

OPTIMASI BENTUK RANGKA DENGAN MENGGUNAKAN PRESTRESS PADA PROTOTIPE KENDARAAN LISTRIK

Didi Widya Utama¹⁾, William Denny Chandra²⁾, R. Danardono A.S.³⁾

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Tarumanegara

e-mail: didi_wu@hotmail.com¹⁾, dennychandra891@yahoo.co.id²⁾, danardon@eng.ui.ac.id³⁾

Abstrak

Polusi udara sebagian besar berasal dari kendaraan bermotor dan menyebabkan pencemaran lingkungan yang berdampak buruk pada kesehatan manusia. Solusi untuk mengatasi masalah tersebut adalah dengan menciptakan kendaraan ramah lingkungan berpenggerak energi listrik. Untuk menghasilkan kendaraan yang ramah lingkungan maka perlu dirancang kendaraan yang ringan, namun kuat dan kaku sehingga dapat mengakomodir beban yang ada seperti beban penumpang, beban sistem propulsif, dan beban akibat gaya luar. Dalam penelitian ini dibahas mengenai optimasi bentuk rangka dengan menggunakan prestress pada prototipe kendaraan listrik dengan menggunakan pemodelan CAD secara 3 dimensi. Metode simulasi elemen hingga digunakan, pembebanan statis diterapkan untuk mendapatkan beban maksimum dan defleksi maksimum serta lokasinya. Dengan memvariaabelkan bentuk struktur rangka pada bagian tengah kendaraan maka didapatkan rangka yang paling optimal dimana rangka memiliki defleksi terekecil dan kuat untuk menahan beban penumpang. Rangka tersebut menggunakan batang jenis rectangular hollow dengan ukuran tinggi x lebar x tebal: 50 x 25 x 2,5 (mm).

Kata Kunci: Rangka, Metode elemen hingga, Prestress, defleksi, kekuatan, kekakuan, kendaraan prototipe listrik.

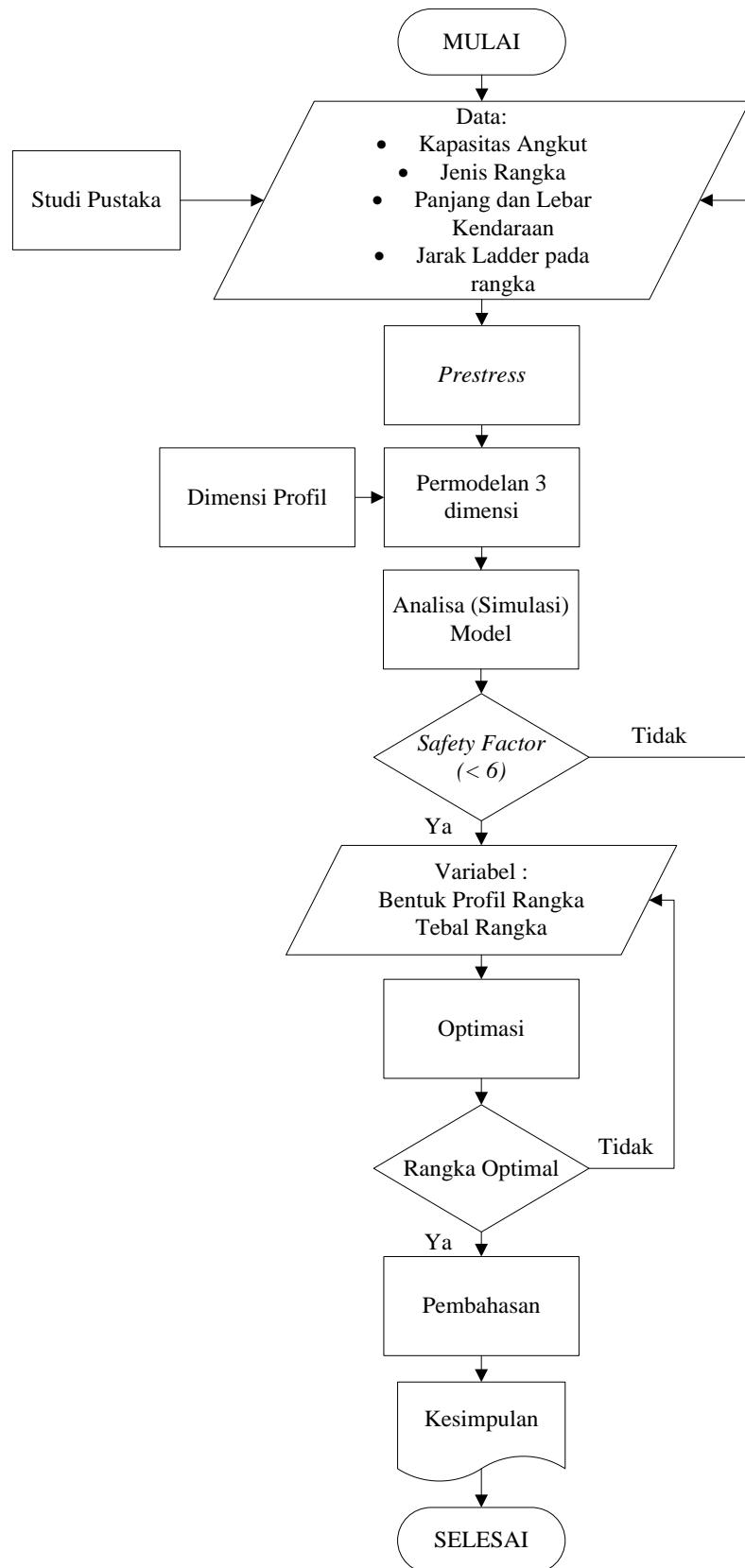
PENDAHULUAN

Polusi udara akibat adanya perusakan lingkungan yang menjadi marak dibahas saat ini. Timbul dari berbagai macam asap yang ditimbulkan pada asap kendaraan, industri, rumah tangga, dan sebagainya. Di Indonesia penyumbang polusi terbanyak disebabkan karena mesin kendaraan bermotor yang menggunakan bahan bakar [1]. Indonesia tercatat memiliki rata-rata 55 mikrogram per meter kubik CO₂, kondisi ini dapat membahayakan kesehatan manusia. Sehingga dalam perkembangan kendaraan bermotor terdapat berbagai macam pengembangan teknologi otomotif yang terdapat di Indonesia dengan menghasilkan produk ramah lingkungan. Penggunaan sumber energi listrik dan melakukan perubahan bentuk kendaraan prototipe listrik yang dapat mengurangi polusi udara[2]. Penggunaan rangka dengan menggunakan sistem monoque yang dapat mengurangi vibrasi pada kendaraan. Kendaraan ini dirancang untuk kendaraan masa depan, sehingga penggunaan bahan bakar dapat dikurangi.

Rangka merupakan bagian yang penting karena berfungsi sebagai tempat tumpuan bodi dan beban dari komponen lain pada kendaraan[3]. Rangka dapat dipastikan menahan beban statis dan dapat memberi dukungan pada berbagai komponen kendaraan [4] [5]. Untuk mencegah terjadinya kegagalan pada rangka sebelum dimanufaktur, *stress analysis* dengan metode elemen hingga dilakukan, sehingga diketahui besaran serta lokasi *stress* dan defleksi maksimum yang terjadi. [6] [7]. Dari hasil tersebut, dapat dilakukan optimasi dan modifikasi rangka guna mengurangi terjadinya defleksi [8].

METODOLOGI PENELITIAN

Secara umum, metodologi penelitian yang dilakukan ditunjukkan pada gambar di bawah.



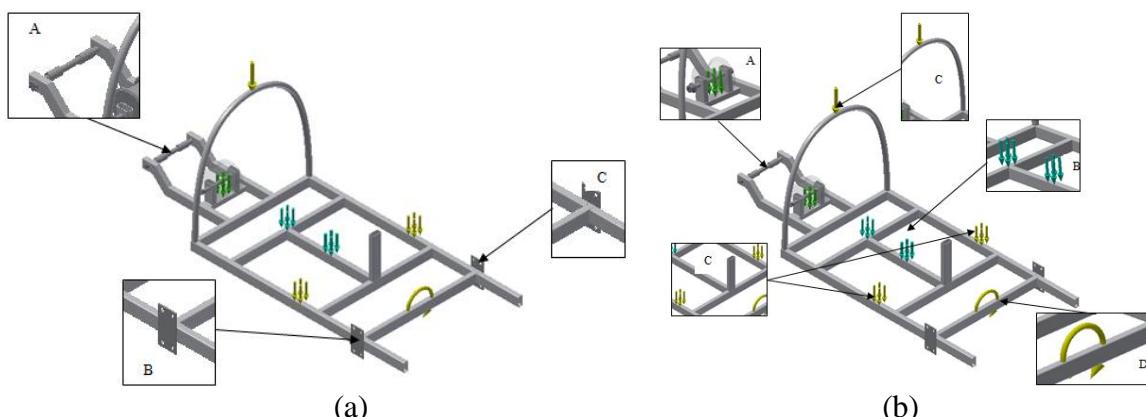
Gambar 1. Diagram alir penelitian



Gambar 2. Pemodelan 3 dimensi prototipe kendaraan listrik

Dari hasil pemodelan prototipe kendaraan listrik bentuk rangka yang digunakan seperti pada gambar diatas. Dari pemodelan 3 dimensi konsep rancangan awal, kemudian dilakukan simulasi. Dengan konsep awal rancangan rangka, kemudian dilakukan optimasi pada rangka kendaraan tersebut dengan merubah posisi bagian tengah rangka yang berbeda. Hal ini disebabkan bahwa bentuk profil yang berbeda akan berpengaruh terhadap tegangan serta defleksi yang dialami rangka.

Untuk posisi pembebanan dan batasan pada kendaraan, ditunjukkan pada gambar di bawah.



Gambar 3. Posisi tumpuan (a), beban statis pada kendaraan (b)

Gambar 3 (a) menunjukkan posisi tumpuan, dimana pada posisi tersebut adalah tempat pemasangan poros bagian depan kendaraan (B,C) dan poros roda pada bagian belakang kendaraan (A). Sementara pada gambar 3 (b), adalah detail pembebanan, yang terdiri dari (B) beban pengemudi 80 kg; (A) beban baterai 2 kg; (B) beban motor listrik 5 kg; (C) beban bodi kendaraan yakni 10 kg.

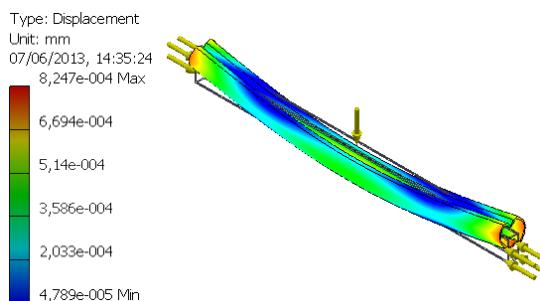
Untuk material yang digunakan adalah material aluminium 6061 yang memiliki *yield stress* 276 MPa.

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. *Prestress pada rangka batang sederhana*

Pada rangka batang dilakukan *Prestress* yang berfungsi untuk mengetahui kekuatan digunakan batang berprofil *rectangular hollow* dengan ukuran tinggi x lebar x tebal: 50 x 25 x 2,5 (mm). Pemilihan *rectangular hollow* bertujuan untuk memudahkan pada proses manufaktur. Batang berprofil dipilih yakni yang terpanjang yang digunakan dalam struktur rangka dan diberikan *pressure* tekan pada kedua tepinya secara aksial 0,045 MPa, dan beban radial sebesar 750 N pada posisi tengah batang. (beban terbesar yang dialami rangka).

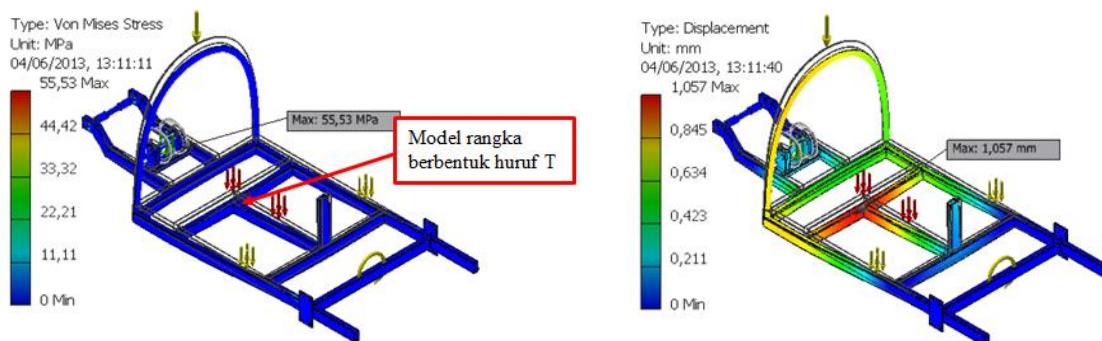
Adapun hasil dari *prestress* dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 4. Defleksi pada batang yang diberikan gaya tekan

b. Desain rangka mula-mula

Hasil simulasi rancangan rangka mula-mula yaitu mengalami *Von Misses Stress* maksimum sebesar 55,53 MPa yang berada pada bagian lokasi titik beban pengemudi atau bagian tengah rangka. Sementara defleksi maksimum terjadi sebesar 1,057 mm pada bagian tengah pengemudi. Hasil perhitungan untuk *torsional stiffness* menunjukkan angka sebesar 25.666,67 Nm/deg. Dengan demikian konsep rancangan rangka mula-mula dinyatakan aman karena mengalami tegangan lebih kecil dari *yield strength* material aluminium, dan kekakuan terhadap torsi melebihi angka rata-rata pada rangka kendaraan sejenis, yaitu sekitar 10.000 Nm/deg.



Gambar 5. *Von Mises Stress* dan defleksi maksimum pada rancangan rangka mula-mula.

Rangka pada rancangan awal ini memiliki defleksi maksimum yang terjadi adalah 1,057 mm. Defleksi pada konsep rancangan awal ini akan di optimasi untuk menghasilkan rangka dengan defleksi maksimum terkecil.

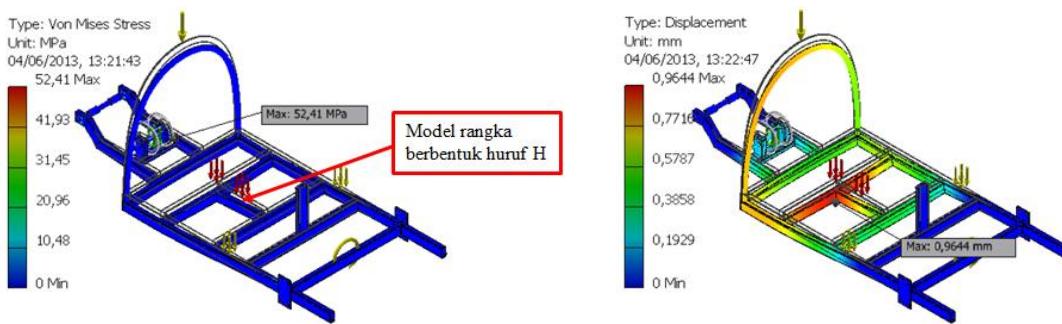
Bentuk optimasi terhadap rancangan awal rangka adalah seperti pada tabel di bawah.

Tabel 1. Modifikasi dilakukan terhadap rangka awal

Tipe	Bentuk Rangka Batang	Ukuran (mm)	Berat Rangka
A	Rangka bentuk H	50 x 25 x 2,5	9,205
B	Rangka bentuk V		9,034
C	Rangka bentuk X		9,373
D	Rangka bentuk +		8,956
E	Rangka bentuk 2 garis Vertikal		8,967

c. Rangka optimasi A

Pada rangka optimasi tipe A, yaitu rangka yang menggunakan *rectangular hollow* berukuran 50 x 25 x 2,5 mm, hasilnya ditunjukkan pada gambar di bawah.

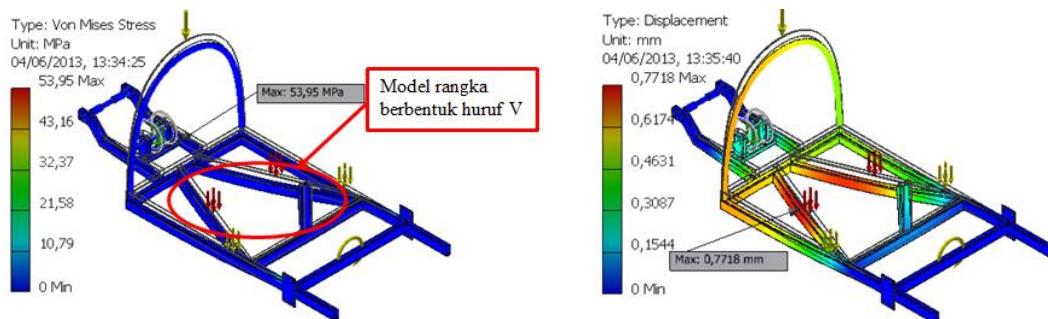


Gambar 6. Von Mises Stress dan defleksi maksimum yang terjadi pada rancangan rangka A

Tegangan maksimum yang dialami pada rangka optimasi A meningkat menjadi 52,41 MPa dengan defleksi maksimum sebesar 0,9644 mm. Berdasarkan hasil tegangan, maka diketahui bahwa rangka adalah aman dengan *safety factor* sebesar 5,25 dan *torsional stiffness* sebesar 28.265,82 Nm/deg. Defleksi rangka pada rangka optimasi A sebesar 0,9644 mm. Terdapat pengurangan defleksi sebesar 0,0926 mm.

d. Rangka optimasi tipe B

Untuk rangka optimasi B, yaitu rangka yang menggunakan *rectangular hollow* berukuran 50 x 25 x 2,5 mm, hasilnya ditunjukkan pada gambar di bawah.

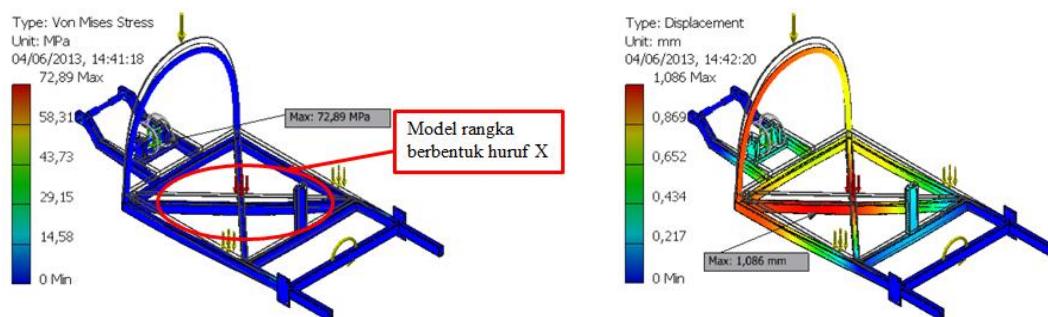


Gambar 7. Von Mises Stress dan defleksi maksimum yang terjadi pada rancangan rangka B

Tegangan maksimum yang dialami pada rangka optimasi B meningkat menjadi 53,95 MPa dengan defleksi maksimum sebesar 0,7718 mm. Berdasarkan hasil tegangan, maka diketahui bahwa rangka adalah aman dengan *safety factor* sebesar 5,1 dan *torsional stiffness* sebesar 35.444,44 Nm/deg. Defleksi rangka pada rangka optimasi B sebesar 0,772 mm. Terdapat pengurangan defleksi sebesar 0,2852 mm.

e. Rangka optimasi tipe C

Untuk rangka optimasi C, yaitu rangka yang menggunakan *rectangular hollow* berukuran 50 x 25 x 2,5 mm, hasilnya ditunjukkan pada gambar di bawah.

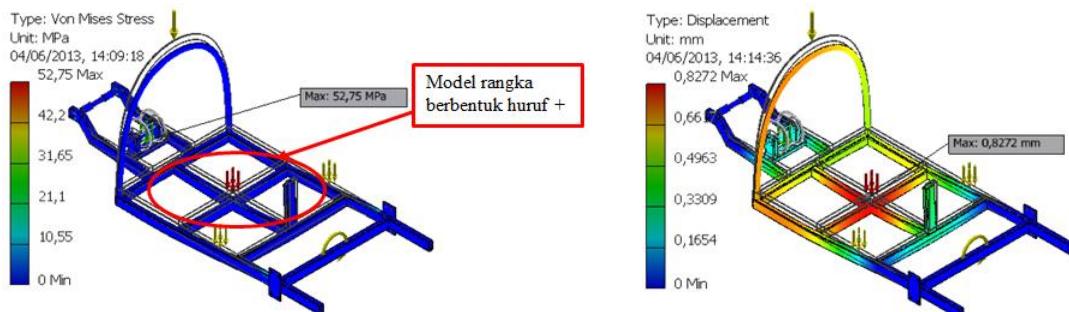


Gambar 8. Von Mises Stress dan defleksi maksimum yang terjadi pada rancangan rangka C

Tegangan maksimum yang dialami pada rangka optimasi C meningkat menjadi 72,89 MPa dengan defleksi maksimum sebesar 1,086 mm. Berdasarkan hasil tegangan, maka diketahui bahwa rangka adalah aman dengan *safety factor* sebesar 3,77 dan *torsional stiffness* sebesar 25.089,89 Nm/deg. Defleksi rangka pada rangka optimasi C sebesar 1,086 mm. Terdapat penambahan defleksi sebesar 0,029 mm.

f. Rangka optimasi tipe D

Untuk rangka optimasi D, yaitu rangka yang menggunakan *rectangular hollow* berukuran 50 x 25 x 2,5 mm, hasilnya ditunjukkan pada gambar di bawah.

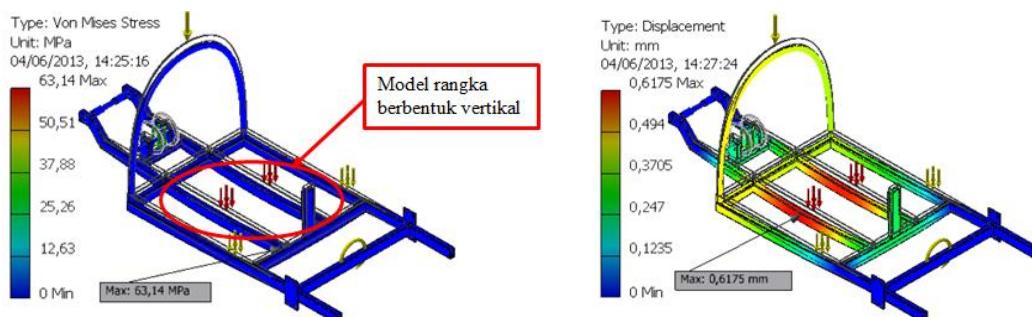


Gambar 9. *Von mises stress* dan defleksi maksimum yang terjadi pada rancangan rangka D

Tegangan maksimum yang dialami pada rangka optimasi D meningkat menjadi 52,75 MPa dengan defleksi maksimum sebesar 0,8272 mm. Berdasarkan hasil tegangan, maka diketahui bahwa rangka adalah aman dengan *safety factor* sebesar 5,21 dan *torsional stiffness* sebesar 33.328,35 Nm/deg. Defleksi rangka pada rangka optimasi D sebesar 0,8272 mm. Terdapat pengurangan defleksi sebesar 0,2298 mm.

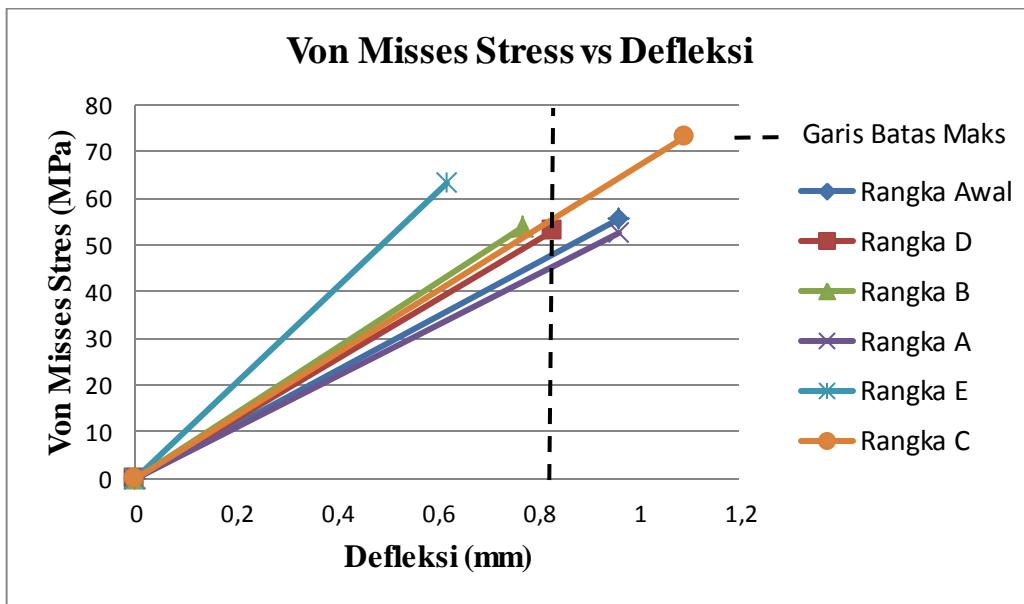
g. Rangka optimasi tipe E

Untuk rangka optimasi E, yaitu rangka yang menggunakan *rectangular hollow* berukuran 50 x 25 x 2,5 mm, hasilnya ditunjukkan pada gambar di bawah.

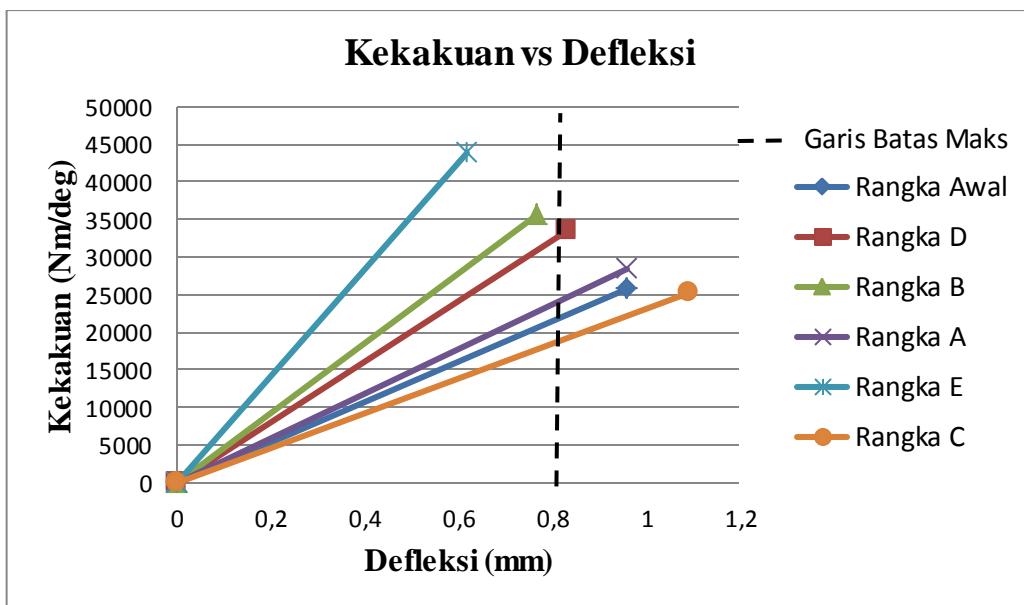


Gambar 10. *Von Mises Stress* dan defleksi maksimum yang terjadi pada rancangan rangka E

Tegangan maksimum yang dialami pada rangka optimasi E meningkat menjadi 63,14 MPa dengan defleksi maksimum sebesar 0,6175 mm. Berdasarkan hasil tegangan, maka diketahui bahwa rangka adalah aman dengan *safety factor* sebesar 4,36 dan *torsional stiffness* sebesar 43.784,31 Nm/deg. Defleksi rangka pada rangka optimasi E sebesar 0,6175 mm. Terdapat pengurangan defleksi sebesar 0,6175 mm.



Gambar 11. Grafik perbandingan *Von Misses Stress* dan Defleksi hasil optimasi



Gambar 12. Grafik perbandingan Kekakuan dan Defleksi hasil optimasi

Optimasi telah dilakukan dan dari hasil grafik gambar 11 dan 12 dibatasi dengan besaran defleksi sebesar 0,9mm angka ini lebih kecil dari defleksi yang terjadi pada rangka mula-mula yakni sebesar 1,057mm. menunjukan bahwa pemilihan defleksi yang terkecil pada pemilihan di bagian kiri garis batas maksimal dimana terletak pada defleksi yang melebihi 0,9 mm. Dimana pada grafik *Von Misses Stress* vs defleksi terdapat rangka B, D, E yang terdapat pada bagian kiri batas maksimal. Sedangkan pada kekakuan vs defleksi terdapat rangka B, D, E yang terdapat pada bagian kiri batas maksimal.

Jika diurutkan maka rangka yang memiliki bobot paling ringan adalah berturut-turut rangka D,E dan B. Namun untuk defleksi yang terkecil adalah pada rangka E.

KESIMPULAN

Dari hasil pengamatan, analisa dan simulasi yang telah dilakukan pada berbagai konsep bentuk rancangan rangka, maka dapat ditarik kesimpulan bahwa semua konsep

perancangan rangka dari berbagai bentuk serta ukuran, ketebalan dan bentuk adalah aman dengan diberikan pembebanan statis. Diantara seluruh konsep rancangan rangka yang telah dibuat dan ditinjau, maka rangka yang menerima beban dengan defleksi yang kecil adalah pada rangka tipe E atau rangka berbentuk 2 garis vertikal. Rangka batang jenis *rectangular hollow* yang berbentuk 2 garis vertikal dengan ukuran tinggi x lebar x tebal: 50 x 25 x 2,5 (mm), maka *von mises stress* yang dialami rangka sebesar 63,14 MPa. Sedangkan defleksi yang terjadi pada rangka sebesar 0,62 mm dan memiliki *torsion stiffness* sebesar 43.784,31 Nm/deg.

Pada rangka dengan defleksi terbesar pada rangka tipe C dengan menggunakan rangka batang jenis *rectangular hollow* yang berbentuk rangka huruf X dengan ukuran tinggi x lebar x tebal: 50 x 25 x 2,5 (mm), maka *Von Mises Stress* yang dialami rangka sebesar 72,89 MPa. Sedangkan defleksi yang terjadi pada rangka sebesar 1,09 mm dan memiliki *torsion stiffness* sebesar 25.089,89 Nm/deg.

DAFTAR PUSTAKA

1. James Larminie and John Lowry, *Electric Vehicle Technology Explained*. UK: John Wiley & Son, Ltd., 2003.
2. Zika Zakiya. (2012, Juni) National Geographic Indonesia. [Online]. <http://nationalgeographic.co.id/berita/2012/06/teknologi-hybrid-berperan-besar-turunkan-polusi-udara>
3. Noor Eddy, "Analisa Struktur Chassis Kendaraan Serbaguna untuk Perkebunan," in *Seminar Nasional Mesin dan Industri*, Jakarta, 2009.
4. Toto Triantoro and War'an Rosihan, "Analisis Kekuatan Chassis Gokart Tipe Kadet Hasil Modifikasi dengan Menggunakan Program Berbasi Finite Element Analysis (FEA)," in *Seminar Nasional Mesin dan Industri*, Jakarta, 2009.
5. Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin, and Ojo Kurdi, "Stress Analysis of Heavy Duty Truck Chassis as A Preliminary Data for Its Fatigue Life Prediction Using FEM," *Jurnal Mekanikal*, vol. 26, pp. 76-85, 2008.
6. N.K. Ingole and D.V. Bhope, "Stress Analysis of Tractor Trailer Chassis for Self Weight Reduction," *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 3, pp. 7218-7225, 2011.
7. Patel Vijaykumar V and R.I. Patel, "Structural Analysis of Automotive Chassis Frame and Design Modification for Weight Reduction," *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 1, no. 3, 2012.
8. M.S.M Sani et al, "Stress Analysis and Modal Transient Response of Car Chassis," in *International Conference on Advance Mechanical Engineering*, Selangor, 2009.
9. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, and Ali Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. New York: Taylor and Francis Group, LLC., 2010.
10. Owen Duffy. (2012, September) Owen Duffy's Web Page. [Online]. <http://transportation.centennialcollege.ca/oduffy/Trailers/Level%201/Frames%20han dout.pdf>
11. Jason C. Brown, A. John Robertson, and Stan T. Serpento, *Motor Vehicle Structure: Concepts and Fundamentals*. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2002.