

Analisa Kekuatan *Velg* Mobil Penumpang pada Simulasi Pengujian *Dynamic Radial Fatigue* dengan Metode Elemen Hingga

Moh. Bahri, dan Agus Sigit Pramono

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: pramono@jurusan.its.ac.id

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.

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.

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 optimalsiasi didapatkan desain alternatif 1 dengan menambah lebar daerah kritis pada jari – jari *velg* sebesar 4mm dan didapat 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.

Kata Kunci— *Velg*, Pengujian *Dynamic Radial Fatigue*, Tegangan equivalent von mises, Fatigue life

I. PENDAHULUAN

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.

Dalam penggunaannya 90% dari suatu komponen disebabkan oleh *fatigue failure*. 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.

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*.

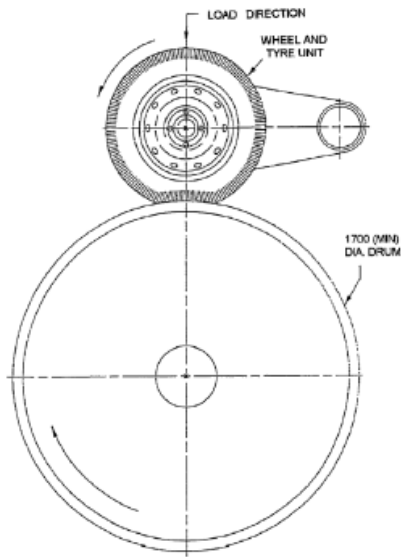
Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan untuk menganalisa suatu komponen, termasuk salah satunya yaitu Metode Elemen Hingga (*Finite Element Methode*). Metode ini sering digunakan di dunia engineering karena kemampuannya dalam menyelesaikan permasalahan struktur yang kompleks dalam analisa mekanika 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.

II. URAIAN PENELITIAN

A. *Dynamic Radial Fatigue Test*

Dynamic Radial Fatigue Test merupakan pengujian pada *velg* yang dilakukan untuk mengetahui kekuatan fatik dari struktur *velg* terhadap beban radial. Pengujian ini dilakukan dengan cara *velg* yang sudah dipasang ban 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.



Gambar 1. Skema pengujian *dynamic radial fatigue*.

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

$$Fr = W \cdot K \quad (1)$$

Dengan Fr adalah 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 1400 kg. 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.

Tabel 1.
Load factor dan minimum cycle pada dynamic radial fatigue test

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

B. 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*).

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 J 328.

2). Beban Akibat Beban Radial

Berdasarkan persamaan (1) didapatkan besarnya beban radial (Fr) sebesar 8.583,75 N. Hasil tersebut didapatkan dari perhitungan dengan besarnya *satic load* maksimum pada *velg* (W) sebesar 350 kg atau 3.433,5 N dan *load factor* (K) sebesar 2,5. Kontak beban radial terdapat pada daerah *bead seat vleg* dengan panjang kontak sebesar 41,72 mm yang diperoleh melalui hasil pengukuran.

3). Beban Akibat Kekencangan Baut

Besarnya gaya lateral yang bekerja pada kontak antara permukaan baut dan *velg* yaitu 3.433,5 N. Hasil tersebut diperoleh berdasarkan persamaan berikut.

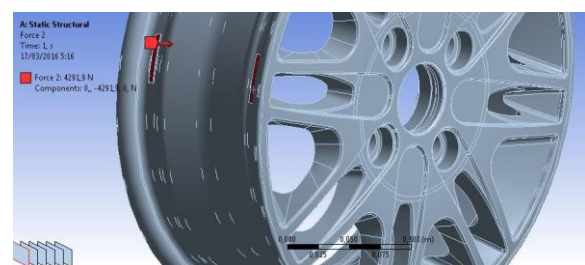
$$\Sigma M_0 = M_R - f_g \cdot \frac{dp}{2}, \quad (2)$$

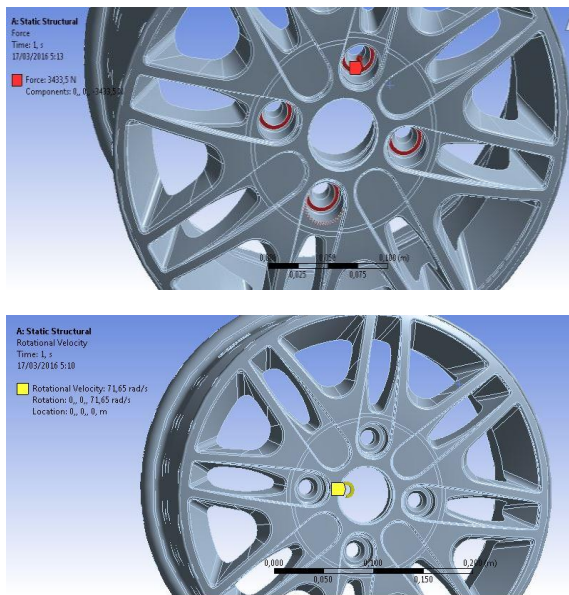
$$\Sigma M_0 = 0 ; f_g = \mu \cdot N \text{ dan } N_{\text{lateral}} = N \cos \theta \quad (3)$$

Dengan M_R adalah momen kekencangan baut yaitu 115 Nm pada standar SAE J 328. Sedangkan besar koefisien gesek antara mur dengan permukaan *velg* (μ) sebesar 0,5 sedangkan diameter pitch dari baut (dp) yaitu 15 mm dan sudut kemiringan (θ) sebesar 5° .

4). Beban Akibat Kecepatan Putar Velg

Pada pengujian *dynamic radial fatigue*, *Velg* diputar oleh drum dengan diameter 1707,06 mm dan kecepatan putar drum 237 rpm. *Velg* yang diuji memiliki diameter 590,8 mm, sehingga didapatkan kecepatan putar *velg* sebesar 684,76 rpm atau 71,65 rad/s.



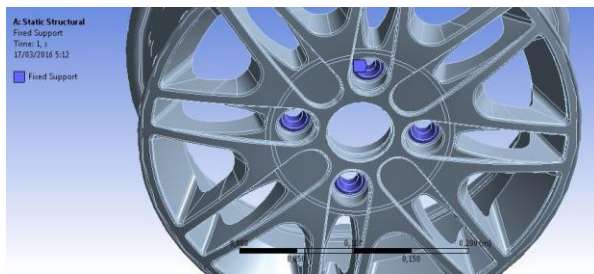


Gambar 2. Pembebanan pada pengujian *dynamic radial fatigue* dengan empat beban yang diterima oleh *velg*.

C. Simulasi

1) 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. Boundary Condition pada proses simulasi

2) Desain perbaikan Velg

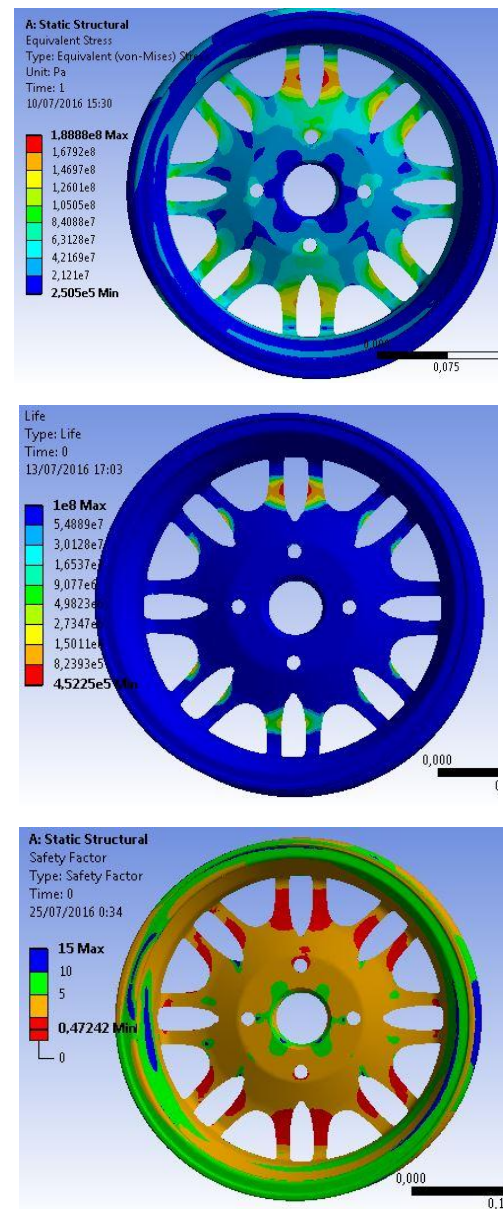
Simulasi dilakukan terhadap desain awal *velg*. Dari hasil simulasi dengan menggunakan *software static structural*, variabel yang dicari yaitu tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, serta *safety factor velg*. Pada standar SAE J 328 *fatigue life* minimal yang harus ditempuh yaitu sebesar 600.000 putaran, apabila desain *velg* tidak mencapai standar tersebut maka akan dilakukan perbaikan terhadap desain *velg*.

III. HASIL DAN ANALISA

A. Desain Awal velg

Setelah dilakukan simulasi didapatkan hasil tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, dan *safety factor* desain awal *velg*. Tegangan *equivalent von misses* terbesar yang

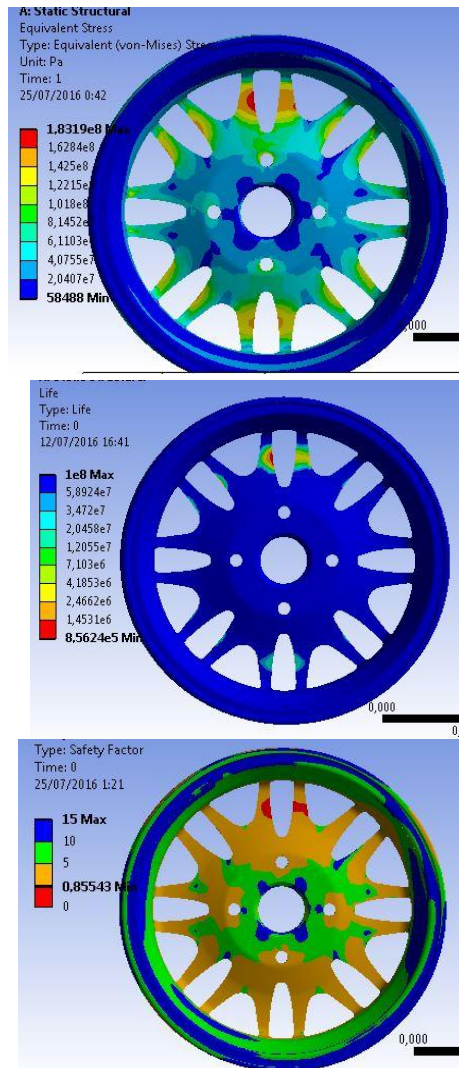
bekerja pada *velg* yaitu 188,88 MPa. Sedangkan *fatigue life* dan *safety factor* desain awal *velg* berturut – turut sebesar 452.250 putaran dan 0,48. Berdasarkan standar SAE J 328 dinyatakan tidak lolos karena *fatigue life* kurang dari 600.000 putaran.



Gambar 3. Hasil simulasi tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, serta *safety factor* desain awal *velg*.

B. Desain Alternatif 1

Desain alternatif 1 merupakan desain *velg* dengan memperbaiki desain awal *velg* dengan menambah lebar daerah kritis pada jari - jari *velg* sebesar 4 mm. Penambahan lebar daerah kritis tersebut dilakukan dengan proses iteratif dengan penambahan lebar awal sebesar 2 mm hingga didapatkan hasil *fatigue life* minimal yang ditempuh oleh *velg* harus melebihi 600.000 putaran agar desain *velg* dinyatakan aman atau memenuhi standar SAE J 328. Dari hasil simulasi didapatkan data sebagai berikut.

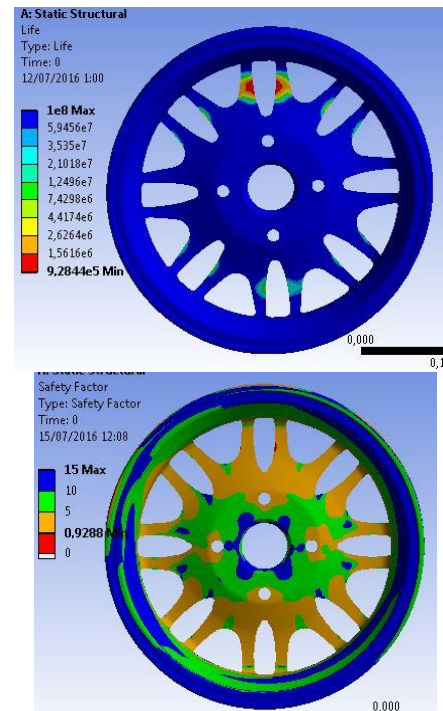
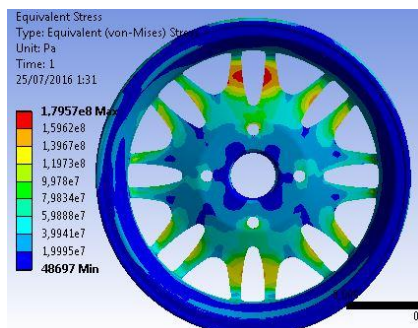


Gambar 4. Hasil simulasi tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, serta *safety factor* pada desain alternatif 1.

Dari simulasi desain alternatif 1 didapatkan nilai tegangan *equivalent von misses* terbesar yaitu 183,19 MPa, sedangkan *fatigue life* minimal yang dapat ditempuh yaitu 856.240 putaran. Dan *safety factor* yaitu 0,86. Dari hasil tersebut desain alternatif 1 dinyatakan lolos.

C. Desain Alternatif 2

Desain alternatif 2 merupakan desain *velg* dengan memperbaiki desain awal *velg* dengan menambah tebal daerah kritis pada jari - jari *velg* sebesar 2 mm. Dari hasil simulasi didapatkan data sebagai berikut.

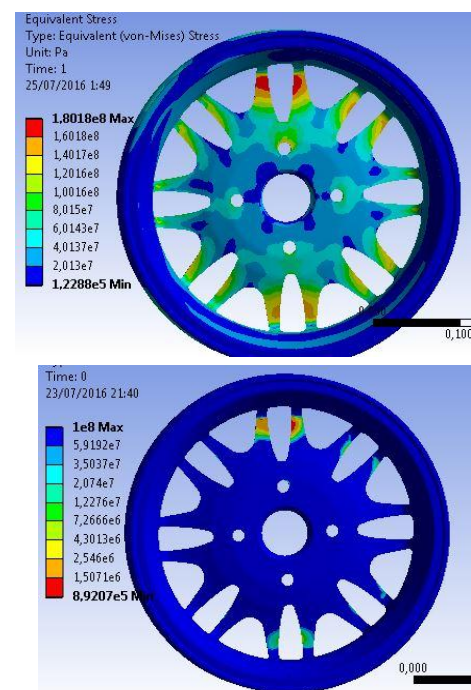


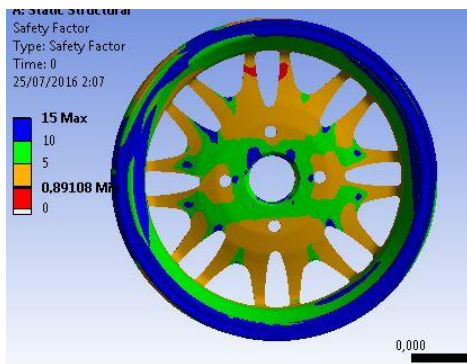
Gambar 5. Hasil simulasi tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, serta *safety factor* pada desain alternatif 2.

Dari simulasi desain alternatif 2 didapatkan nilai tegangan *equivalent von misses* terbesar yaitu 179,57 MPa, sedangkan *fatigue life* minimal yang dapat ditempuh yaitu 928.440 putaran. Dan *safety factor* yaitu 0,93. Dari hasil tersebut desain alternatif 2 dinyatakan lolos.

D. Desain Alternatif 3

Desain alternatif 3 merupakan desain *velg* dengan memperbaiki desain awal *velg* dengan menambah tebal daerah kritis pada jari - jari *velg* sebesar 1,5 mm dan menambah lebar sebesar 2 mm. Dari hasil simulasi didapatkan data sebagai berikut.





Gambar 6. Hasil simulasi tegangan *equivalent von misses*, *fatigue life*, serta *safety factor* pada desain alternatif 3.

Dari simulasi desain alternatif 3 didapatkan nilai tegangan *equivalent von misses* terbesar yaitu 180,18 MPa, sedangkan *fatigue life* minimal yang dapat ditempuh yaitu 892.070 putaran. Dan *safety factor* yaitu 0,89. Dari hasil tersebut desain alternatif 3 dinyatakan lolos.

IV. KESIMPULAN

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. 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. 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*.

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