....	52
4.2.2 Hasil Simulasi Tegangan Equivalent Von Misses Desain Alternatif 1.....	54
4.2.3 Hasil Simulasi Fatigue Life Desain Alternatif 1.....	57
4.3 Hasil Simulasi Desain Alternatif 2.....	60
4.3.1 Hasil Convergent Test Desain Alternatif 2.....	60
4.3.2 Hasil Simulasi Tegangan Equivalent Von Misses Desain Alternatif 2.....	61
4.3.3 Hasil Simulasi Fatigue Life Desain Alternatif 2.....	65
4.4 Hasil Simulasi Desain Alternatif 3.....	68
4.3.1 Hasil Convergent Test Desain Alternatif 3.....	68
4.3.2 Hasil Simulasi Tegangan Equivalent Von Misses Desain Alternatif 3.....	69
4.3.3 Hasil Simulasi Fatigue Life Desain Alternatif 3.....	72
4.5 Analisa Perbandingan Desain Velg.....	75
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	79
5.2 Saran.....	80
Daftar Pustaka.....	81
Lampiran	83
Biodata Penulis.....	87

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Jenis – Jenis serta kode velg.....	10
Tabel 2.2 Load factor dan minimum cycle DRF test.....	15
Tabel 2.3 Load factor dan minimum cycle Dynamic Cornering Fatigue test.....	18
Tabel 4.1 Perbandingan Hasil Simulasi pada Desain <i>velg</i>	76

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian – bagian pada <i>velg</i>	8
Gambar 2.2 <i>Devide Type Rim (D.T)</i>	10
Gambar 2.3 <i>Drop Center Rim</i>	11
Gambar 2.4 <i>Wide Drop Center Rim</i>	11
Gambar 2.5 <i>Semi Drop Center Rim</i>	12
Gambar 2.6 <i>Flat Base Rim</i>	13
Gambar 2.7 <i>Interim Rim</i>	13
Gambar 2.8 Skema Pengujian <i>Dynamic Radial Fatigue</i>	14
Gambar 2.9 Skema Pengujian <i>Dynamic Cornering Fatigue</i> .	17
Gambar 2.10 Skema <i>Impact Test</i>	18
Gambar 2.11 Tegangan normal tarik pada silinder.....	20
Gambar 2.12 Tegangan normal tekan pada silinder.....	20
Gambar 2.13 Tensor tegangan tiga dimensi.....	21
Gambar 2.14 Elemen batang terkena beban.....	23
Gambar 2.15 Elemen satu dimensi.....	24
Gambar 2.16 Elemen dua dimensi segitiga.....	25
Gambar 2.17 Elemen Tiga dimensi tetrahedron dan balok ...	25
Gambar 2.18 Elemen tetrahedron.....	25
Gambar 2.19 Tipe siklus tegangan fatigue.....	26
Gambar 2.20 Diagram batas tegangan.....	28
Gambar 2.21 Diagram batas tegangan dengan pembebanan..	28
Gambar 2.22 Kurva S-N untuk logam ferrous dan non ferrous	29
Gambar 2.23 Pengaruh rasio tegangan pada kurva S-N.....	30
Gambar 2.24 Equivalent alternating stress dari housing.....	24
Gambar 3.1 Diagram Alir penelitian.....	33
Gambar 3.2 Beban akibat tekanan ban.....	35
Gambar 3.3 Pengukuran luas kontak ban dengan jalan.....	36
Gambar 3.4 Beban Radial pada Velg.....	36
Gambar 3.5 Beban akibat pengencangan baut.....	37

Gambar 3.6 Beban akibat kecepatan putar velg.....	39
Gambar 3.7 Meshing velg pada software static structural.....	40
Gambar 3.8 Fix support pada proses simulasi.....	41
Gambar 3.9 Desain awal velg.....	42
Gambar 4.1 Grafik <i>Convergent Test</i> Desain Awal Velg.....	44
Gambar 4.2 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – jari Desain Awal Velg.....	46
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan Tegangan Sinusoidal.....	47
Gambar 4.4 Tegangan Simulasi pada Beban Radial 0°	48
Gambar 4.5 Definisi <i>Fatigue Tools</i> pada Proses Simulasi.....	49
Gambar 4.6 Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Awal Velg...	50
Gambar 4.7 <i>Safety Factor</i> Desain Awal Velg.....	51
Gambar 4.8 Grafik <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 1.....	52
Gambar 4.9 Desain Jari – Jari Velg pada Desain Awal Velg..	54
Gambar 4.10 Desain Jari – Jari Velg pada Desain Alternatif 1	54
Gambar 4.11 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – jari Velg Desain Alternatif 1.....	55
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Tegangan Hasil Simulasi dan Tegangan Sinusoidal desain alternatif 1.....	56
Gambar 4.13 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0° Desain Alternatif 1.....	57
Gambar 4.14 Definisi <i>Fatigue Tools</i> pada Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif	58
Gambar 4.15 Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 1	59
Gambar 4.16 <i>Safety Factor Velg</i> pada Desain Alternatif 1...	60
Gambar 4.17 Grafik <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 2.....	61
Gambar 4.18 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – Jari Desain Alternatif 2.....	62
Gambar 4.19 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan	

Tegangan Sinusoidal desain alternatif	63
Gambar 4.20 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0 ⁰ Desain Alternatif 2.....	64
Gambar 4.21 Definisi <i>Fatigue Tools</i> pada Simulasi <i>Fatigue</i> <i>Life</i> Desain Alternatif 2.....	65
Gambar 4.22 Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 2	66
Gambar 4.23 <i>Safety Factor Velg</i> pada Desain Alternatif 2.....	67
Gambar 4.24 Grafik <i>Convergent Test</i> Desain Alternatif 3.....	68
Gambar 4.25 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – Jari Desain Alternatif.....	70
Gambar 4.26 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan Tegangan Sinusoidal desain alternatif 3.....	71
Gambar 4.27 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0 ⁰ Desain Alternatif 3.....	72
Gambar 4.28 Definisi <i>Fatigue Tools</i> pada Simulasi <i>Fatigue</i> <i>Life</i> Desain Alternatif 3.....	73
Gambar 4.29 Hasil Simulasi <i>Fatigue Life</i> Desain Alternatif 3	74
Gambar 4.30 <i>Safety Factor Velg</i> pada Desain Alternatif 3.....	75

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Velg merupakan salah satu komponen yang terdapat pada kendaraan bermotor. *Velg* memiliki peranan yang cukup penting sebagai tempat melekatnya ban dan berfungsi untuk menyalurkan daya dari mesin dan mengendalikan arah gerak dari mobil. Apabila terjadi kerusakan pada *velg*, maka akan membahayakan bagi pengendara kendaraan tersebut. Oleh karena itu penting untuk memastikan bahwa *velg* tersebut tidak mengalami kegagalan saat digunakan.

Desain *velg* yang dibuat harus cukup ringan, karena bobot yang berat akan mempengaruhi performa dari kendaraan tersebut. Seiring dengan perkembangan zaman desain *velg* juga harus memperhatikan estetika, karena nilai tersebut juga menjadi daya tarik bagi konsumen. Namun selain memerlukan bobot yang cukup ringan dan nilai estetikanya, juga harus memperhatikan keamanan, kenyamanan, dan kemampuan dalam menerima beban statik maupun dinamik dari kendaraan.

Dalam penggunaannya, beban yang diterima oleh *velg* tidak hanya beban statik namun juga beban dinamik yang berulang. Apabila suatu komponen menerima beban berulang (siklik), maka komponen tersebut akan mengalami kegagalan (*failure*) pada tegangan yang jauh lebih rendah dari kekuatan elastisnya (*yield point*). Kegagalan tersebut disebut *fatigue failure*.

Menurut **William D. Callister (2007)**^[1] dalam bukunya menjelaskan bahwa *fatigue* atau kelelahan adalah bentuk dari kegagalan yang terjadi pada struktur karena beban dinamik yang berfluktuasi. Terdapat 3 fase dalam perpatahan *fatigue* : permulaan retak, penyebaran retak, dan patah. Mekanisme dari

permulaan retak umumnya dimulai dari *crack initiation* yang terjadi di permukaan material yang lemah atau daerah yang dapat menyebabkan terjadinya konsentrasi tegangan di permukaan (seperti goresan, notch, dan lubang atau pits) akibat adanya pembebanan berulang. Selanjutnya, penyebaran retak ini berkembang menjadi *microcracks*. Perambatan atau perpaduan *microcracks* ini kemudian membentuk *macrocracks* yang akan berujung pada *failure*. Setelah itu material akan mengalami patah. Patah terjadi ketika material telah mengalami siklus tegangan dan regangan yang menghasilkan kerusakan yang permanen.

Dalam penggunaannya 90% dari suatu komponen disebabkan oleh *fatigue failure*^[1]. Hal tersebut tentunya akan sangat berbahaya apabila terjadi pada *velg* karena akan membahayakan keselamatan pengendara. Kegagalan tersebut dapat dicegah apabila sudah dilakukan analisa umur pemakaian dari *velg* yang digunakan. Oleh karena itu penting untuk dilakukan pengujian terhadap *velg* yang akan digunakan sehingga tidak terjadi kegagalan saat digunakan.

Lody Ari Hardianto (2003)^[3] melakukan penelitian untuk mengoptimasi berat *velg* yang digunakan pada mobil suzuki baleno yang merupakan *passenger car* atau mobil penumpang. Penelitian dilakukan dengan menggunakan metode elemen hingga. Dari hasil penelitian didapatkan nilai *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses* pada *velg*. **M.M. Topac, S.Ercan, dan N.S Kuralay (2012)**^[4] juga melakukan penelitian untuk mengetahui umur penggunaan *velg* (*fatigue life*) pada *velg*. *Velg* yang diteliti terbuat dari *steel* dan digunakan pada mobil berat. Pengetahuan mengenai umur penggunaan *velg* dapat memberikan peringatan agar melakukan pergantian *velg* sebelum terjadi *crack* yang dapat membahayakan pengendara.

Proses pengujian pada *velg* memiliki standar pengujian yaitu SAE J 328. Standar tersebut telah ditetapkan oleh sebuah departemen transportasi dan komponen otomotif. Standar tersebut

dipilih karena memiliki standar pengujian yang lebih ketat dari pada Standar Nasional Indonesia (SNI). Oleh karena itu desain *velg* hasil simulasi pada penelitian ini juga dipastikan lolos ketika diuji dengan Standar Nasional Indonesia. Standar pengujian terhadap *velg* terdapat beberapa pengujian diantaranya *Radial Fatigue Test*, *Cornering Fatigue Test*, dan *Impact Test*. Setiap *velg* hasil produksi dari perusahaan harus melalui pengujian tersebut sebelum di jual kepada konsumen.

Proses produksi *velg* yang dilakukan oleh perusahaan melalui beberapa tahapan yaitu pembuatan desain *velg*, proses manufaktur, dan proses pengujian. Setelah mendapatkan hasil dari proses pengujian yang dilakukan, perusahaan melakukan penyempurnaan terhadap desain *velg* yang dibuat sebelumnya. Proses tersebut membutuhkan waktu dan biaya sehingga menyebabkan kerugian bagi perusahaan. Hal tersebut disebabkan oleh kurangnya metode analisa terhadap desain *velg*.

Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan untuk menganalisa suatu komponen, termasuk salah satunya yaitu Metode Elemen Hingga (*Finite Element Methode*). Metode ini sering digunakan di dunia engineering karena kemampuannya dalam menyelesaikan permasalahan struktur yang kompleks dalam analisa mekanika benda padat. Pada metode ini terdapat beberapa keterbatasan diantaranya tidak melibatkan efek korosi, perubahan suhu, maupun kekasaran permukaan, namun metode ini memiliki kelebihan dapat mendeteksi daerah kritis pada suatu komponen. Metode ini juga dapat menyelesaikan permasalahan kerugian dari metode *trial and error* karena mampu menganalisa komponen sebelum membuat *prototype* dari komponen tersebut sehingga mampu menghemat biaya dan waktu.

1.2 Rumusan Masalah

Untuk mengevaluasi atau merancang ulang desain *velg* agar mampu menerima beban statik maupun dinamik dan

memiliki prediksi umur pemakaian yang lebih lama, maka perumusan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana kekuatan dan *fatigue life* desain awal *velg* pada simulasi pengujian *Dynamic Radial Fatigue* berdasarkan standar SAE J 328.
2. Bagaimana pengaruh perubahan desain *velg* terhadap kekuatan dan *fatigue life velg* tersebut.

I.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisa kekuatan dan jumlah *cycle* desain awal *velg* dengan pembebanan pada pengujian *Dynamic Radial Fatigue Test* yang sesuai dengan SAE J328
2. Mengetahui perubahan kekuatan dan jumlah *cycle* setelah dilakukan perubahan desain *velg*.

I.4 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penulisan 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*.
3. Dapat digunakan sebagai pertimbangan desain *velg* baru bagi perusahaan yang memproduksi *velg*.

I.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil pada penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab 2 ini dijelaskan tentang teori – teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Yang pertama yaitu penjelasan mengenai bagian dan jenis *velg*. Kemudian yang kedua yaitu penjelasan mengenai standar pengujian *velg* untuk mengetahui beban serta formulasi gaya yang bekerja 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) 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.

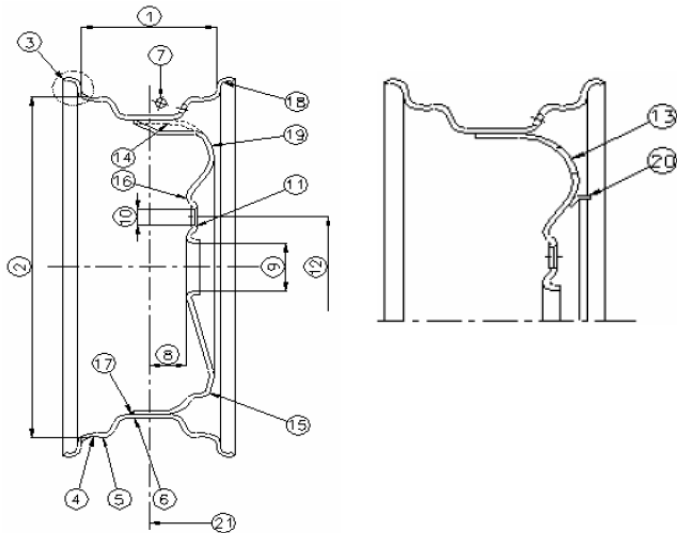
II. 1 Bagian dan Jenis *Velg*

Velg merupakan bagian yang tidak terpisahkan dari ban. *Velg* berfungsi sebagai penghubung daya antara *axle* (poros pemutar roda) dengan ban. Ban tidak akan berfungsi jika tidak ditopang oleh *velg* sebagai *frame* atau rangka. *Velg* memiliki peranan penting karena merupakan media penghubung daya yang dapat menggerakkan mobil atau kendaraan.

II.1.1 Bagian – Bagian *Velg*

Dalam penggunaannya *velg* menerima berbagai macam beban baik statis maupun dinamis. Oleh karena itu *velg* harus memiliki konstruksi yang kuat. *Velg* memiliki beberapa bagian yang memiliki fungsi yang berbeda. Seperti *bead seat* yang

berfungsi sebagai tempat duduk ban atau *flange* yang merupakan pengunci agar ban tidak lepas dari *velg*. Berikut adalah gambar bagian – bagian pada *velg*:



Gambar 2.1 Bagian – bagian pada *velg*^[6]

Keterangan gambar :

1. Lebar lingkar *velg* (Rim width)
2. Diameter lingkar *velg* (Rim diameter)
3. Flensa (*Flange*)
4. Dudukan bibir ban (*Bead seat*)
5. Tonjolan lingkar *velg*(*Hump*)
6. Lekukan lingkar *velg*(*Well*)
7. Lubang katup (*Valve hole*)
8. *Offset*
9. Diameter lubang hub (*Hub hole diameter*)
10. Diameter lubang baut (*Bolt hole diameter*)
11. Dudukan mur (*Nut seat*)
12. Diamter sumbu dudukan mur (*Pitch circle diameter*)

13. Lubang ventilasi (*Hand hole*)
14. Jendela (*Window*)
15. Tonjolan sumbat tutup *velg* (*Cap stopper bulge*)
16. Muka pemasangan hub (*Hub attachment face*)
17. Lasan (*Welding*)
18. Lingkar *velg* (*Rim*)
19. Piringan (*Disk*)
20. Penahan tutup *velg* (*Cap stopper pag*)
21. Garis sumbu lingkar *velg* (*Rim centerline*)

Dari bagian – bagian *velg* tersebut daerah yang menerima beban paling besar yaitu dudukan bibir ban (*bead seat*) karena merupakan dudukan ban yang menerima tekanan dari ban sekaligus beban dari luar. *Bead seat* merupakan bagian dari *rim*. Beban yang diterima dapat berupa beban statik maupun beban dinamik yang besarnya dapat berubah – ubah.

II.1.2 Jenis – Jenis *Velg*

Velg memiliki beberapa tipe berdasarkan perbedaan konstruksi rim pada *velg*. Rim merupakan bagian yang sangat penting pada *velg* karena merupakan letak beban terletak pada bagian tersebut. Lebar rim juga mempengaruhi ukuran ban yang akan digunakan. Oleh karena itu penting untuk mengetahui tipe dan lebar rim yang digunakan. Pada aplikasinya penggunaan tipe rim digunakan oleh kendaraan yang berbeda. Contohnya pada mobil – mobil menggunakan tipe rim yang berbeda dengan tipe rim yang digunakan oleh bus dan truk.

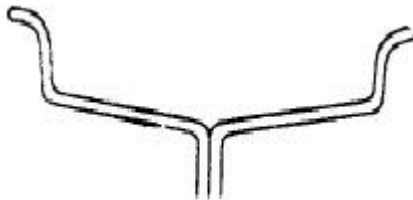
Menurut JIS (Japan Industri Standard) *velg* dibagi menjadi beberapa bentuk menurut jenis dan kodenya. Kode serta standar ukuran *velg* bertujuan untuk memudahkan orang atau konsumen dalam menentukan ban yang harus dipasang pada *velg* agar sesuai ukurannya.

Tabel 2.1 Jenis – jenis serta kode *velg*^[2]

No	Jenis <i>Velg</i>	Kode
1	Divided Type Rim	D.T
2	Drop Center Rim	D.C
3	Wide Drop Center Rim	W.D.C
4	Semi Drop Center Rim	S.D.C
5	Flat Base Rim	F.B
6	Interim Rim	I.R

II.1.2.1 Divide Type Rim (D.T)

Velg jenis ini biasanya ditemukan pada roda – roda yang digunakan pada mobil-mobil kecil, mesin pertanian, dan kendaraan industri seperti forklif. *Velg* jenis ini sangat pas untuk keperluan buka dan pasang ban secara mudah. Tempat kedudukan bead tidak datar, tetapi miring pada kedua sisi, menurun kearah pusat dan membentuk *taper*. *Bead* yang miring mencegah penggeseran dan akan menghasilkan pegangan yang kuat dari bead dan *velg*. Gambar *velg* jenis divide type rim dapat dilihat di bawah ini.

**Gambar 2.2 Devide Type Rim (D.T)**^[2]

II.1.2.2 Drop Center Rim (D.C)

Jenis *velg* yang kedua adalah *drop center rim* yang biasa disingkat dengan D.C. *Velg* jenis ini banyak ditemui pada mobil – mobil berjenis mobil penumpang (*passenger car*) dan truk kecil. Bentuk bagian tengah yang cekung dimaksudkan untuk memudahkan pemasangan ban. Pada jenis ini juga terdapat *taper* untuk mencegah pergeseran diantara ban dan *velg*. Kontruksi dasarnya dapat dilihat di bawah ini.



Gambar 2.3 Drop Center Rim (D.C)^[2]

II.1.2.3. Wide Drop Center Rim (W.D.C)

Konstruksi *velg* tipe *wide drop center rim* (W.D.C) sama dengan *velg* jenis *Drop Center Rim* (D.C). Namun *velg* jenis ini lebar rim lebih besar supaya didapat kenyamanan dalam mengendarai terutama pada ban – ban yang lebar dan memiliki tekanan yang rendah. Kebanyakan ban yang lebar ini digunakan untuk mobil sedan dan truk kecil. Adapun gambar konstruksinya adalah sebagai berikut.



Gambar 2.4 Wide Drop Center Rim (W.D.C)^[2]

II.1.2.4. Semi Drop Center Rim (S.D.C)

Tipe *velg* yang berikutnya adalah *Semi Drop Center Rim* atau yang disingkat dengan SDC. *Velg* ini banyak digunakan terutama untuk ban pada truk – truk kecil. Penggantian ban pada tipe ini akan lebih mudah karena bentuk pada bagian tengahnya yang cekung. Dengan adanya *taper* maka kontak antara ban dan *velg* akan lebih besar. Kontak yang lebih besar akan membuat tegangan yang mengenai *velg* lebih kecil. Semi Drop Center Rim terdiri dari 3 bagian untuk memudahkan penggantian ban. Cincin yang dipasang diantara flensa dan *velg* induk disebut Cincin Pengunci (*Lock Ring*). Pada penggunaannya *velg* dengan 2 bagian (tanpa cincin pengunci) lebih sering digunakan. Bagian yang dapat dilepas disebut Cincin Samping (*Side Ring*). Berikut adalah konstruksi *velg* dengan tipe *Semi Drop Center Rim*.

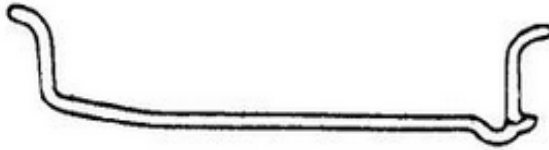


Gambar 2.5 Semi Drop Center Ring^[2]

II.1.2.5. Flat Base Rim

Velg tipe ini memiliki konstruksi yang hampir sama dengan *velg* tipe *semi drop center rim*, tapi penggunaan pada kendaraan yang berbeda. Tipe *velg* ini banyak digunakan pada truk dan bus. *Velg* tipe ini dapat menahan beban berat dikarenakan memiliki struktur yang kuat dan rata. Seperti pada *semi drop center rim*, pelepasan dari cincin samping berfungsi untuk pemasangan dan pelepasan ban. *Velg* jenis ini sekarang dibuat lebih lebar. Pada *bead seat* sebelah kiri terdapat *taper* namun tidak terlalu besar. Sedangkan pada sisi kanan tidak terdapat *taper* tapi terdapat

cincin. Jadi pada tipe *velg* ini pasangan ban tidak begitu baik, karena itu tidak direkomendasikan pemakaian *velg* jenis ini. Berikut konstruksi *velg* tipe *flat base rim*.



Gambar 2.6 *Velg* tipe Flat Base Rim^[2]

II.1.2.6 Interim Rim (I.R)

Tipe *velg* yang berikutnya yaitu *Interim Rim* yang disingkat dengan I.R. *Interim Rim* mempunyai konstruksi yang sama dengan *Flat Base Rim* yang lebar (*Wide Base Rim*) dan merupakan model yang telah disempurnakan dari *Flat Base Rim*. Penggunaan *velg* yang lebih lebar dapat mereduksi panas dalam ban yang timbul akibat gesekan atau suhu dari jalan yang membuat umur ban lebih pendek. Berikut adalah konstruksi *velg* tipe *Interim rim*.



Gambar 2.7 *Velg* tipe Interim Rim^[2]

II.2 Standard 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.

Adapun jenis pengujian yang dilakukan terhadap *velg* menurut SAE J 328 (*society of automotive engineers*) yaitu terdapat 3 jenis pengujian yaitu *Dynamic Radial Fatigue Test*, *Imapct Test*, dan *Dynamic Cornering Fatigue Test*.

II.2.1 Dynamic Radial Fatigue Test (DRF)

Dynamic Radial Fatigue Test atau yang biasa disingkat DRF 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 dibaut 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. Skema pengujian DRF seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Skema Pengujian Dynamic Radial Fatigue^[4]

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:

$$Fr = W \cdot K \quad (2.1)$$

Dimana Fr merupakan beban radial, W adalah setengah *static load* maksimum pada poros roda kendaraan atau *static load* maksimum pada *velg*, serta K adalah *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*), *maksimum 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*^[5]

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

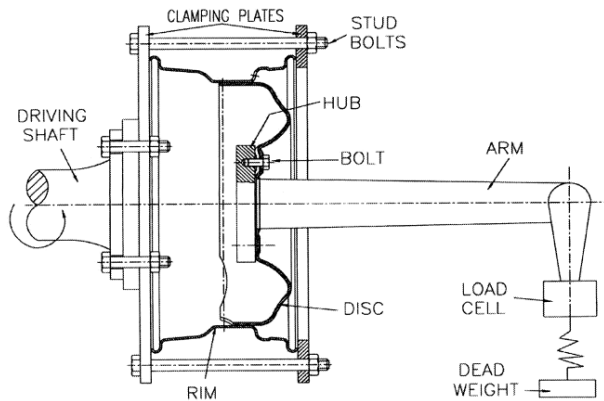
Pada pengujian *Dynamic Radial Fatigue* kondisi ban yang terpasang pada *velg* harus bertekanan seperti saat digunakan pada kendaraan. Saat melakukan pengujian *Dynamic Radial Fatigue* terdapat prosedur yang harus diikuti yaitu sebagai berikut:

1. Gunakan ukuran ban yang sesuai dengan *velg*.
2. Ban dipasang pada *velg* dengan tekanan $448 \text{ kPa} \pm 14 \text{ kPa}$ ($65 \text{ psi} \pm 2 \text{ psi}$)
3. *Velg* terpasang pada *spindle* dengan kekencangan baut sebesar $115 \text{ Nm} \pm 7 \text{ Nm}$ ($85 \text{ ft-lb} \pm 5 \text{ ft-lb}$) atau mengikuti kekencangan pada spesifikasi kendaraan.
4. Pada saat pengujian tekanan ban akan semakin tinggi namun hal tersebut tidak mengganggu pengujian apabila ban tidak pecah atau bocor. Apabila ban pecah maka hasil pengujian tidak valid.

Pada saat pengujian prosedur tersebut harus diikuti agar mendapatkan data yang valid. Pengujian dapat dihentikan apabila memenuhi jumlah *cycle* yang harus ditempuh seperti yang ditunjukkan tabel 2.2. Namun apabila terjadi kerusakan komponen pengujian, maka harus dilakukan pengujian ulang.

II.2.2 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* antara ban dan jalan. Pada pengujian ini *velg* tanpa ban dicekam pada *flange*-nya, kemudian poros dipasang pada disk *velg* dan diberi beban tangensial. Kemudian *velg* diputar dengan kecepatan tertentu. Berikut adalah gambar skema pengujian *Dynamic Cornering Fatigue*.



Gambar 2.9 Skema Pengujian *Dynamic Cornering Fatigue*^[6]

Pada gambar diatas dapat dilihat bahwa beban yang diterima *velg* diberikan pada poros yang terlebih dahulu dibaut pada *velg*. Besarnya beban yang diterima oleh *velg* dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut:

$$M = W(Ru+d).S \quad (2.2)$$

Dimana M adalah moment bending yang bekerja, W adalah setengah dari maksimum *static load* dari beban poros pada roda kendaraan, serta R merupakan jarak *static load* yang diterima oleh ban. u adalah koefisien gesek antara ban dengan permukaan jalan, sedangkan d adalah *wheel offset* dan S adalah *load factor*

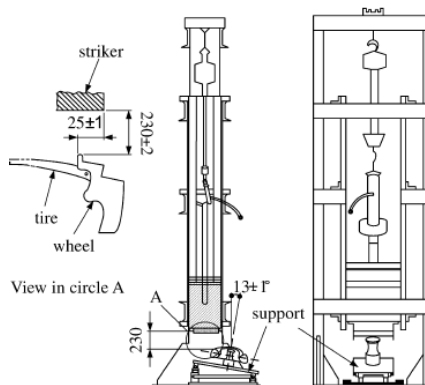
Adapun *load factor* pada pengujian *Dynamic Cornering Fatigue* sudah ditetapkan oleh SAE (*Society of automotive engineers*) yaitu pada SAE J328. Besarnya *load factor* tergantung pada material yang digunakan untuk pembuatan *velg* tersebut. Selain besarnya *load factor*, *minimum cycle* yang harus ditempuh oleh *velg* pada pengujian inipun juga sudah ditentukan. Berikut tabel *load factor* dan *minimum cycles* pada pengujian *Dynamic Cornering Fatigue*.

Tabel 2.3 *Load Factor* dan *Minimum cycle* pada *Dynamic Cornering Fatigue Test*^[5]

Wheel type (material)	“S” Front	“S” Rear	Minimum Cycle
Ferrous All	1,6	1,45	18.000
Cold Formed Aluminium 5000 series	1,8	1,55	50.000
Aluminium cast and forged	2,0	1,75	50.000

II.2.3 Impact Test

Impact test merupakan pengujian yang bertujuan untuk mengetahui kekuatan suatu *velg* terhadap beban *impact* atau beban kejut yang diterimavelg. Pada pengujian ini *velg* yang sudah dipasang ban dipasang pada pemegang yang membentuk sudut $13^0 \pm 1^0$ dari bidang vertikal. Kemudian beban dijatuhkan secara bebas mengenai *velg*. Berikut adalah gambar skema *Impact Test*.



Gambar 2.10 Skema *Impact Test*^[7]

Pada pengujian *Impact Test* ini beban yang digunakan berbeda tergantung standar yang diikuti. Pada *impact test* ini juga berlaku hukum gerak lurus berubah beraturan. Kecepatan beban saat menumbuk *velg* harus di perhitungkan sehingga dapat diketahui besar beban yang mengenai *velg*.

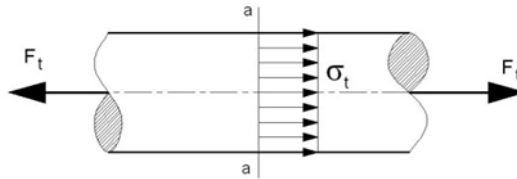
Pengujian – pengujian ini dilakukan untuk memastikan bahwa *velg* yang akan digunakan oleh pengendara aman terhadap beban dan tidak mengalami *crack* saat digunakan. Apabila terjadi kegagalan saat *velg* digunakan maka hal tersebut akan sangat berbahaya untuk pengendara. Selain itu pengujian – pengujian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

II.3. 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. Seperti pada gambar 2.12 terjadi kondisi tarik dan pada gambar 2.13 terjadi kondisi tekan.

Kondisi tarik (*tension*)

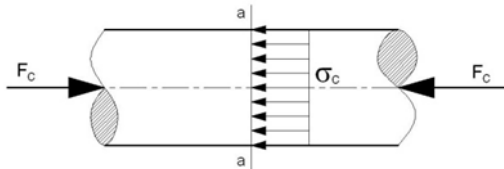
$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_{(a-a)}} \quad (2.3)$$



Gambar 2.11 Tegangan normal tarik pada silinder^[8]

Kondisi tekan (*compression*)

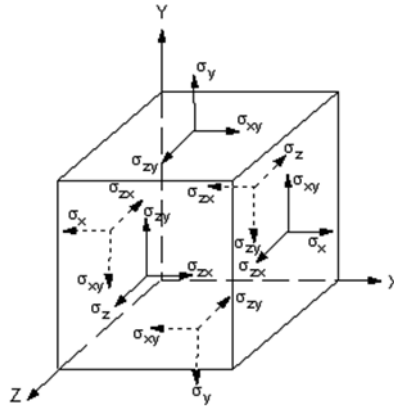
$$\sigma_c = \frac{Fc}{A_{(a-a)}} \quad (2.4)$$



Gambar 2.12 Tegangan normal tekan pada silinder^[8]

Pada penelitian tugas akhir ini benda yang di teliti memiliki tiga dimensi, jadi 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 refensi *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^[8]

Adapun untuk memperoleh Tegangan Prinsipil dari gaya – gaya tersebut didapat dari persamaan :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (2.5)$$

Sehingga diperoleh σ_1 , σ_2 , dan σ_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 :

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

atau

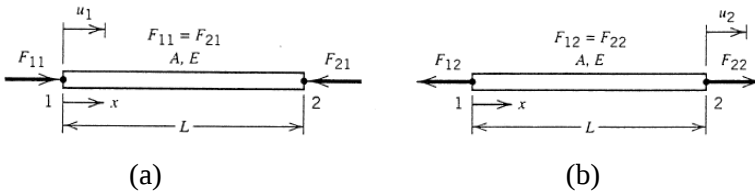
$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

Persamaan di atas merupakan *Maximum Distortion Energy Failure Theory (MDET)* atau yang juga dikenal dengan istilah *VonMises*.

II.4 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 dan mode shapenya, perpindahan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida. Metode ini digunakan pada masalah – masalah rekayasa ketika *exact solution* atau *analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya

. Prinsip yang digunakan FEA adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (finite). 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 (*assemblage*) 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 ^[9].

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:

$$\varepsilon = \frac{u_f - u_1}{L} = \frac{\Delta}{L} \quad (2.7)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{E\Delta}{L} \quad (2.8)$$

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

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.9)$$

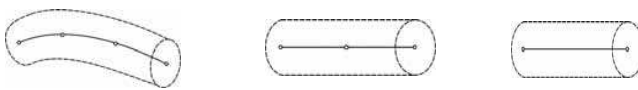
$$F = \frac{EA}{L} \Delta = k\Delta \quad (2.10)$$

Adapun $k = EA/L$ adalah kekakuan dari batang tersebut. Jadi untuk mencari gaya, dan juga tegangan dan regangan dibutuhkan data tentang perpindahan (Δ) 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 :

II.4.1. Elemen Satu Dimensi

Elemen satu dimensi pada metode elemen hingga yaitu garis (*line*). Elemen ini merupakan elemen yang paling sederhana yang hanya memiliki dua titik nodal pada kedua ujung garis tersebut. Namun terdapat elemen lain yang biasanya digunakan yaitu elemen dengan orde yang lebih tinggi dengan tiga titik nodal yang disebut elemen garis kuadratik dan elemen dengan empat titik nodal yaitu elemen garis kubik. Berikut adalah elemen satu dimensi pada metode elemen hingga.



(a).

(b).

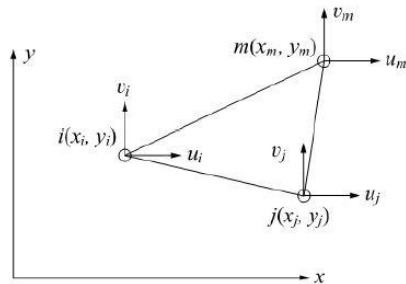
(c).

gambar 2.15 elemen 1 dimensi, (a). Kubik (b). Kuadratik (c). Linier^[10]

II.4.2. 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 2.16Elemen 2 dimensi segitiga dengan perpindahan pada ketiga titiknya^[10]

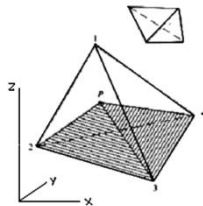
II.4.3. Elemen Tiga Dimensi

Elemen tiga dimensi terdiri dari elemen tetrahedron dan elemen balok seperti gambar 2.19.



Gambar 2.17 elemen 3 dimensi *tetrahedron* dan balok^[10]

Elemen yang digunakan dalam penelitian ini adalah elemen tetrahedron seperti gambar 2.20. Elemen tetrahedron adalah elemen yang paling mudah untuk dibentuk dalam suatu modal matematika.

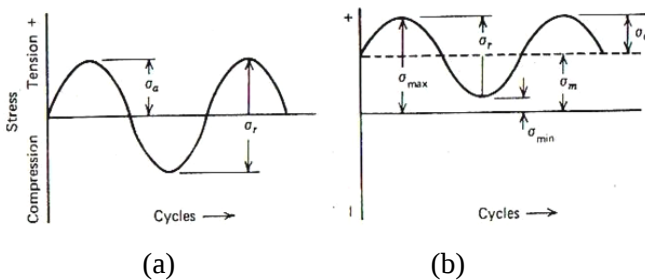


Gambar 2.18 elemen *tetrahedron*^[9]

Struktur *Velg* yang digunakan dalam penelitian initerbuatdari 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.

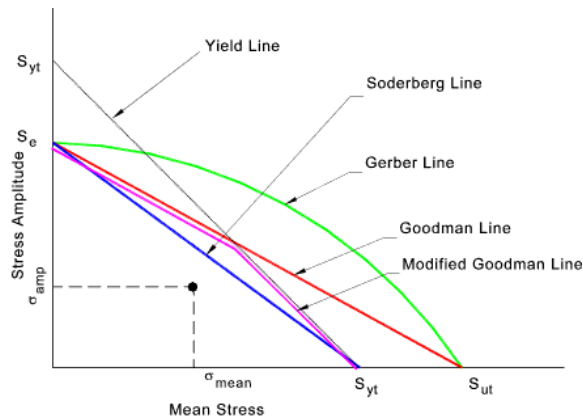
II.5 Fatigue Design

Fatigue adalah kerusakan struktural lokal yang terjadi ketika material dikenakan beban berulang – ulang atausiklik. Nilai tegangan maksimum yang bekerja pada benda tersebutkurangdari batas *ultimate tensile stress* (σ_{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* akanmencapai ukuran kritis, dan struktur akan tiba-tiba patah. Siklus tegangan yang berfluktuasi dapat dianggap terdiri atas duakomponen yaitutegangan rata-rata atau stabil (σ_m) dan tegangan bolak – balik atau variabel (σ_a). Selain tegangan stabil dan variabel, besar tegangan range (σ_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^[11]

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 seperti pada gambar 2.19 berikut ini:



Gambar 2.20 diagram batas tegangan^[12]

Persamaan yang digunakan pada diagram batas tegangan seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.22 di atas adalah sebagai berikut:

- a. Soderberg (USA, 1990):

$$S_a/S_e + S_m/S_{yt} = 1$$
- b. Goodman (England, 1899):

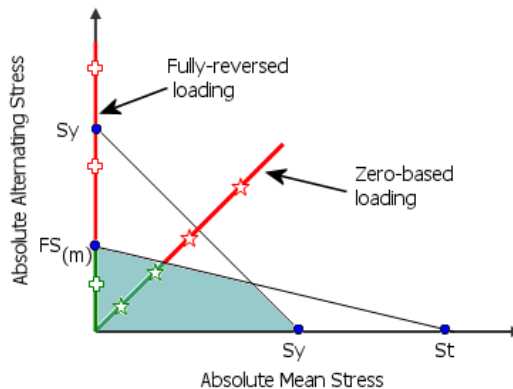
$$S_a/S_e + S_m/S_u = 1$$
- c. Gerber (Germany, 1874):

$$S_a/S_e + (S_m/S_u)^2 = 1$$

Se adalah batas lelah (Endurance limit) dan S_u adalah kekuatan tarik. 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:

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

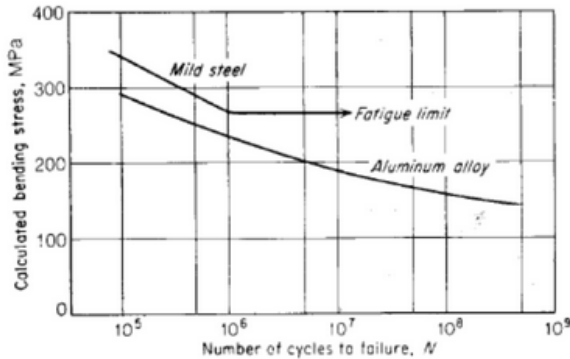
Kondisi pembebanan fully reserved dan kondisi zero dijelaskan pada gambar 2.20



Gambar 2.21 diagram batas tegangan dengan pembebanan *fully reserved* dan *zero based*

II.5.1 Kurva S-N

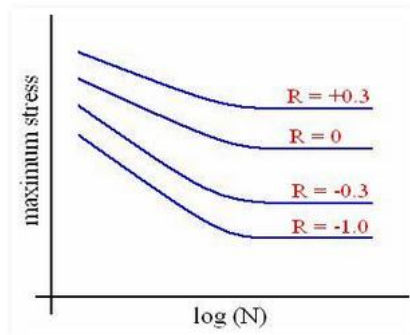
Dalam *fatigue design* kinerja material umumnya ditandai dengan kurva SN yang juga dikenal sebagai kurva Wöhler. Kurva tersebut adalah grafik dari besarnya tegangan *cyclic* (S) terhadap skala logaritmik dari siklus kegagalan (N). Kurva S-N berasal dari tes pada sampel material yang akan digeneralisasi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



Gambar 2.22 Kurva S-N untuk logam ferrous dan non ferrous^[11]

Grafik kurva S-N tersebut diperoleh dari hasil pengujian dengan pembebanan pada gambar 2.21 (a) dengan rasio tegangan yang digunakan yaitu $R=-1$. Rasio tersebut diperoleh dari hasil perbandingan tegangan 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 2.22 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 2.23.



Gambar 2.23 Pengaruh Rasio tegangan pada kurva S-N

II. 6 Studi Literatur

Studi literatur ini berdasarkan pada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Penelitian yang dilakukan oleh **Lody Ari Hardianto (2003)**^[3] mensimulasikan pengujian *dynamic radial fatigue* pada *velg* aluminium yang diproduksi PT. Meshindo Alloy Wheel untuk mobil suzuki Baleno keluaran 2001. Tujuan dari penelitian tersebut yaitu mengoptimasi berat *velg* sehingga didapat desain *velg* yang lebih ringan tanpa mengabaikan kekuatan *velg*. Pada simulasi pengujian tersebut proses pembuatan *velg* yang disimulasi yaitu dengan proses pengelasan antara *disc* dan rim *velg* sehingga proses *meshing* pada simulasi dilakukan masing – masing antara *disc* dan rim *velg*. *Velg* yang disimulasi yaitu *velg* yang sudah diproduksi sehingga sudah dinyatakan lulus pengujian.

Pada simulasi pengujian tersebut terdapat 4 pembebanan yang dilakukan yaitu pembebanan akibat kekencangan baut, pembebanan akibat kecepatan putaran *velg*, pembebanan akibat tekanan ban, serta pembebanan akibat gaya tangensial dari beban radial yang diberikan. Gaya tangensial yang diberikan dihitung berdasarkan gaya tangensial pada permukaan ban.

Dari penelitian yang dilakukan diperoleh 2 desain *velg* rekomendasi setelah dilakukan pengurangan berat *velg*. Pada desain awal (initial design) *velg* jumlah putaran yang dapat ditempuh yaitu 46,5 juta putaran. Hal tersebut memenuhi standar pengujian yaitu sebesar 600.000 putaran. Pada *velg* alternatif pertama berat *velg* berkurang 11,8% namun desain tersebut dinyatakan tidak lolos simulasi pengujian dynamic radial fatigue karena jumlah putaran yang ditempuh hanya sebesar 402.797 putaran. Sedangkan pada *velg* alternatif kedua berat *velg* berkurang sebesar 7% dan dinyatakan lolos pengujian karena jumlah putaran yang ditempuh yaitu 997.346 putaran. Namun jika dibandingkan dengan desain awal *velg* jumlah putaran yang dapat ditempuh berkurang hingga 99%.

Studi literatur berikutnya pada jurnal penelitian **M.M Topac, dkk (2012)**^[4] melakukan simulasi pengujian *Dynamic Radial Fatigue* pada *velg* yang digunakan di kendaraan berat. Tujuan dari penelitian tersebut yaitu untuk mengetahui apakah desain *velg* yang diuji dapat melewati standar umur *velg* yang ditetapkan berdasarkan standar Eropa (EUWA). Besarnya jumlah putaran yang harus ditempuh *velg* yaitu 10^6 cycles. *Velg* yang disimulasi terbuat dari bahan *steel* dan proses pembuatannya dengan proses pengelasan antara *disc* dan rim *velg*. Proses meshing dilakukan terpisah antara *disc* dan rim pada saat disimulasi. Pada proses simulasi beban yang diterima *velg* dihitung berdasarkan berat kendaraan yang digunakan.

Pada simulasi yang dilakukan terdapat 2 beban yang diberikan pada *velg* yaitu beban radial dan beban akibat tekanan ban. Besarnya beban radial yang diberikan berdasarkan bobot kendaraan berat yaitu sebesar 8.030 kg. Sedangkan tekanan ban yang digunakan yaitu sebesar 10 bar. Proses simulasi kemudian dilakukan pada *software Ansys Workbench V 12.0* untuk mengetahui *fatigue life* yang dapat ditempuh oleh *velg*.

Berdasarkan pengujian yang dilakukan didapatkan hasil yaitu besarnya jumlah putaran yang dapat ditempuh oleh *velg* yaitu sebesar $6,45 \cdot 10^5$ putaran. Pada penelitian tersebut juga

didapatkan tegangan equivalent von mises maksimum sebesar 295,8 Mpa. Hasil yang dapat dari pengujian tersebut tidak memenuhi standar yang harus dicapai karena jumlah putaran yang ditempuh tidak mencapai jumlah putaran yang ditetapkan oleh standar Eropa (EUWA).

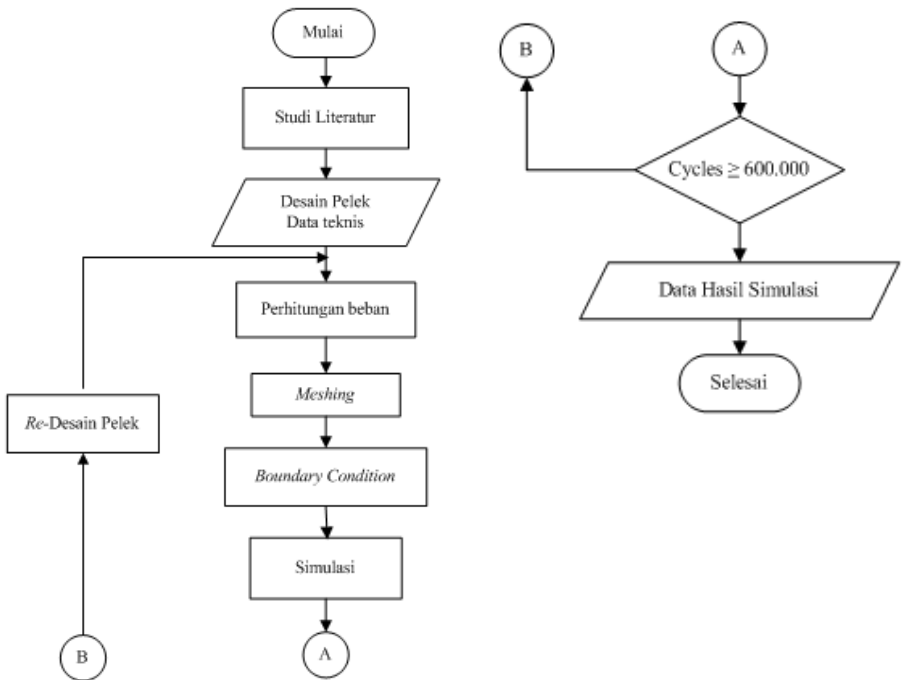
Pada penelitian yang saat ini dilakukan, metode yang digunakan sama dengan penelitian sebelumnya yaitu dengan menggunakan metode elemen hingga dengan menggunakan *software static structural*. Namun yang membedakan yaitu proses permodelan pada saat *meshing*. Pada kedua literatur tersebut dilakukan *mapping* pada proses *meshing*nya sedangkan untuk penelitian ini proses *meshing* akan dilakukan secara otomatis dengan menggunakan bentuk *meshing* yang lebih rapat.

Selain pemodelan *meshing* saat proses simulasi yang berbeda, pada penelitian ini proses pembebanan juga akan berbeda karena terdapat pembaharuan pada standar yang digunakan. Pada penelitian ini terdapat empat pembebanan yaitu pembebanan akibat gaya radial, pembebanan akibat pengencangan baut, pembebanan akibat tekanan ban, dan pembebanan akibat kecepatan putaran *velg*. Proses pembebanan yang dilakukan pada penelitian ini hampir sama seperti penelitian yang dilakukan oleh **Lody Ari Hardianto**^[3] namun yang membedakan pada pemberian beban radial. Proses pemberian radial pada penelitian ini berupa gaya tekan (*Compression*) pada rim *velg* bukan gaya tangensial yang bekerja pada *velg*. Hal tersebut karena pada proses pengujian *velg* yang sesungguhnya, beban radial yang bekerja pada *velg* berupa gaya tekan mesin uji *Dynamic Radial Fatigue Test*.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

III.1 Diagram Alir Pengujian

Adapun diagram alir pada penelitian ini yaitu :



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. Proses selanjutnya peneliti melakukan perhitungan beban – beban yang bekerja pada *velg* dalam pengujian. Pembebanan tersebut meliputi beban akibat tekanan ban, beban akibat kekencangan baut, beban radial, serta beban akibat putaran *velg*. Selanjutnya yaitu proses *meshing* yaitu proses 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* melebihi batas yang digunakan yaitu 600.000 *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 tekanan ban
2. Beban akibat kekencangan baut
3. Beban akibat kecepatan rotasi
4. Beban radial

III. 2 Perhitungan Beban

Pada simulasi pengujian *dynamic radial fatigue* ini terdapat empat beban yang diberikan untuk menguji keamanan suatu *velg*. Pembebanan tersebut diantaranya yaitu pembebanan akibat tekanan ban, beban radial, beban akibat kekencangan baut, serta pembebanan akibat kecepatan rotasional *velg*. Besarnya pembebanan yang diberikan berdasarkan standar yang telah ditetapkan oleh SAE (*society of automotive engineers*).

III.2.1 Beban Akibat Tekanan Ban

Saat digunakan *velg* tentunya sudah terpasang ban yang bertekanan. Velg menerima tekanan dari ban pada bagian rim termasuk bagian *bead seat* dan *flange*. Pada simulasi pengujian *dynamic radial fatigue* juga memperhitungkan beban akibat tekanan ban pada rim yang besarnya 65 psi (448 kPa) berdasarkan standar SAE.



(a)

(b)

Gambar 3.2 Beban akibat tekanan ban (a) beban pada flange (b) beban pada rim

Pada gambar 3.2 dapat dilihat bahwa pembebanan akibat tekanan ban mengenai seluruh permukaan rim dan juga *flange*. Pada gambar tersebut tekanan ban pada dibedakan karena arah tekanan pada *flange* ke arah horisontal atau sumbu x, sedangkan tekanan pada daerah rim ke arah vertikal atau sumbu y, tapi besar beban yang diberikan sama.

III.2.2 Pembebanan Akibat Beban Radial

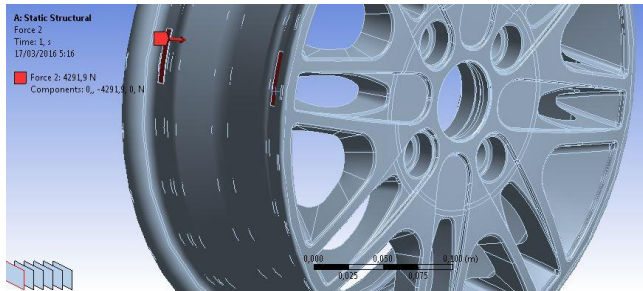
Velg dengan kondisi sudah terpasang ban yang tekanannya sudah sesuai standar pengujian diputar oleh drum pemutar. Pada sisi samping *velg* akan diberikan beban radial. Adapun daerah yang dikenai beban radial yaitu pada

bagian *bead seat* pada rim *velg*. Besarnya luasan yang dikenai beban radial didapat melalui proses pengukuran permukaan ban yang terkena kontak dengan drum atau sama dengan besarnya luasan kontak antara ban dengan jalan.



Gambar 3.3 Pengukuran luasan kontak antara ban dengan jalan

Pada proses pengukuran ini terlebih dahulu kondisi ban diberikan tekanan sebesar 65psi. Kemudian kontak antara ban dengan jalan diukur dengan menggunakan jangka sorong dan didapat panjang kontak 63,32 mm. Dengan menggunakan rumus perbandingan antara diameter ban dan diameter rim *velg* maka panjang kontak beban radial pada *velg* yaitu 41,72 mm. Pada proses simulasi pembebanan radial dilakukan 17 kali dengan posisi permukaan yang dikenai beban dari 0° hingga 360° putaran *velg* untuk mendapatkan hasil simulasi yang valid.



Gambar 3.4 Beban radial pada velg

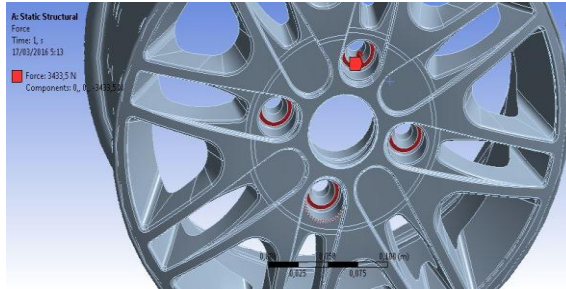
Pada gambar 3.4 besarnya beban radian yang diberikan pada *velg* berdasarkan perumusan berikut:

$$Fr = W.K \quad (3.1)$$

Static load maksimum pada mobil penumpang yaitu 1400kg. Maka besarnya static load yang diterima masing – masing *velg* yaitu 350 kg atau 3.433,5 N. Besarnya load factor (K) yang digunakan pada mobil penumpang yaitu 2,5 sehingga didapat besarnya beban radial (Fr) pada *velg* tersebut yaitu 8.583,75 N.

III.2.3 Pembebanan Akibat Kekencangan Baut

Pada proses pengujian ataupun penggunaannya *velg* menerima beban pengencangan baut agar *velg* dapat berputar bebas. Pada simulasi pengujian *dynamic radial fatigue* ini kekencangan baut sudah ditetapkan dengan standar SAE yaitu sebesar 115N.m. Permukaan lubang baut menerima gaya kompresi yang terdistribusi merata atau disebut gaya lateral akibat baut dan memiliki besar gaya yang konstan.



Gambar 3.5 Beban akibat pengencangan baut

Pada gambar 3.5 besarnya beban lateral yang diterima permukaan kontak antara mur dan *velg* diperoleh dari persamaan berikut.

$$\Sigma M_0 = M_R - f_g \cdot \frac{d_p}{2}, \quad (3.2)$$

$$\Sigma M_0 = 0 ; f_g = \mu \cdot N \text{ dan } N_{\text{lateral}} = N \cos \theta \quad (3.3)$$

Dimana M_0 merupakan momen pada pusat perputaran baut, M_R adalah momen kekencangan baut, sedangkan d_p adalah diameter pitch baut. f_g adalah gaya gesekmur dan permukaan *velg*, μ adalah koefisien gesek mur dan permukaan *velg*, N adalah gaya netral, dan N_{lateral} dan gaya lateral yang diberikan baut terhadap permukaan *velg*, serta θ adalah sudut kemiringan permukaan *velg*.

Gaya lateral yang diberikan baut terhadap permukaan *velg* yaitu sebesar 3.433,5 N. Hasil tersebut diperoleh dari persamaan diatas dengan besar momen pengencangan baut (M_R) sesuai dengan SAE sebesar 115N.m. Sedangkan besar koefisien gesek antara mur dengan permukaan *velg* yaitu 0,5. Besar diameter pitch (d_p) yaitu 15mm dan sudut kemiringan permukaan baut yaitu 5° .

III.2.4 Beban akibat putaran *velg*

Pada pengujian *dynamic radial fatigue* *velg* yang sudah dibaut pada *spindle* diputar oleh drum dengan kecepatan putar drum 237rpm. Akibat putaran ini maka *velg* akan menerima gaya sentrifugal. Untuk mendapatkan kecepatan sudut dari *velg* diperoleh dari persamaan berikut

$$\omega_{\text{drum}} = \frac{2\pi}{60} \times 237 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{drum}} = 24,8 \text{ rad/s}$$

Untuk mendapatkan kecepatan sudut *velg* didapat dari persamaan berikut:

$$\omega_{\text{velg}} = \frac{d_{\text{drum}}}{d_{\text{pelek}}} \times \omega_{\text{drum}}$$

$$\omega_{\text{velg}} = \frac{1707,06}{778} \times 24,8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{\text{velg}} = 71,65 \text{ rad/s}$$



Gambar 3.6 Beban akibat kecepatan putar *velg*

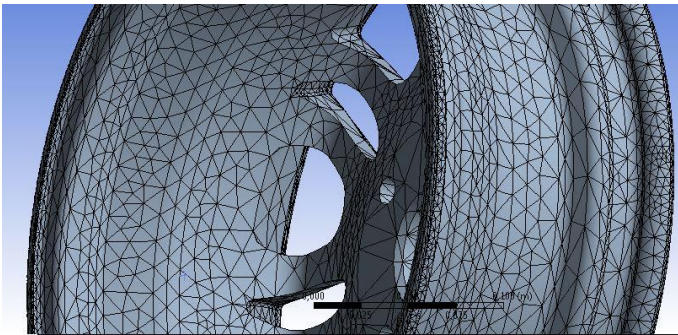
III.3 Proses Simulasi

Pada umumnya proses simulasi dibagi kedalam 3 tahapan yaitu *pre processor*, *processor*, dan *past processor*. Tahap *pre processor* merupakan tahap input data mulai dari material, boundary condition, termasuk juga meshing. Selanjutnya yaitu tahap *processor*, tahap ini

merupakan tahap perhitungan data input dengan persamaan matematis yang bersifat *iterative*. Perhitungan dilakukan hingga mencapai hasil eror terkecil atau hasil yang diperoleh konvergen. Selanjutnya yaitu tahap *postprocessor* yaitu tahap penyajian hasil yang diperoleh menjadi grafik atau gambar.

III.3.1 Meshing

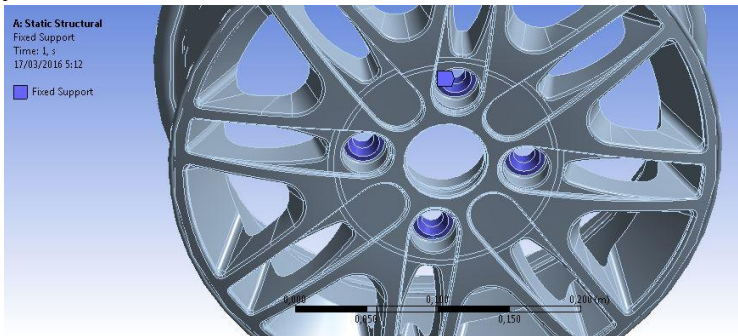
Meshing merupakan proses membagi desain benda uji atau desain *velg* menjadi elemen – elemen kecil yang jumlahnya terhingga (*finite element*). *Meshing* dilakukan pada *software static structural*. Pada proses *meshing* ini elemen – elemen yang terbentuk memiliki node yang memiliki 3 dof pada tiap nodenya. Elemen – elemen tersebut akan memiliki persamaan matematis yang nantinya diolah pada saat proses simulasi. Gambar 3.7 berikut adalah contoh *meshing* dengan bentuk tetrahedron pada *velg* yang akan disimulasi.



Gambar 3.7 Meshing *velg* pada *software static structural*.

III.3.2 Boundary Condition

Boundary condition yaitu pemberian kondisi batas pada proses simulasi sebelum diberikan pembebanan. *Boundary condition* menjadi input awal untuk menjadi kontrol proses perhitungan. *Boundary condition* pada proses simulasi pengujian *dynamic radial fatigue* yaitu pemberian *fix support* pada bidang kontak antara *velg* dan baut, sehingga pada bidang kontak tersebut tidak terjadi *displacement* baik ke sumbu X, Y, dan sumbu Z atau Δx , Δy , dan $\Delta z = 0$



Gambar 3.8 Fix support pada proses simulasi

III.3.3 Simulasi

Simulasi dilakukan dengan memberikan 4 pembebanan yang telah dijelaskan sebelumnya yaitu pembebanan akibat tekanan ban, pembebanan akibat kekencangan baut, pembebanan akibat kecepatan putaran *velg*, serta pembebanan akibat gaya radial saat test dilakukan. Dalam proses simulasi ini hasil yang diinginkan yaitu tegangan *equivalent von misses* dan *fatigue life* untuk mengetahui umur pemakaian *velg*. Pada satu putaran *velg* dilakukan 17 kali simulasi dengan posisi pembebanan akibat gaya radial yang berbeda. Beban radial mempunyai kontak

dengan *bead seat* pada *velg* yang berupa luasan dengan panjang 41,72 mm. Dengan keliling *bead seat velg* sepanjang 715,2 mm sehingga panjang *bead seat* yang terkena beban akibat gaya radial yaitu $21,18^0$ putaran *velg*.

III.4 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.

Perubahan desain *velg* bersifat *iterative* atau dilakukan berulang sampai mendapatkan desain *velg* yang dirasa aman dari segi tegangan *equivalent von misses* yang diterima ataupun *fatigue life* dari *velg*. Proses perubahan desain *velg* dilakukan dengan *software solidwork*. Desain *velg* dinyatakan aman setelah *fatigue life* sama atau melebihi 600.000 *cycles*.

BAB IV

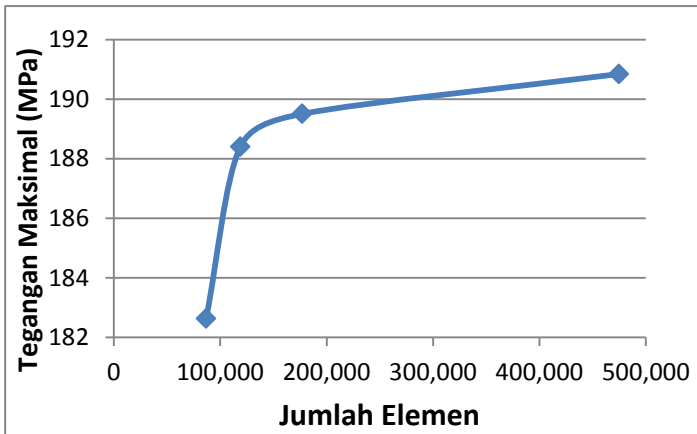
ANALISA DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan proses simulasi, 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 radial 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 dan 2.

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 empat kali simulasi dengan variasi bentuk *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 Grafik *Convergent Test* Desain Awal *Velg*

Gambar 4.1 merupakan grafik hasil convergent test yang dilakukan pada desain awal *velg*. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 86.728 didapatkan tegangan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 182,63 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 118.937 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 188,46 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 474.758 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 190,85 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 231.073 dengan nilai tegangan sebesar 188,88 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen.

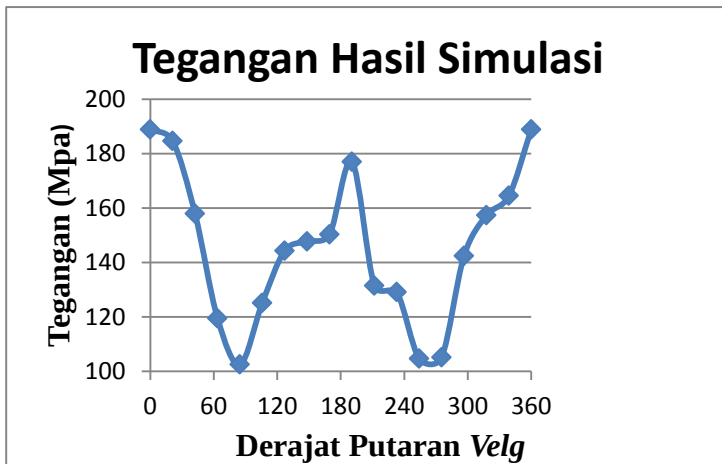
IV.1.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Misses* Desain Awal *Velg*

Pada pengujian *Dyanamic Radial Fatigue* pada desain *velg* mobil penumpang sudah ditentukan batas umur *fatigue* minimal yang harus ditempuh yaitu 600.000 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 satu siklus putaran *velg*. Sehingga dilakukan simulasi pada desain awal *velg* untuk mengetahui bentuk tegangan pada satu 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 tekanan ban, beban akibat kecepatan putar, beban akibat kekencangan baut, serta beban akibat gaya radial. Dari keempat beban tersebut, beban akibat gaya radial inilah yang berubah – ubah posisi atau daerah yang terkena beban tersebut, sehingga dilakukan beberapa kali simulasi pada satu siklus putaran *velg* untuk mendapatkan nilai tegangan yang bekerja.

Pada satu putaran *velg* dilakukan 17 kali simulasi dengan posisi pembebanan akibat gaya radial yang berbeda. Seperti yang sudah dijelaskan pada bab sebelumnya bahwa beban radial mempunyai kontak dengan *bead seat* pada *velg* yang berupa luasan dengan panjang 41,72 mm. Dengan keliling *bead seat velg* sepanjang 715,2 mm sehingga panjang *bead seat* yang terkena beban akibat gaya radial yaitu $21,18^{\circ}$ putaran *velg*. Bentuk tegangan yang terjadi pada satu siklus putaran *velg* diamati pada satu titik pada daerah jari - jari *velg* karena daerah tersebut yang menerima tegangan paling besar. Adapun hasil simulasi tegangan pada satu siklus putaran desain *velg* awal dapat dilihat pada grafik 4.2.



Gambar 4.2 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – jari Desain Awal Velg

Grafik diatas merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada satu 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 4.2 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jarivelg pada awalnya memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 188,88MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 102,52MPa pada posisi beban akibat gaya radial berada pada seperempat putaran atau 90⁰ putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 177 Mpa pada setengah putaran atau 180⁰ putaran *velg* karena posisi beban radial berada segaris dengan daerah jari – jari velg yang diamati. Selanjutnya tegangan mengalami siklus yang sama pada setengah putaran terakhir.

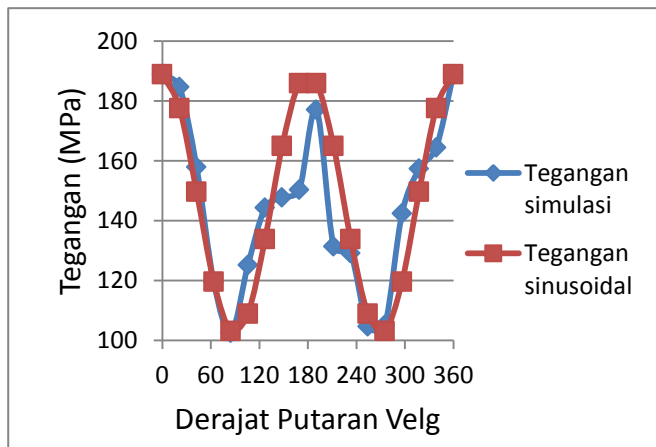
Untuk menghitung nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* tersebut bentuk teganganyang terjadi pada *velg* harus berbentuk sinusoidal. Sedangkan pada grafik tegangan hasil simulasi tersebut didapatkan bentuk grafik tegangan yang tidak

menyerupai bentuk sinusoidal sehingga dilakukan pendekatan dengan menggunakan pendekatan *fourier* dari nilai tegangan pada grafik 4.1 dengan rumus sebagai berikut:

$$F(t) = A_0 + C_1 \cos(\theta) \quad (4.1)$$

Dengan A_0 adalah jarak dari sumbu x ke nilai tegangan rata – rata, C_1 adalah amplitudo tegangan, dan θ adalah sudut satu putaran.

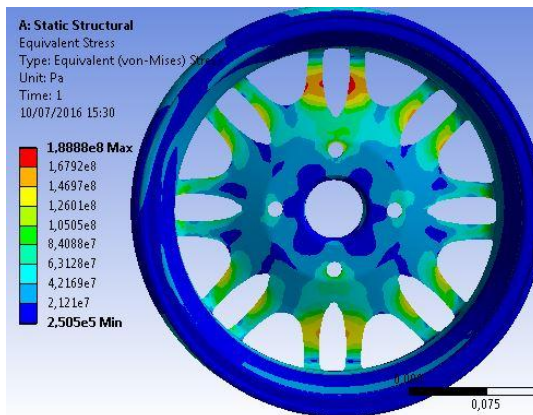
Dari grafik pada gambar 4.2 dapat diperoleh hasil perhitungan dengan nilai $A_0 = 145,7$ MPa, nilai $C_1 = 43,18$ MPa dan θ dari 0 hingga 2π . Dari rumus pendekatan *fourier* tersebut didapatkan grafik sinusoidal yang mendekati grafik tegangan hasil simulasi tersebut seperti pada grafik 4.2 berikut.



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan Tegangan Sinusoidal

Gambar 4.3 merupakan grafik perbandingan antara bentuk tegangan hasil simulasi pada suatu titik pada desain awal *velg* dan bentuk tegangan sinusoidal hasil pendekatan dari

tegangan hasil simulasi dengan menggunakan rumus pendekatan *fourier*. Dari hasil pendekatan rumus *fourier* yang digunakan didapatkan nilai eror sebesar 7,47%. Eror tersebut tentunya cukup kecil sehingga grafik sinusoidal dari hasil pendekatan tersebut dapat digunakan pada simulasi untuk mencari umur *fatigue* dari *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 188,88 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 103,25MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar 0,54. Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi.

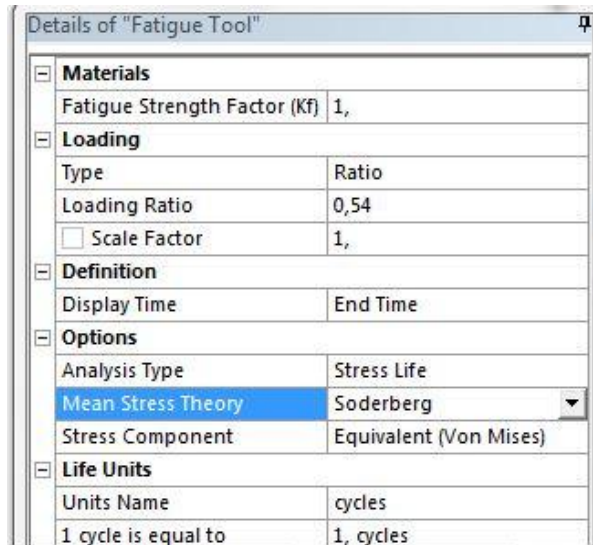


Gambar 4.4 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0^0 .

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

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari pendekatan grafik hasil simulasi tegangan pada *velg*, kemudian dilakukan simulasi pada desain awal *velg* (*initial design*) untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling

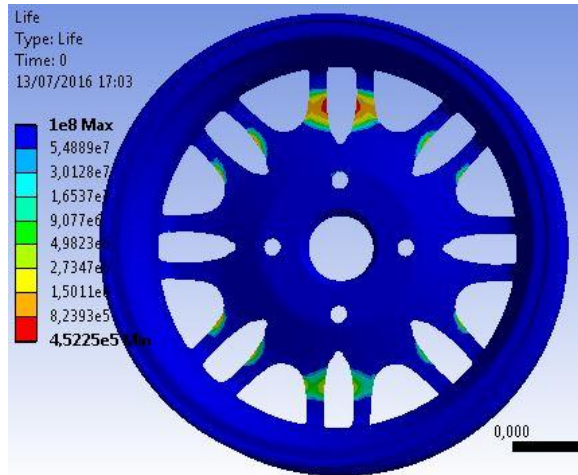
rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi untuk mencari tegangan *Equivalent Von Mises* yaitu dilakukan 17 kali atau simulasi pada satu putaran *velg*. Pada proses simulasi untuk mendapatkan *fatigue life*, terlebih dahulu didefinisikan *fatigue tools* untuk mendefinisikan teori serta ratio tegangan sinusoidal yang sudah diketahui.



Gambar 4.5 Definisi *Fatigue Tools* pada Proses Simulasi

Gambar 4.5 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 0,54 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 radial pada posisi yang berbeda – beda dari posisi 0^0 atau pada awal putaran hingga posisi 360^0 atau satu putaran *velg*. Berikut adalah gambar salah satu hasil simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg*.



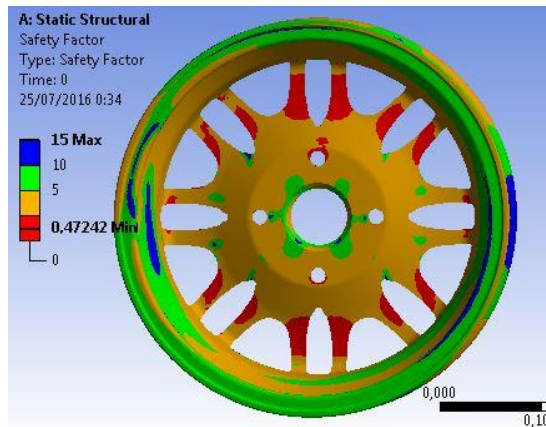
Gambar 4.6 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Awal *Velg*

Gambar 4.6 merupakan hasil simulasi untuk mengetahui *fatigue life* dari desain awal *velg* dengan pembebanan seperti pada bab 3 dan posisi beban akibat gaya radial pada 0^0 atau pada awal putaran. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *fatigue life* minimum yaitu 452.250 putaran dan terjadi pada daerah jari – jari *velg*.. Hal tersebut menunjukkan bahwa jari – jari pada desain awal *velg* merupakan daerah yang rawan terjadi *crack* atau patah saat akan dilakukan pengujian *Dynamic Radial Fatigue* pada *velg* tersebut.

Dari simulasi yang dilakukan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah yaitu pada daerah jari – jari *velg*. Daerah tersebut disebut daerah yang mengalami tahap pengintian retak (*crack initiation*) yang pertama. Jari – jari *velg* menjadi daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah karena jari - jari *velg*

menjadi tumpuan dari beban yang diterima *velg*. Selain itu bentuk jari – jari *velg* yang memiliki bentuk melengkung juga dapat menyebabkan daerah lengkungan tersebut menerima tegangan paling besar sehingga memiliki umur *fatigue* yang rendah. Posisi beban akibat gaya radial juga mempengaruhi umur *fatigue* yang dapat ditempuh karena hal tersebut berhubungan dengan posisi jari – jari *velg*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada *pengujian Dynamic Radial Fatigue* untuk mobil penumpang minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 600.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain awal *velg* ini yaitu 452.250 putaran karena itu agar desain *velg* tersebut dapat diproduksi perlu dilakukan perbaikan terhadap desain tersebut. Perbaikan tersebut dilakukan pada daerah jari – jari *velg* yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Berikut adalah gambar hasil simulasi dengan umur *fatigue* paling rendah pada daerah jari – jari *velg* yaitu sebesar 452.250 putaran.



Gambar 4.7 *Safety Factor* Desain Awal *Velg*

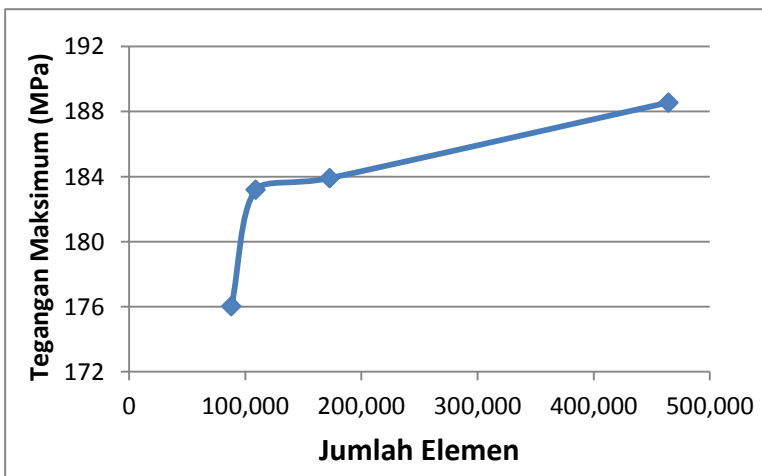
Selain didapatkan *fatigue life* *velg* dari hasil simulasi didapatkan data *safety factor* sebesar 0,47. Hal tersebut berarti

tegangan yang diterima oleh *velg* berada diatas tegangan minimal yang dapat membuat *fatigue life velg* tak terhingga. Seperti yang diketahui bahwa *fatigue life* desain awal *velg* sebesar 452.250 putaran berada dibawah satu juta putaran yang merupakan batas *fatigue life* minimal pada teori *fatigue design*. Apabila *safety factor velg* melebihi satu maka *fatigue life velg* akan melebihi satu juta putaran.

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*. Hasil yang didapatkan juga membentuk kurva serupa seperti hasil *convergent test* desain awal *velg*. Pada proses simulasi dilakukan empat 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 4.8



Gambar 4.8 Grafik *Convergent Test* Desain Alternatif 1

Gambar 4.8 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 88.164 didapatkan tegangan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 176,03 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 109.060 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 183,19 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 172.675 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 183,91 MPa. Kemudian tegangan naik hingga titik dengan jumlah elemen 464.374 dengan tegangan sebesar 188,56 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 109.060 dengan nilai tegangan sebesar 183,19 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen.

IV.2.2 Hasil Simulasi Tegangan *Equivalent Von Misses* 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 misses*. Setelah mengetahui hasil simulasi desain awal *velg* dapat diketahui bahwa jari – jari *velg* merupakan bagian yang memiliki *fatigue life* paling rendah serta menerima tegangan *equivalent von misses* paling besar, sehingga dilakukan modifikasi pada bagian tersebut.

Pada desain *velg* alternatif 1 ini modifikasi yang dilakukan pada desain awal *velg* yaitu dengan memperlebar daerah kritis pada jari – jari *velg*. Penambahan lebar jari – jari *velg* hanya dilakukan pada daerah tertentu saja agar penambahan material tidak terlalu banyak sehingga tidak menambah banyak biaya yang harus dikeluarkan. Pada proses modifikasi desain awal *velg* dilakukan penambahan lebar secara berkala hingga diperoleh penambahan lebar akhir sebesar 4 mm agar didapat desain *velg* yang memiliki *fatigue life* minimum sama atau melebihi standar *fatigue life* minimum menurut SAE J328 sebesar 600.000 *cycles*.



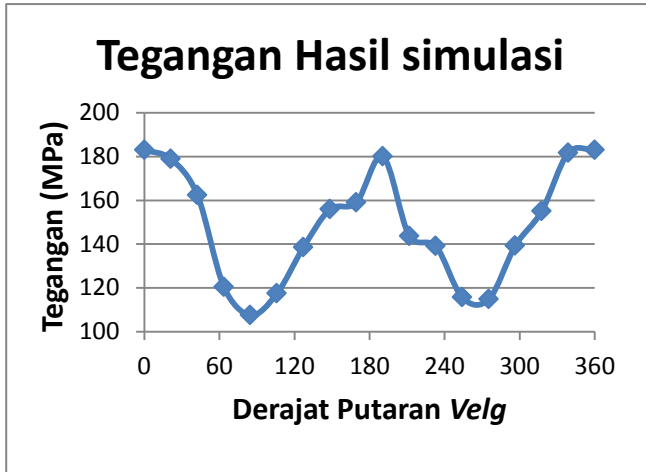
Gambar 4.9 Desain Jari – Jari *Velg* pada Desain Awal *Velg*



Gambar 4.10 Desain Jari – Jari *Velg* pada Desain Alternatif 1

Setelah dilakukan perubahan lebar pada jari – jari *velg*, berikutnya dilakukan proses simulasi yang sama seperti pada desain awal *velg*. Simulasi yang pertama dilakukan untuk mencari bentuk tegangan yang bekerja pada daerah jari – jari *velg* selama satu 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 satu putaran *velg* dengan posisi pembebanan akibat gaya radial yang berbeda – beda. Hasil tegangan equivalent von mises yang diperoleh yaitu seperti ditunjukkan pada gambar 4.11 berikut.

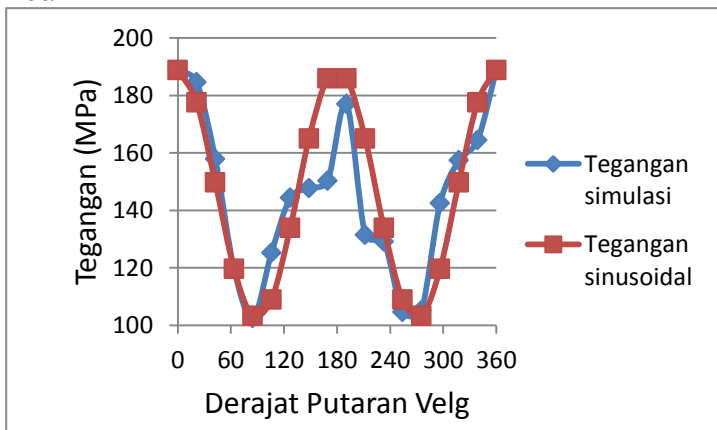


Gambar 4.11 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – jari *Velg* Desain Alternatif 1

Grafik diatas merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada satu 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 4.11 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* pada awalnya memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 183,19 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 107,45 MPa pada posisi beban akibat gaya radial berada pada seperempat putaran atau 90⁰ putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 180,04 Mpa pada setengah putaran atau 180⁰ putaran *velg* karena posisi beban radial berada segaris dengan

daerah jari – jari velg yang diamati. Selanjutnya tegangan mengalami siklus yang sama pada setengah putaran terakhir.

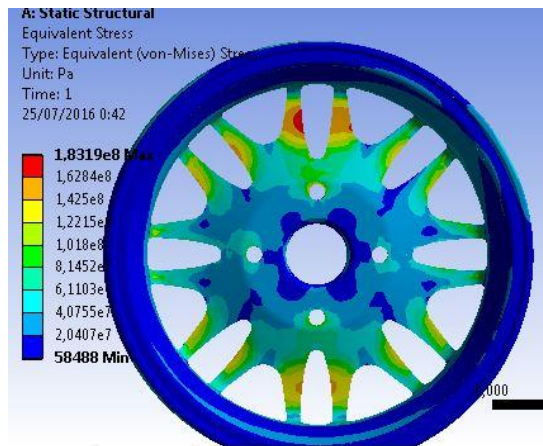
Selanjutnya dilakukan pendekatan untuk mencari bentuk tegangan sinusoidal untuk mencari *fatigue life velg* dengan menggunakan *fourier approximation*. Dari gambar 4.11 dapat diperoleh hasil perhitungan dengan nilai $A_0 = 145,23$ MPa, nilai $C_1 = 37,78$ MPa dan θ dari 0 hingga 2π . Dari rumus pendekatan *fourier* tersebut didapatkan grafik sinusoidal yang mendekati grafik tegangan hasil simulasi tersebut seperti pada grafik 4.2 berikut.



Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Tegangan Hasil Simulasi dan Tegangan Sinusoidal desain alternatif 1

Gambar 4.12 merupakan grafik perbandingan antara bentuk tegangan hasil simulasi pada suatu titik pada desain alternatif 1 dan bentuk tegangan sinusoidal hasil pendekatan dari tegangan hasil simulasi dengan menggunakan rumus pendekatan *fourier*. Dari hasil pendekatan rumus *fourier* yang digunakan didapatkan nilai eror sebesar 4,59%. Eror tersebut tentunya cukup kecil sehingga grafik sinusoidal dari hasil pendekatan tersebut dapat digunakan pada simulasi untuk mencari umur *fatigue* dari *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 183,19 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 108,09 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar 0,59. Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi.



Gambar 4.13 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0°
 Desain Alternatif 1.

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

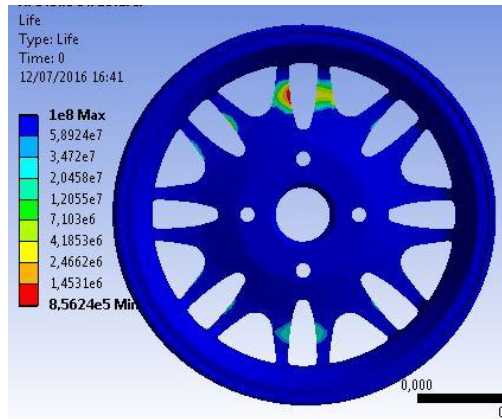
Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari pendekatan grafik hasil simulasi tegangan pada *velg* pada desain alternatif 1, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* yaitu dilakukan 17 kali atau simulasi pada satu 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	0,59
☐ 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 4.14 Definisi *Fatigue Tools* pada Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 1

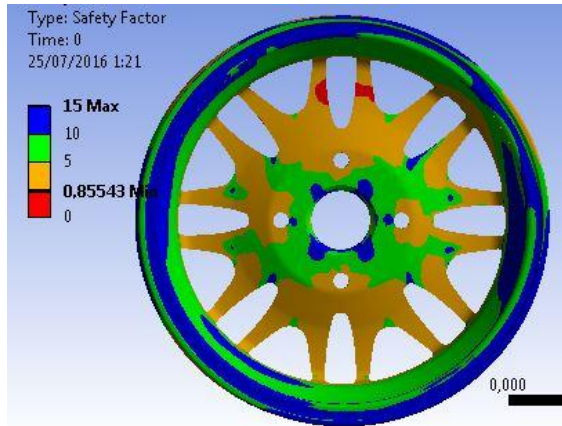
Gambar 4.14 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi menggunakan software *Static Structural*. Pada proses simulasi menggunakan teori Soderberg untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain awal *velg* yang disimulasi. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu 0,59 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 radial pada posisi yang berbeda – beda dari posisi 0^0 atau pada awal putaran hingga posisi 360^0 atau satu putaran *velg*.



Gambar 4.15 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 1

Dari simulasi yang dilakukan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah yaitu pada daerah jari – jari *velg*. Daerah tersebut disebut daerah yang mengalami tahap pengintian retak (*crack initation*) yang pertama. Jari – jari *velg* menjadi daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah karena jari - jari *velg* menjadi tumpuan dari beban yang diterima *velg*. Selain itu bentuk jari – jari *velg* yang memiliki bentuk melengkung juga dapat menyebabkan daerah lengkungan tersebut menerima tegangan paling besar sehingga memiliki umur *fatigue* yang rendah. Posisi beban akibat gaya radial juga mempengaruhi umur *fatigue* yang dapat ditempuh karena hal tersebut berhubungan dengan posisi jari – jari *velg*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada *pengujian Dynamic Radial Fatigue* untuk mobil penumpang minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 600.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain *velg* alternatif 1 ini yaitu 856.240 putaran karena itu desain alternatif 1 dapat dinyatakan aman karena melebihi batas minimum yang harus ditempuh berdasarkan standar SAE J 328.



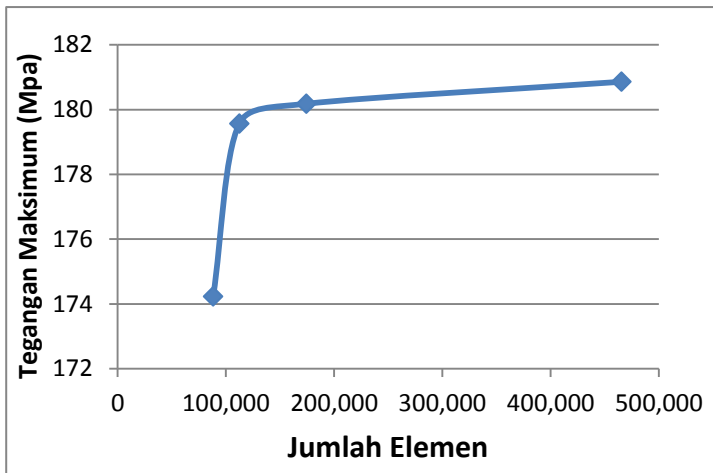
Gambar 4.16 *Safety Factor Velg* pada Desain Alternatif 1

Dari simulasi desain alternatif 1 didapatkan angka *safety factor* sebesar 0,86. Hasil tersebut tentunya lebih baik dari pada *safety factor* pada desain awal *velg* yang hanya sebesar 0,48. Hal ini dikarenakan *fatigue life* yang ditempuh oleh desain alternatif 1 lebih besar dari pada desain awal *velg* sehingga hal tersebut berpengaruh pada nilai *safety factor velg*.

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. Hasil yang didapatkan juga membentuk kurva serupa seperti hasil *convergent test* desain awal *velg* dan desain alternatif 1. Pada proses simulasi dilakukan empat 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 4.16.



Gambar 4.17 Grafik *Convergent Test* Desain Alternatif 2

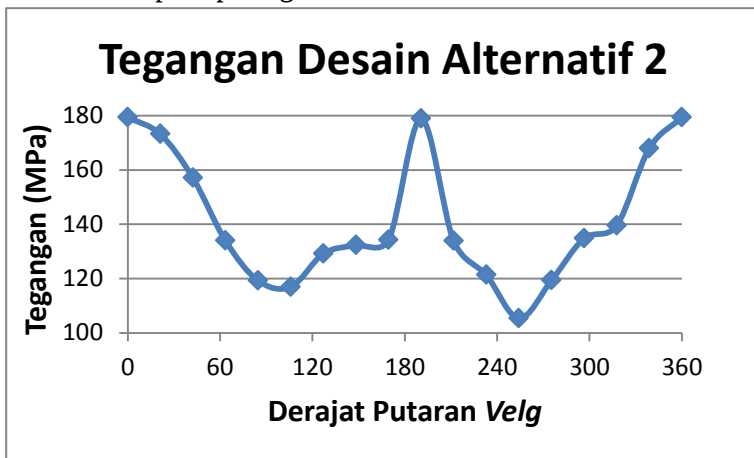
Gambar 4.17 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 2. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 88.287 didapatkan tegangan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 174,23 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 112.461 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 179,57 MPa hingga titik dengan jumlah elemen 465.661 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 183,12 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 112.461 dengan nilai tegangan sebesar 179,57 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen

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

Desain *velg* alternatif 2 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan menambah tebal daerah kritis pada jari – jari desain awal *velg*. Desain alternatif 2 ini

dibuat untuk memberikan pilihan desain perbaikan dari desain awal *velg*. Pada proses penambahan tebal daerah kritis pada jari – jari *velg* dilakukan penambahan tebal secara berkala yang kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses* hingga didapatkan hasil simulasi untuk *fatigue life* yang melebihi standar SAE J 328 setelah dilakukan penambahan tebal 2,5 mm.

Setelah dilakukan penambahan tebal 2,5 mm pada daerah kritis pada jari – jari 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 4.18 berikut.

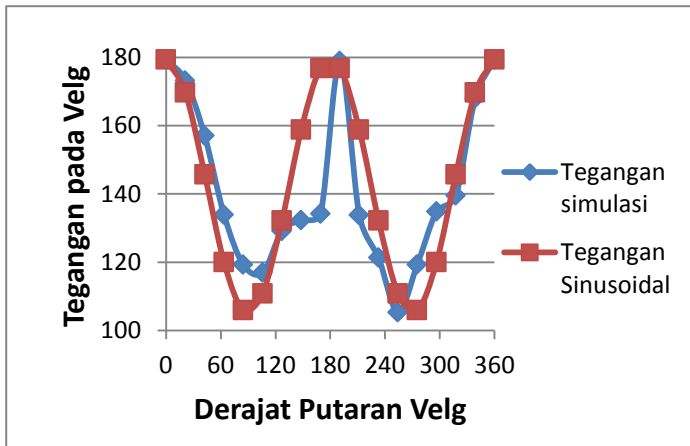


Gambar 4.18 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – Jari Desain Alternatif 2

Gambar 4.18 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah jari - jari desain alternatif 2 pada satu siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.18 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* pada

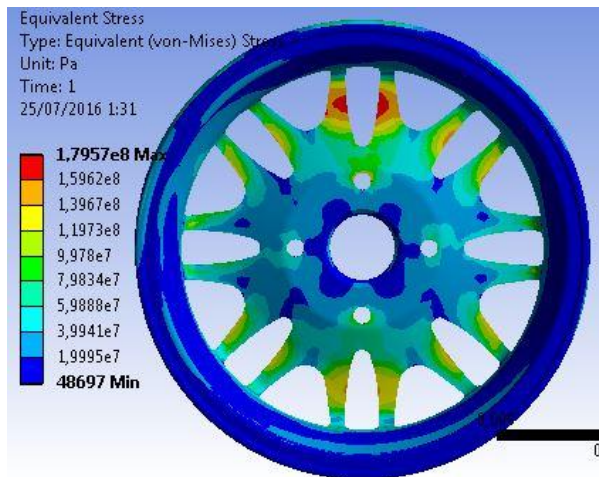
awalnya memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 179,57 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 116,92 MPa pada posisi beban akibat gaya radial berada pada seperempat putaran atau 90^0 putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 178,86 MPa pada setengah putaran atau 180^0 putaran *velg* karena posisi beban radial berada segaris dengan daerah jari – jari *velg* yang diamati. Selanjutnya tegangan mengalami siklus yang sama pada setengah putaran terakhir.

Selanjutnya dilakukan pendekatan untuk mencari bentuk tegangan sinusoidal untuk mencari *fatigue life* jari – jari *velg* desain alternatif 2 dengan menggunakan *fourier approximation*. Dari gambar 4.17 dapat diperoleh hasil perhitungan dengan nilai $A_0 = 142,45$ MPa, nilai $C_1 = 37,12$ MPa dan θ dari 0 hingga 2π . Dari rumus pendekatan *fourier* tersebut didapatkan grafik sinusoidal yang mendekati grafik tegangan hasil simulasi tersebut seperti pada gambar 4.19 berikut.



Gambar 4.19 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan Tegangan Sinusoidal desain alternatif 2

Gambar 4.19 merupakan grafik perbandingan antara bentuk tegangan hasil simulasi pada suatu titik pada desain alterantif 2 dan bentuk tegangan sinusoidal hasil pendekatan dari tegangan hasil simulasi dengan menggunakan rumus pendekatan *fourier*. Dari hasil pendekatan rumus *fourier* yang digunakan didapatkan nilai eror sebesar 4,59%. Eror tersebut tentunya cukup kecil sehingga grafik sinusoidal dari hasil pendekatan tersebut dapat digunakan pada simulasi untuk mencari umur *fatigue* dari *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 179,57 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 105,96 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar 0,586. Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi.



Gambar 4.20 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0°
 Desain Alternatif 2.

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

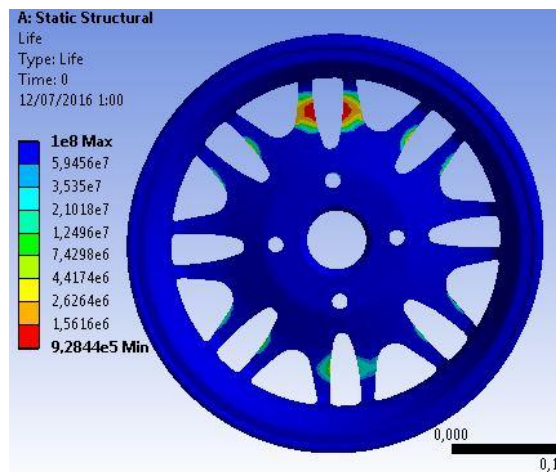
Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari pendekatan grafik hasil simulasi tegangan pada desain alternatif 2, kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui umur *fatigue* (*fatigue life*) dan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah. Simulasi dilakukan sama seperti simulasi pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 yaitu dilakukan 17 kali atau simulasi pada satu 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	0,59
☐ 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 4.21 Definisi *Fatigue Tools* pada Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 2

Gambar 4.21 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 0,59 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 radial pada posisi yang berbeda – beda dari posisi 0^0 atau pada awal putaran hingga posisi 360^0 atau satu putaran *velg*.

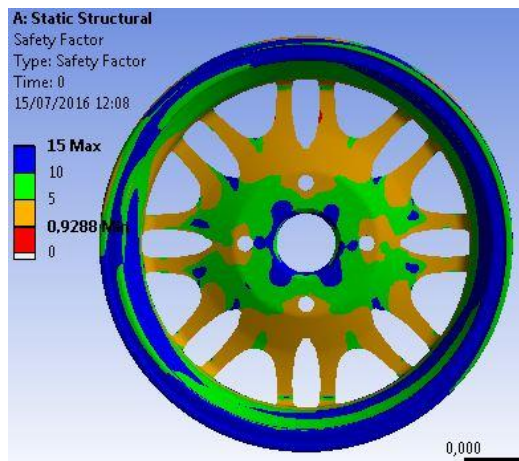


Gambar 4.22 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 2

Dari simulasi yang dilakukan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah yaitu pada daerah jari – jari *velg*. Daerah tersebut disebut daerah yang mengalami tahap pengintian retak (*crack initation*) yang pertama. Jari – jari *velg* menjadi daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah karena jari - jari *velg* menjadi tumpuan dari beban yang diterima *velg*. Selain itu bentuk jari – jari *velg* yang memiliki bentuk melengkung juga dapat menyebabkan daerah lengkungan tersebut menerima tegangan paling besar sehingga memiliki umur *fatigue* yang rendah. Posisi beban akibat gaya radial juga mempengaruhi umur *fatigue* yang

dapat ditempuh karena hal tersebut berhubungan dengan posisi jari – jari *velg*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada *pengujian Dynamic Radial Fatigue* untuk mobil penumpang minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 600.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain *velg* alterantif 2 ini yaitu 928.440 putaran karena itu desain alternatif 1 dapat dinyatakan aman karena melebihi batas minimum yang harus ditempuh berdasarkan standar SAE J 328.



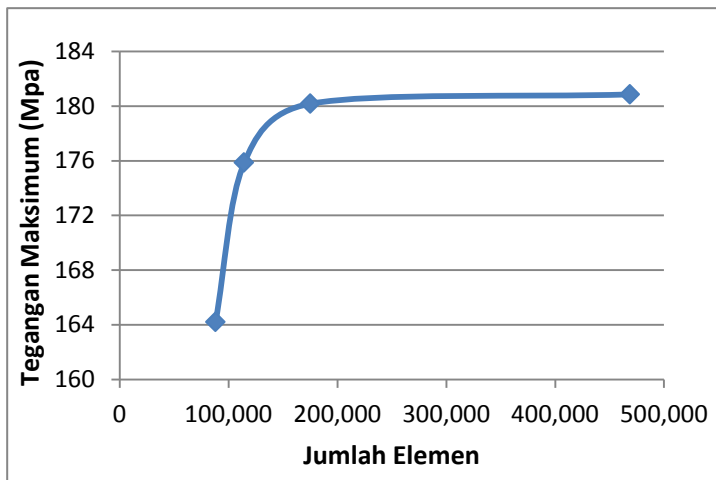
Gambar 4.23 *Safety Factor Velg* pada Desain Alternatif 2

Dari simulasi desain alternatif 2 didapatkan angka *safety factor* sebesar 0,93. Hasil tersebut tentunya lebih baik dari pada *safety factor* pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 yang berturut – turut bernilai 0,48 dan 0,86. Hal ini dikarenakan *fatigue life* yang ditempuh oleh desain alternatif 2 lebih besar dari pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 sehingga hal tersebut berpengaruh pada nilai *safety factor velg*.

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. Hasil yang didapatkan juga membentuk kurva serupa seperti hasil *convergent test* desain *velg* sebelumnya. Pada proses simulasi dilakukan empat 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 4.22.



Gambar 4.24 Grafik *Convergent Test* Desain Alternatif 3

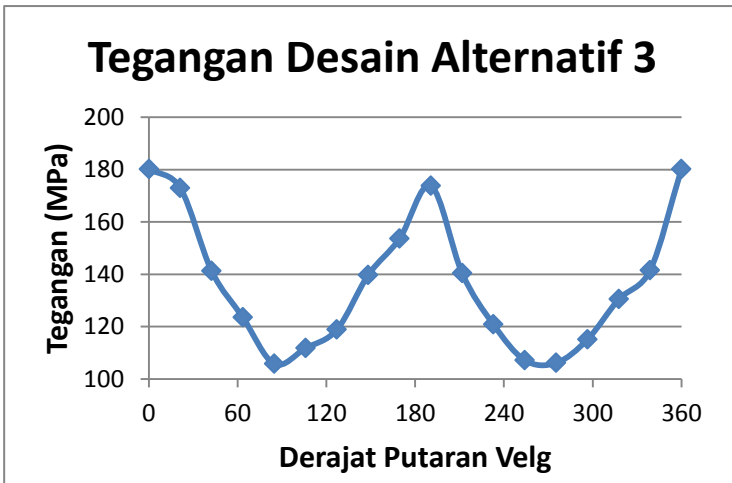
Gambar 4.24 merupakan grafik hasil *convergent test* yang dilakukan pada desain alternatif 3. Grafik tersebut menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dilakukan dengan jumlah elemen 87.979 didapatkan tegangan tegangan maksimal yang bekerja pada *velg* sebesar 164,2 MPa. Kemudian meningkat dan konvergen mulai dari titik dengan jumlah elemen 175.262 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 180,18 MPa hingga titik dengan

jumlah elemen 468.784 dengan nilai tegangan maksimal sebesar 180,86 MPa. Data yang diambil yaitu pada titik dengan jumlah elemen 175.262 dengan nilai tegangan sebesar 180,18 MPa dimana titik tersebut merupakan salah satu titik konvergen

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

Desain *velg* alternatif 3 merupakan desain hasil modifikasi dari desain awal *velg* dengan menambah lebar dan tebal pada jari – jari desain awal *velg*. Desain alternatif 3 ini dibuat untuk memberikan pilihan desain perbaikan dari desain awal *velg*. Pada proses penambahan lebar dan tebal daerah kritis pada jari – jari *velg* dilakukan penambahan tebal secara berkala yang kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui hasil *fatigue life* dan tegangan *equivalent von misses* hingga didapatkan hasil simulasi untuk *fatigue life* yang melebihi standar SAE J 328 setelah dilakukan penambahan lebar sebesar 2 mm dan tebal 1,5 mm.

Setelah dilakukan perbaikan desain pada daerah kritis pada jari – jari 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 sebelumnya. Setelah dilakukan simulasi didapatkan data tegangan desain *velg* alternatif 3 seperti pada gambar 4.23 berikut.

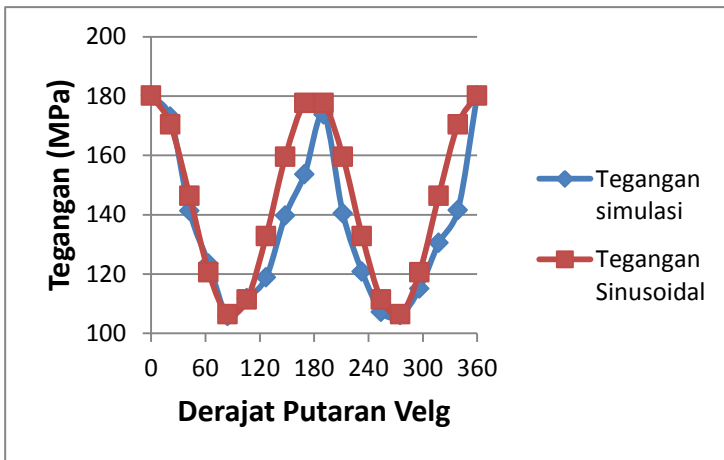


Gambar 4.25 Grafik Hasil Simulasi Tegangan pada Jari – Jari Desain Alternatif 3

Gambar 4.25 merupakan grafik hasil simulasi tegangan yang bekerja pada daerah jari - jari desain alternatif 3 pada satu siklus putaran *velg*. Pada gambar 4.25 diketahui nilai tegangan pada suatu titik yang diamati pada daerah jari - jari *velg* pada awalnya memiliki nilai yang paling tinggi yaitu 180,18 MPa. Kemudian nilai tegangan pada titik tersebut cenderung menurun hingga 105,78 MPa pada posisi beban akibat gaya radial berada pada seperempat putaran atau 90⁰ putaran *velg*. Kemudian besarnya tegangan pada titik yang diamati tersebut kembali naik hingga 173,8 Mpa pada setengah putaran atau 180⁰ putaran *velg* karena posisi beban radial berada segaris dengan daerah jari – jari *velg* yang diamati. Selanjutnya tegangan mengalami siklus yang sama pada setengah putaran terakhir.

Selanjutnya dilakukan pendekatan untuk mencari bentuk tegangan sinusoidal untuk mencari *fatigue life* jari – jari *velg* desain alternatif 3 dengan menggunakan *fourier approximation*. Dari gambar 4.23 dapat diperoleh hasil perhitungan dengan nilai

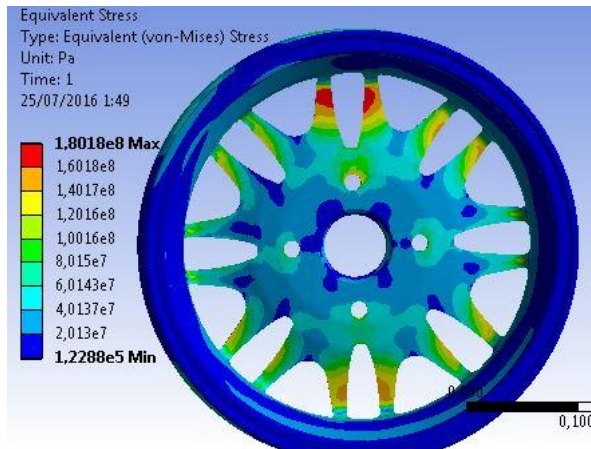
$A_0 = 142,98$ MPa, nilai $C_1 = 37,2$ MPa dan θ dari 0 hingga 2π . Dari rumus pendekatan *fourier* tersebut didapatkan grafik sinusoidal yang mendekati grafik tegangan hasil simulasi tersebut seperti pada gambar 4.26 berikut:



Gambar 4.26 Grafik Perbandingan Tegangan Simulasi dan Tegangan Sinusoidal desain alternatif 3

Gambar 4.26 merupakan grafik perbandingan antara bentuk tegangan hasil simulasi pada suatu titik pada desain alterantif 3 dan bentuk tegangan sinusoidal hasil pendekatan dari tegangan hasil simulasi dengan menggunakan rumus pendekatan *fourier*. Dari hasil pendekatan rumus *fourier* yang digunakan didapatkan nilai eror sebesar 6,52%. Eror tersebut tentunya cukup kecil sehingga grafik sinusoidal dari hasil pendekatan tersebut dapat digunakan pada simulasi untuk mencari umur *fatigue* dari *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

180,18 MPa. Sedangkan nilai tegangan minimumnya yaitu 106,41 MPa. Sehingga dapat dicari nilai rasio tegangannya dan didapat sebesar 0,58. Nilai rasio tegangan tersebut yang akan digunakan untuk mencari nilai umur *fatigue* (*fatigue life*) dari *velg* pada proses simulasi.



Gambar 4.27 Tegangan Simulasi pada Posisi Beban Radial 0°
Desain Alternatif 3.

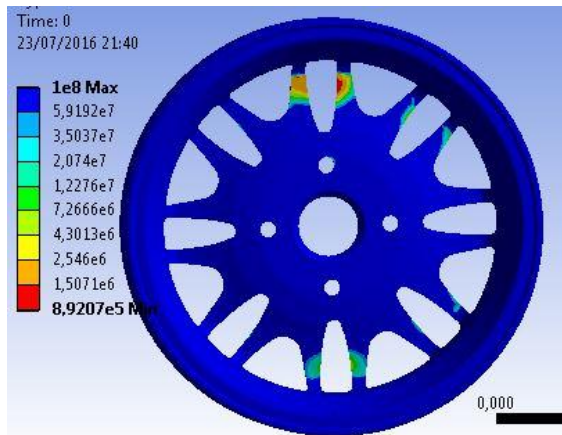
IV.4.3 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 3

Setelah mendapatkan rasio tegangan dari hasil perhitungan pada kurva sinusoidal dari pendekatan grafik hasil simulasi tegangan 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* dan desain alternatif 1 yaitu dilakukan 17 kali atau simulasi pada satu 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	0,58
☐ 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 4.28 Definisi *Fatigue Tools* pada Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 3

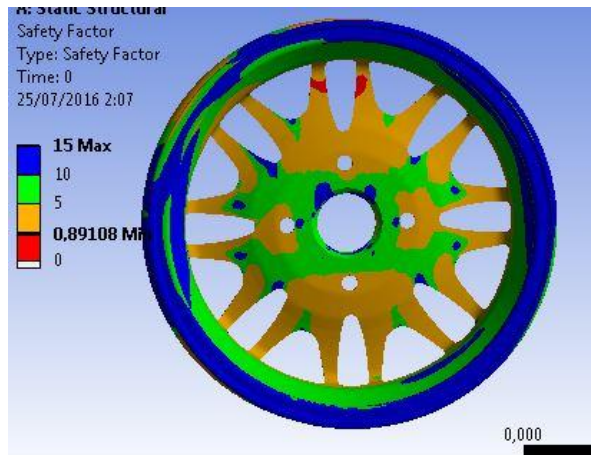
Gambar 4.28 merupakan gambar definisi pada menu *fatigue tools* pada proses simulasi *fatigue life* desain alternatif 3. Pada proses simulasi menggunakan teori *Soderberg* untuk mengetahui umur *fatigue* dari desain alternatif 3. Ratio tegangan yang diperoleh dari hasil perhitungan sebelumnya dimasukkan dengan nilai ratio yaitu 0,58 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 radial pada posisi yang berbeda – beda dari posisi 0^0 atau pada awal putaran hingga posisi 360^0 atau satu putaran *velg*.



Gambar 4.29 Hasil Simulasi *Fatigue Life* Desain Alternatif 3

Dari simulasi yang dilakukan daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah yaitu pada daerah jari – jari *velg*. Daerah tersebut disebut daerah yang mengalami tahap pengintian retak (*crack initation*) yang pertama. Jari – jari *velg* menjadi daerah yang memiliki umur *fatigue* paling rendah karena jari - jari *velg* menjadi tumpuan dari beban yang diterima *velg*. Selain itu bentuk jari – jari *velg* yang memiliki bentuk melengkung juga dapat menyebabkan daerah lengkungan tersebut menerima tegangan paling besar sehingga memiliki umur *fatigue* yang rendah. Posisi beban akibat gaya radial juga mempengaruhi umur *fatigue* yang dapat ditempuh karena hal tersebut berhubungan dengan posisi jari – jari *velg*.

Berdasarkan standar SAE J 328 yang digunakan pada *pengujian Dynamic Radial Fatigue* untuk mobil penumpang minimal umur *fatigue* yang harus ditempuh yaitu 600.000 putaran. Sedangkan umur *fatigue* minimal pada desain *velg* alterantif 3 ini yaitu 892.070 putaran karena itu desain alternatif 3 dapat dinyatakan aman karena melebihi batas minimum yang harus ditempuh berdasarkan standar SAE J 328.



Gambar 4.30 *Safety Factor Velg* pada Desain Alternatif 3

Dari simulasi desain alternatif 3 didapatkan angka *safety factor* sebesar 0,89. Hasil tersebut tentunya lebih baik dari pada *safety factor* pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 yang berturut – turut bernilai 0,48 dan 0,86. Namun lebih kecil dari pada desain alternatif 2 yaitu 0,93. Hal ini dikarenakan *fatigue life* yang ditempuh oleh desain alternatif 3 lebih besar dari pada desain awal *velg* dan desain alternatif 1 namun lebih kecil dari pada desain alternatif 2 sehingga hal tersebut berpengaruh pada nilai *safety factor velg*.

IV. 5 Analisa Perbandingan Desain *Velg*

Proses simulasi telah terhadap desain awal *velg*, desain alternatif 1, serta desain alternatif 2 dengan menggunakan metode *static structural* pada *software* simulasi dengan empat pembebanan yaitu beban akibat kekencangan baut, beban akibat kecepatan rotasional ban, beban akibat tekanan babn, serta beban akibat gaya radial. Dari hasil simulasi didapatkan perbandingan hasil seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut.

Tabel 4.1 Perbandingan Hasil Simulasi pada Desain *velg*.

Parameter	Desain Awal <i>velg</i>	Desain alternatif 1	Desain alternatif 2	Desain alternatif 3
<i>Fatigue Life</i> minimum	452.250 cycles	856.240 cycles	928.440 cycles	892.070 cycles
Tegangan Ekv. Von Misses	188,88MPa	183,19 MPa	179,57 MPa	180,18 MPa
Standar SAE J328	Tidak memenuhi	Memenuhi	Memenuhi	Memenuhi

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 452.250 cycles, sedangkan *fatigue life* desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 berturut – turut yaitu 856.240 cycles, 928.440 cycles, dan 892.070 cycles. Hal tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa desain *velg* alternatif 2 lebih baik dari pada desain alternatif 1 dan desain alternatif 3.

Parameter kedua yaitu tegangan *equivalent von misses* yang merupakan besarnya tegangan yang bekerja pada *velg*. Dari data hasil simulasi pada tabel 4.1 didapatkan bahwa nilai tegangan *equivalent von misses* maksimum yang bekerja pada desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 berturut – turut yaitu 188,88 MPa, 183,19 MPa, 179,57 MPa, dan 180,18 MPa. Dari data tersebut memperjelas bahwa desain awal *velg* merupakan desain yang paling buruk, sedangkan desain alternatif 2 lebih baik dari pada desain alternatif 1 dan desain alternatif 3.

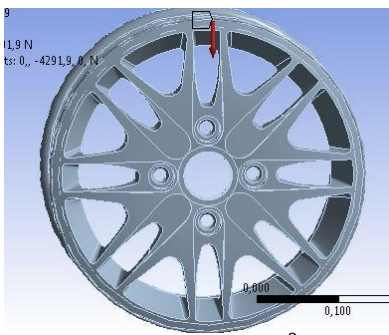
Parameter terakhir yaitu merupakan parameter yang paling penting karena dapat menyatakan *velg* tersebut dapat diproduksi atau tidak. Untuk dapat dinyatakan lolos dari

pengujian *dynamic radial fatigue*, sebuah *velg* harus memiliki *fatigue life* lebih besar dari 600.000 putaran. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alteranatif 3 melebihi *fatigue life* minimum sehingga dapat dinyatakan memenuhi persyaratan pada standar SAE J 328 yang digunakan, sedangkan desain *velg* awal gagal atau tidak memenuhi kualifikasi.

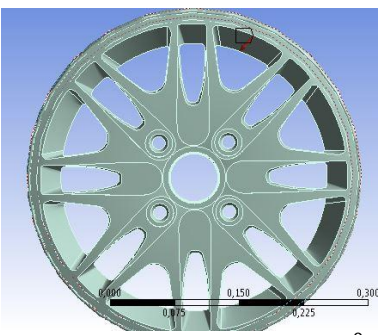
Desain *velg* yang lebih baik adalah desain yang memiliki *fatigue life* paling besar, tegangan *equivalent von misses* yang bekerja paling rendah, serta dapat memenuhi standar SAE J 328 yang digunakan. Sehingga dari tabel 4.1 dapat disimpulkan bahwa desain *velg* terbaik yaitu desain alternatif 2 yang merupakan desain *velg* hasil modifikasi desain awal *velg* dengan menambah tebal pada daerah kritis pada jari – jari *velg* sebesar 2,5 mm.

Halaman ini sengaja dikosongkan

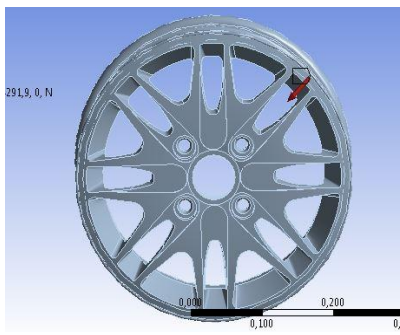
LAMPIRAN
Posisi beban Radial



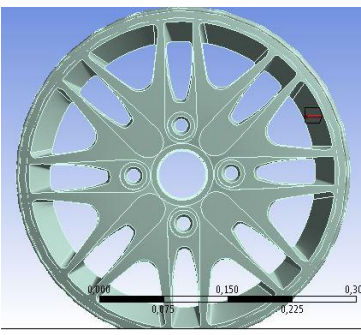
Posisi beban radial 0⁰



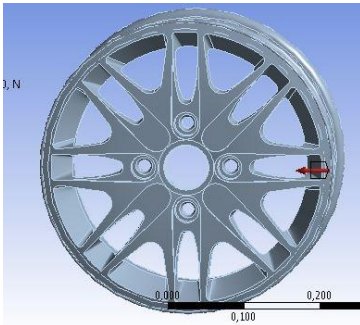
Posisi beban radial 21,18⁰



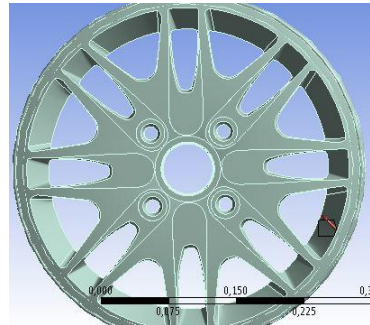
Posisi beban radial 42,35⁰



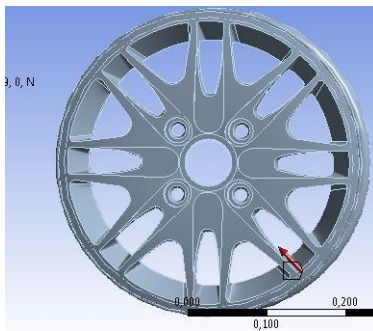
Posisi beban radial 63,53⁰



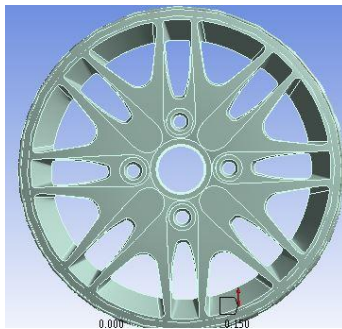
Posisi beban radial 84,70⁰



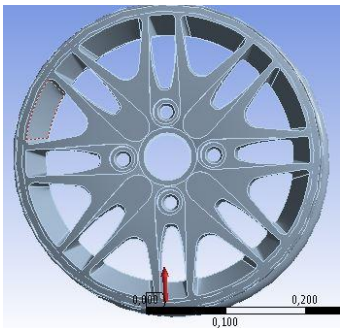
Posisi beban radial 105,88⁰



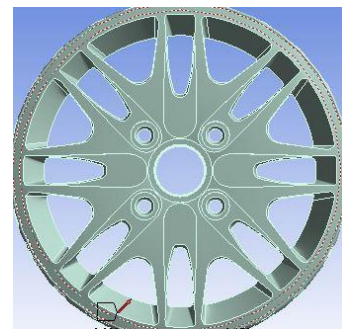
Posisi beban radial 127,06⁰



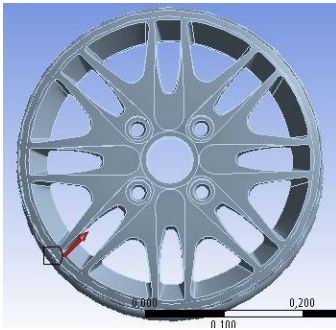
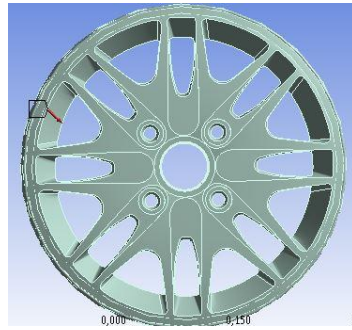
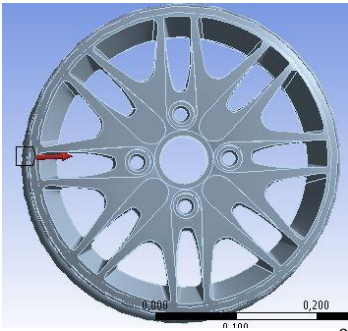
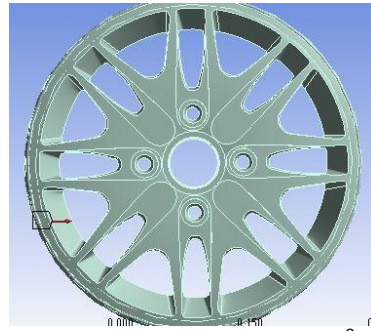
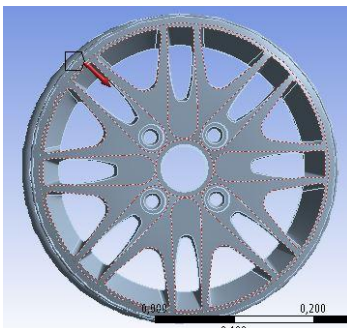
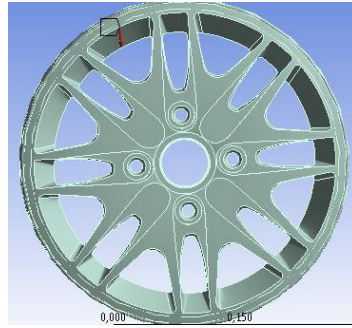
Posisi beban radial 148,04⁰

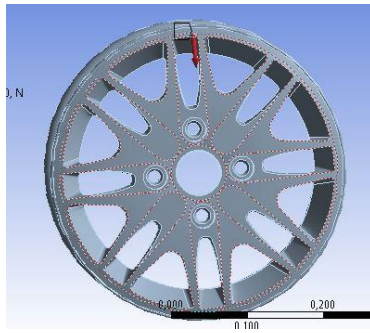


Posisi beban radial 169,41⁰



Posisi beban radial 190,59⁰

Posisi beban radial 211,76⁰Posisi beban radial 232,94⁰Posisi beban radial 254,12⁰Posisi beban radial 275,29⁰Posisi beban radial 296,47⁰Posisi beban radial 317,65⁰



Posisi beban radial 338,82⁰

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan simulasi tegangan *equivalent von misses* yang bekerja pada masing – masing desain *velg* didapatkan hasil tegangan berturut – turut pada desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alterantif 3 yaitu 188,88 MPa, 183,19 MPa dan 179,57 Mpa dan 180,18 MPa.
2. Pada simulasi untuk mencari *fatigue life* minimum dari masing – masing desain *velg* didapatkan hasil *fatigue life* minimum pada desain awal *velg* sebesar 452.250 *cycles*, sedangkan *fatigue life* desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 berturut – turut yaitu 856.240 *cycles*, 928.440 *cycles*, dan 892.070 *cycles*. Selain *fatigue life* juga didapatkan *safety factor* pada desain awal *velg*, desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 berturut – turut yaitu 0,48, 0,86, 0,93 dan 0,89.
3. Berdasarkan standar SAE J 328 jumlah putaran minimal yang harus ditempuh yaitu 600.000 putaran sehingga desain awal *velg* dinyatakan tidak memenuhi standar sedangkan desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 memenuhi standar.
4. Desain alternatif 1, desain alternatif 2, dan desain alternatif 3 merupakan desain *velg* hasil optimalisasi dari desain awal *velg* dengan mengubah bentuk jari – jari *velg*. Pada desain alternatif 1 daerah kritis pada jari – jari *velg* diperlebar 4 mm. Pada desain alternatif 2 dipertebal 2,5 mm. Sedangkan pada desain alternatif 3 jari – jari *velg* diperlebar 2 mm dan dipertebal 1,5 mm.

5. Berdasarkan data tegangan *equivalent von misses* dan *fatigue life velg* dapat diurutkan desain *velg* terbaik yaitu desain alternatif 2, kemudian desain alternatif 3, desain alternatif 1 dan yang terakhir desain awal *velg*.

V.2 Saran

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] Callister William D.2007.**Materials Science and Engineering an Introduction**.United State of America : John Wiley and Sons, Inc.
- [2] Hardianto Lody Ari.2003.**Simulasi Pengujian Dynamic Radial Fatigue pada Velg Aluminium dengan Metoda Elemen Hingga**.Tugas Akhir S1.Institut Teknologi Sepuluh Nopember.Surabaya.
- [3] Topaç M.M,Ercan S, Kuralay N.S.2012.”Fatigue Life Prediction of a Heavy Vehicle Steel Wheel Under Radial Loads by Using Finite Element Analysis”.**Engineering Failure Analysis** 20:67-79.
- [4] Mulyadi Solihin I.2008.**Perbaikan Chasis dan Pemindahan Tenaga Mobil dan Motor**.Bandung : Arfino Raya.
- [5] Society of Automotive Engineer (SAE).2005. **Wheels Passenger Car and Light Truck Performance Requirements and Test Procedure**. United State of America
- [6] Standar Nasional Indonesia (SNI).2008. **Pelek Kendaraan Bermotor Kategori M, N, dan O**.Jakarta.
- [7] Chang Chia Lung dan Yang Shao Huei.2009.”Simulation of Wheel Impact Test Using Finite Element Method”. **Engineering Failure Analysis** 16:1711-1719.
- [8] Hibbeler R.C.2010.**Engineering Mechanics Statics and Dynamics : Twelfth Edition**.United States of America: Pearson Education,Inc.
- [9] Robert D. Cook.1995.**Finite Element Modelling for Stress Analysis**. United States of America: Pearson Education,Inc.
- [10] Susatio Yerri.2004.**Dasar – Dasar Metode Elemen Hingga**.Yogyakarta: Andi.

- [11] Suherman Wahid.1987.**Pengetahuan Bahan**. Surabaya
- [12] Dhaffi S. Gustieaufar.2014.**Simulasi Pengujian Fatigue Chassis Mobil Formula Sapu Angin Speed**.Tugas Akhir S1.Institut Teknologi Sepuluh Nopember.Surabaya

BIOGRAFI PENULIS



Moh. Bahri dilahirkan di Sampang, 14 Februari 1994 Madura Jawa timur yang merupakan anak ketiga dari 4 bersaudara .

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Dharma Tanjung II (2000-2006). Sekolah Menengah Pertama di SMP N 1 Camplong (2006-2009). Sekolah Menengah Atas di SMA N 1 Pamekasan (2009-2012). Kemudian Penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya sebagai mahasiswa S1.

Selama menempuh pendidikan di kampus perjuangan ITS penulis banyak mengikuti organisasi serta kepanitiaan dalam berbagai event. Penulis menjadi kabiro akademik divis Human Resource Development di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) pada periode 2013-2014. Kemudian diamanahi menjadi Ketua divisi Human Resource Development pada periode berikutnya. Selain organisasi, penulis juga aktif di berbagai event diantaranya menjadi Pemateri ‘Sistem Pemasukan Bahan Bakar’ pada event Kursus Dasar – Dasar Otomotif pada tahun 2015 Serta menjadi Mekanik servis gratis pada event Engine Tune Up pada tahun yang sama.