

Analisa Statik dan Optimasi *Size Chassis* Bus Medium dengan Metode Elemen Hingga

Djoeli Satrijo^a, Ojo Kurdi^{a, b, *}, Ismoyo Haryanto^{a, b}, Toni Prahasto^a, Achmad Widodo^a, Arkanilma Eros Sawungrana^a dan Yogie Adi Wijaya^c

^aDepartemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro
Jalan Prof Sudarto, SH, Tembalang, Semarang, Jawa Tengah, Indonesia

^bNational Center for Sustainable Transportation Technology, Indonesia
Center for Research and Community Services (CRCS) Building, Lv. 2, Institut Teknologi Bandung
Jl. Ganesa No.10, Kota Bandung, Jawa Barat 40132

^cLaksana Bus Body Builder
Jl. Raya Ungaran KM 24.9, Semarang, Indonesia

*E-mail: kurdi@ft.undip.ac.id

Abstract

Chassis is the main component in the bus. In chassis, various types of failures occur due to static or dynamic loading conditions. In this study, the characteristics of static loads were analyzed using the FE method, and after analysis, continued with size optimization. Analysis is done to get stress and displacement with the condition of analysis in the form of two bumped wheels. After the analysis is done, the next step is to look for a factor of safety from the stress of the results of analysis. Stress and displacement analysis results, are then used to determine the constraints used in the optimization process on the chassis. Optimization is done to get the most optimum thickness on the chassis, displacement, and stress. Then compare the safety factors of all data analysis and optimization results, to get the best chassis structure..

Keywords: *Static Analysis; displacement; factor of safety; size optimization; finite element method*

Abstrak

Chassis merupakan komponen utama dalam bus. Chassis, menahan beban dari komponen bus, frame dan penumpang yang ada di atasnya, sehingga chassis harus kuat tetapi ringan, guna mengurangi konsumsi bahan bakar. Oleh karena itu perlu dibuat kajian dan optimasi untuk mendapatkan chassis yang optimal. Sebagai langkah pertama dilakukan analisis tegangan pada chassis bus dengan menggunakan beban statis berupa berat dari frame dan penumpang dan juga menerapkan beban berupa momen bending dengan menggunakan metode elemen hingga. Hasil simulasi berupa tegangan dan displacement menunjukkan keduanya masih dalam batas aman, besarnya tegangan dan displacement yang diperoleh, kemudian digunakan sebagai constraint dalam optimasi size chassis untuk mendapatkan ketebalan optimal bagian bagian chassis. Hasil optimasi berhasil menurunkan berat chassis sebesar 4,25% dari berat awal 445,3 Kg menjadi 426,4 Kg

Kata kunci: Analisis static; perpindahan; faktor keamanan; optimisasi ukuran; metode elemen hingga

1. Pendahuluan

Sektor transportasi meningkat dari hari ke hari untuk memenuhi kebutuhan pasar global. Bus masih menjadi moda utama transportasi antar kota [1]. Penggunaan bus sebagai moda transportasi masal masih menjadi pilihan. Kendaraan ini dari awal perkembangannya hingga saat ini terjadi banyak perubahan. Seperti pada bentuk, dimensi, dan penggerak yang digunakan. Banyak bus saat ini masih digerakkan oleh diesel, namun peralihan era menjadi bus listrik telah berlangsung.

Bus memiliki beberapa bagian, namun chassis dan rangka merupakan bagian penting dari sebuah bus baik dari penahan beban statis dan dinamis, maupun ketika sebuah bus mengalami tabrakan atau kecelakaan [2]. Chassis berfungsi sebagai kerangka yang bekerja untuk menopang bagian kendaraan yang lainnya seperti rangka, mesin serta penumpang. Chassis harus cukup kaku untuk menahan kejutan, twist, getaran dan tekanan lainnya. Fungsi utamanya adalah membawa beban maksimum yang dirancang dengan aman untuk semua kondisi saat beroperasi. Untuk konstruksi rangka chassis itu sendiri harus memiliki kekuatan, ringan dan mempunyai nilai kelenturan. Pertimbangan penting dalam desain chassis adalah memiliki kekakuan lentur yang memadai disertai kekuatan untuk karakteristik handling yang lebih baik. Oleh karena itu tegangan maksimum, dan defleksi merupakan kriteria penting untuk desain chassis [3].

Pada penelitian dijelaskan bahwa optimasi struktur rangka bus yang dilakukan dengan software Hyperworks menghasilkan penurunan massa sebesar 5,4% (reduksi 75 kg) dari massa total sebesar 1390 kg. Mengurangi berat chassis kendaraan dengan batasan (constraint) tegangan maksimum dan defleksi maksimum diperlukan dalam suatu proses optimasi agar didapat massa yang optimum. Dengan menggunakan optimasi struktur (structural optimization),

variabel yang akan dioptimasi adalah ketebalan dari longitudinal member dan *cross member* sebagai penyusun *chassis* bus tersebut, sehingga massa dapat berkurang dan meningkatkan efisiensi energi, meningkatkan dinamika kendaraan serta dapat meningkatkan kinerja kendaraan secara keseluruhan [4]. Optimasi berat kendaraan banyak diteliti oleh para peneliti sebelumnya, dikarenakan berat kendaraan yang ringan akan dapat mengurangi konsumsi bahan bakar [5]–[13].

Dalam penelitian ini, optimasi berat dilakukan dengan bantuan software elemen hingga untuk menganalisis struktur *chassis* bus untuk menentukan besar tegangan maksimum, defleksi maksimum, hingga melakukan optimasi ketebalan untuk mendapatkan massa paling optimum. Software yang dipergunakan adalah ALTAIR Hyperworks v.2019. Analisa statik pada *chassis* bus dilakukan untuk mendapatkan tegangan maksimum, dan defleksi maksimum. Setelah dilakukan analisa statik, kemudian tegangan maksimum dan defleksi maksimum digunakan sebagai batasan untuk dilakukan optimasi guna mendapatkan massa paling minimum dengan metode optimasi *size*. Dengan metode optimasi ini, diharapkan struktur bus memiliki massa yang paling optimum. Banyak peneliti yang melakukan optimasi *size* dengan menggunakan bantuan software elemen hingga dikarenakan keunggulan metode ini, yaitu dapat menghemat biaya dikarenakan dengan metode ini proses optimasi tidak memerlukan adanya prototype dari kendaraan yang akan dioptimasi [4], [8], [21], [22], [12], [14]–[20]

2. Material dan metodologi

2.1. Identifikasi Material

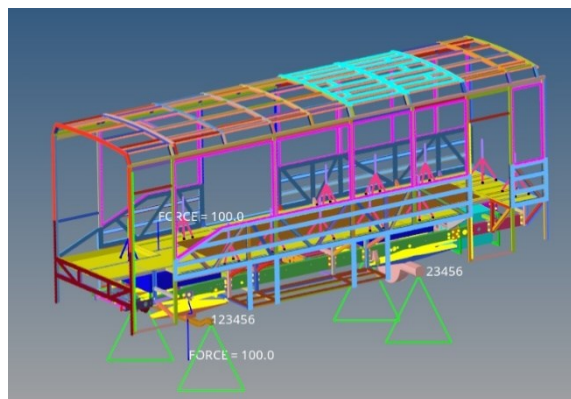
Adapun material yang digunakan pada penelitian ini adalah STALATUBE.EN.1.4162 (DUPLEX) untuk *chassis* bus. Spesifikasi material yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 1 dan Tabel 2.

Tabel 1. Data Karakteristik material STALATUBE.EN.1.4162 (DUPLEX)

Properties	STALATUBE.EN.1.4162 (DUPLEX)
Density	7,85 g/cm ³
Poisson ratio	0,3
Yield Strenght	500 MPa
Tensile Strenght	800 MPa
Modulus Young	210 GPa

2.2. Pemodelan struktur bus medium

Model awal struktur bus ditunjukkan pada gambar 1, model tersebut kemudian dimeshing, didefinisikan materialnya, di-input massa interiornya, diberikan *properties*, diberikan gaya-gaya yang terjadi sesuai dengan kondisi pembebanan nyata.



Gambar 1. Model bus

2.3. Simulasi analisa pembebanan struktur *chassis*

Simulasi analisa pembebanan struktur statik pada *chassis* bus dilakukan untuk mengetahui besar tegangan maksimum dan defleksi yang dimiliki oleh model *chassis* bus pada kondisi-kondisi tertentu. Pada paper ini digunakan *software finite element analysis (FEA)* Altair Hyperworks 2019 untuk melakukan simulasi analisa pembebanan statik (*static structural analysis*). Tahap ini ada beberapa langkah yang harus dilakukan untuk melakukan simulasi analisa pembebanan statik diantaranya: (1) *Input solver deck*; (2) Pendefinisian material; (3) *Input* massa interior; (4) Pendefinisian *properties*; (5) Pembuatan kondisi batas; (6) Pembuatan kondisi pembebanan; Pembuatan *Loadstep*; *Running* program.

2. 4. Analisa konvergensi

Analisa konvergensi dilakukan untuk memastikan, bahwasannya analisa yang dilakukan sudah dalam kondisi konvergen. Adapun variasi ukuran elemen yang diterapkan pada penelitian ini sebesar: 25, 22.5, 20, 17.5, dan 15. Data-data yang diambil berupa data perubahan jumlah elemen pada *chassis*, *full assembly*, dan data *stress*. Dari data-data yang sudah didapatkan tersebut akan diambil 1 kelompok data yang paling konvergen.

2. 5. Analisa statik

Analisa statik dapat dilakukan setelah melakukan analisa konvergensi. Analisa beban statik dilakukan untuk kendaraan dalam kondisi diam. Pada penelitian ini terdapat satu kondisi pembebanan, yaitu *static bending (two wheels bumped)*. Pembebanan dimaksudkan untuk mendapatkan nilai *displacement* dan tegangan maksimum dari struktur *chassis* bus. Gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan pada saat kondisi statik adalah gaya berat akibat percepatan gravitasi dan gaya luar dari kondisi pembebanan.

2. 6. Safety factor hasil analisa

Setelah didapatkan tegangan dan *displacement* dari hasil *running*, kemudian dihitung *safety factor*, yang nantinya akan digunakan untuk menentukan batas atas dan batas bawah (*constraint*) untuk tegangan, pada saat proses optimasi. Perhitungan *safety factor* ini dilakukan dengan manual. Adapun perhitungan dari *safety factor* adalah sebagai berikut:

$$\eta = S/\tau \tag{3.1}$$

Dimana: η = *safety factor* (angka keamanan)
 S = *yield strength* (kekuatan) (N/mm²)
 τ = tegangan (N/mm²)

2. 7. Optimasi chassis bus dengan metode optimasi size

Dalam penelitian ini optimasi struktur *chassis* bus menggunakan optimasi ukuran (*size optimization*), dimana ketebalan dari struktur *chassis* bus menjadi parameter dalam optimasi. Dengan batasan tegangan maksimum dan defleksi maksimum sehingga mendapatkan struktur yang paling ringan. Ada beberapa langkah yang diperlukan untuk menjalankan optimasi, diantaranya adalah: (1) Pendefinisian *design variable*; (2) Pendefinisian *design variable Property Relationship*; (3) Pendefinisian *Optimization Response*; (4) Pendefinisian *Optimization Constraint*; (5) Pendefinisian *Objective Function*; (6) *Running Program* Optimasi.

3. Hasil dan pembahasan

3.1 Analisa konvergensi

Analisa konvergensi diberlakukan untuk meyakinkan dan membuktikan bahwa data analisa *two wheels bumped* yang diambil dari perubahan dimensi elemen sudah dalam kondisi konvergen, dengan variasi elemen sebesar 25, 22.5, 20, 17.5, dan 15.

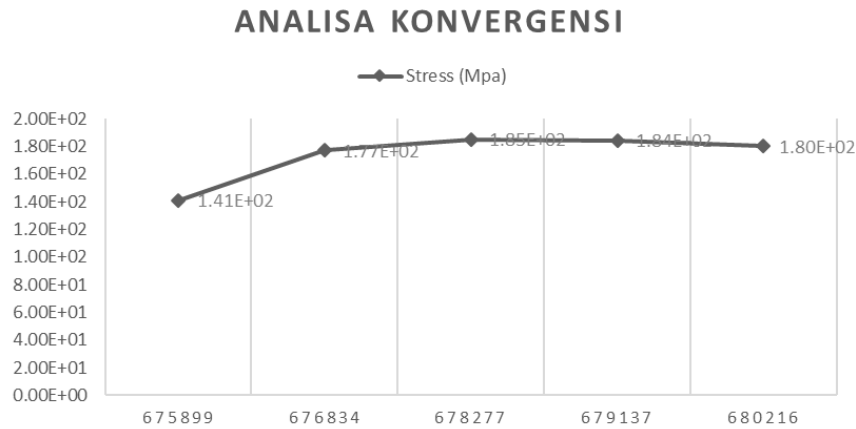
Data-data yang diambil berupa data perubahan jumlah elemen pada *chassis*, *full assembly*, dan data *stress*. Data variasi elemen dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Data variasi elemen

Dimensi Elemen	25	22,5	20	17,5	15
<i>Chassis (Elements)</i>	49325	50260	51703	53089	53642
<i>Full assembly (Elements)</i>	675899	676834	678277	679137	680216
<i>Stress (Mpa)</i>	1,41E+02	1,77E+02	1,85E+02	1,84E+02	1,80E+02

Grafik analisa konvergensi menunjukkan bahwa, perubahan jumlah elemen mempengaruhi besarnya nilai tegangan. Karena sudah tidak ada perubahan yang signifikan, maka dinyatakan bahwa analisa tegangan sudah konvergen.

Dari data konvergensi berikut diambil data dimensi elemen 15 untuk dilakukan analisa dan optimasi dengan pertimbangan bahwa data tersebut sudah konvergen dilihat dari grafik analisa konvergensi. Grafik analisa konvergensi ditunjukkan pada Gambar 2.



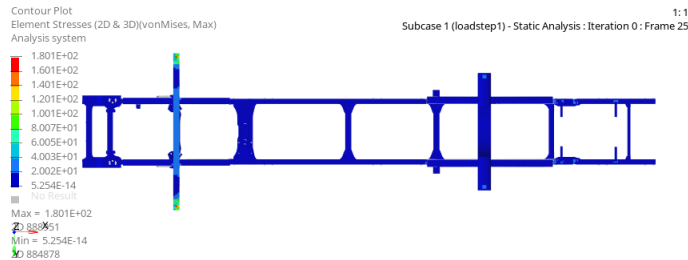
Gambar 2. Grafik analisa konvergensi

3.2 Analisa statik pada struktur *chassis* bus

Analisa beban statik dilakukan pada kendaraan dalam kondisi diam. Pada penelitian ini terdapat satu kondisi pembebanan, yaitu *static bending (two wheels bumped)*. Pembebanan dimaksudkan untuk mendapatkan nilai *displacement* dan tegangan maksimum dari struktur *chassis* bus. Gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan pada saat kondisi statik adalah gaya berat akibat percepatan gravitasi dan gaya luar dari kondisi pembebanan.

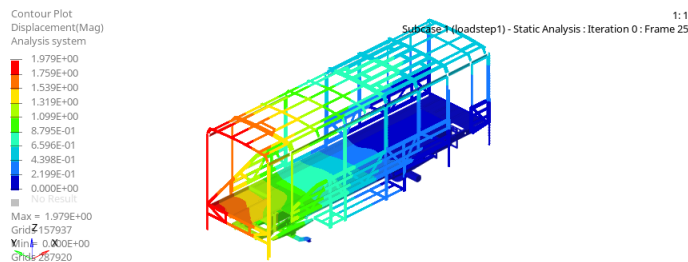
3.2.1 Pembebanan *static bending*

Pada kondisi *two wheels bumped*, diberikan 2 buah gaya kearah sumbu z positif sebesar 100 N pada *axle* depan dari bus [13]. Sehingga gaya-gaya yang bekerja pada kondisi ini adalah gaya berat dari komponen bus dan gaya eksternal tersebut. Setelah dilakukan analisa didapatkan hasil tegangan maksimum sebesar $1,801 \times 10^2$ MPa pada *axle* dari bus. Kondisi tegangan maksimum ditunjukkan pada Gambar 3.

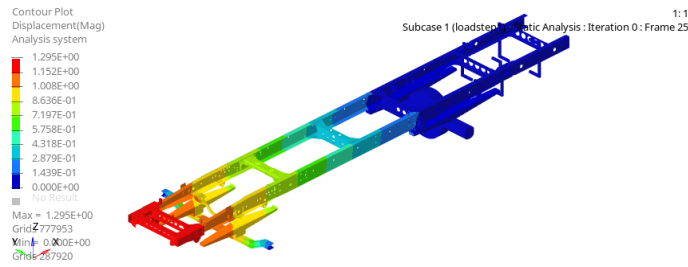


Gambar 3. Tegangan maksimum pada pembebanan *bending*

Kemudian didapatkan nilai *displacement* maksimum sebesar 1,979 mm pada kondisi *full assembly (chassis* dengan struktur atas), sedangkan pada *chassis* saja, *displacement* yang dihasilkan dari proses *running* analisa sebesar 1.295 mm di daerah *chassis* bagian depan. Kondisi *displacement* maksimum *full assembly* dan *displacement* maksimum *chassis* dapat dilihat pada Gambar 4 dan Gambar 5.



Gambar 4. *Displacement* maksimum pada *full assembly*



Gambar 5. Displacement maksimum pada chassis

3.3 Safety factor hasil analisa

Didapatkan tegangan sebesar $1,801E+02$ MPa, displacement sebesar 1,295 mm di chassis dan 1,979 mm pada full assembly, safety factor dapat langsung ditentukan dengan membagi yield strength STALATUBE.EN.1.4162 (DUPLEX) dengan tegangan hasil analisa. Yield strength body dapat dilihat pada Tabel 3.

3.4 Optimasi struktur chassis

Dari hasil analisa statik yang didapat, akan dilakukan optimasi pada struktur chassis dengan tegangan dan displacement. Tujuan yang ingin dicapai setelah dilakukan optimasi adalah meminimalan massa dari struktur chassis. Metode optimasi yang digunakan pada penelitian ini ada metode optimasi ukuran (size). Pada optimasi ini design variable yang ditentukan adalah ketebalan dari struktur chassis. Kemudian dipilih batasan optimasi (constraint) displacement dan tegangan (stress). Constraint displacement berhubungan dengan kekakuan struktur chassis, juga agar displacement tidak melebihi 1,979 mm, sedangkan constraint stress dipilih agar tegangan tidak lebih dari $1,801E+02$ dan nilai safety factor masih masuk kedalam jangkauan yang telah ditentukan. Fungsi objektif dari optimasi ini adalah meminimalan massa keseluruhan dari stuktur chassis. Optimasi dilakukan dua kali dikarenakan hasil perubahan massa yang terjadi sangat kecil pada optimasi pertama, maka optimasi kedua dilakukan, untuk mendapatkan hasil yang lebih baik.

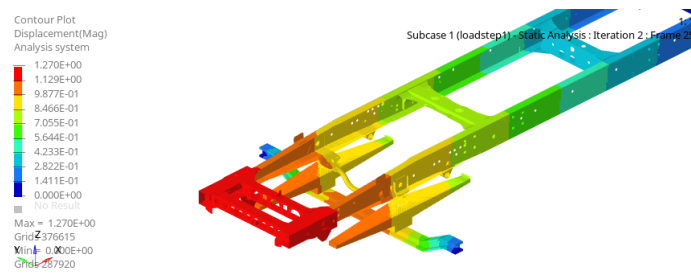
3.4.1 Optimasi I

Optimasi I dilakukan dengan terlebih dahulu mengatur design variable, response, constraints, dan objective function. Adapun nilai design variable, response, constraints, dan objective function, dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Data design variable, response, constraints, dan objective function optimasi I.

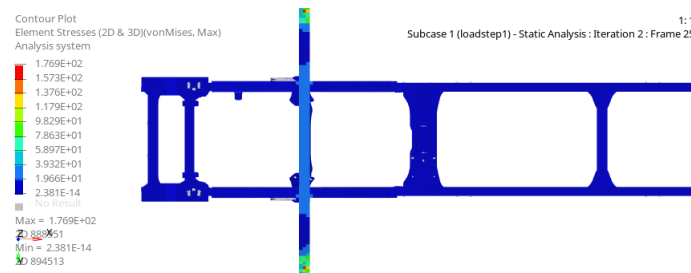
Design variables	Upper bound	Lower Bound
Plat 3.2 mm	3.7 mm	2.7 mm
Plat 3.6 mm	4.1 mm	3.1 mm
Plat 4.0 mm	4.5 mm	3.5 mm
Plat 4.5 mm	5.0 mm	4.0 mm
Plat 6.0 mm	6.5 mm	5.5 mm
Plat 8.0 mm	8.5 mm	7.5 mm
Constraints	Upper bound	Lower Bound
Stress	180.1 MPa	x
Displacement	1.979 MPa	x
Response	<ul style="list-style-type: none"> • Stress • Displacement • Mass 	
Objective function	<ul style="list-style-type: none"> • Minimizing Mass 	

Setelah dilakukan optimasi pertama, didapatkan nilai displacement maksimum sebesar 1,270 mm pada plat 4 mm pada chassis paling depan. Kondisi displacement ditunjukkan pada Gambar 6.



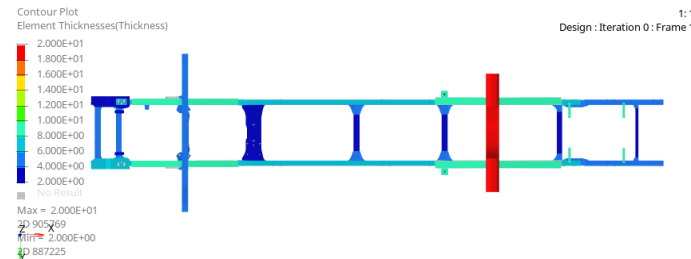
Gambar 6 Displacement maksimum setelah optimasi I

Dan didapatkan nilai *stress* maksimum sebesar $1,769 \times 10^2$ MPa pada *axle* depan. Kondisi *stress* ditunjukkan pada Gambar 9.

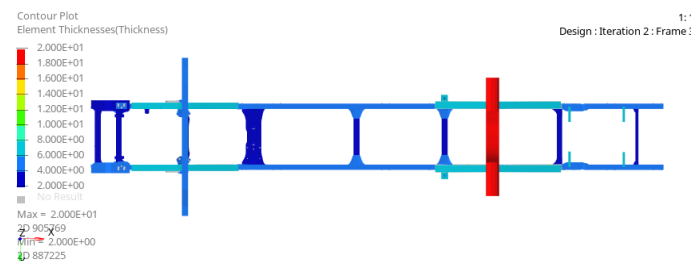


Gambar 7 Kondisi *stress* maksimum setelah optimasi I

Setelah dilakukan optimasi, terjadi perubahan ketebalan pada beberapa bagian *chassis* sesuai dengan *input design variable* yang diberikan. Perubahan ketebalan struktur *chassis* dari iterasi 0 hingga 4 ditunjukkan pada Gambar 8 dan Gambar 9.



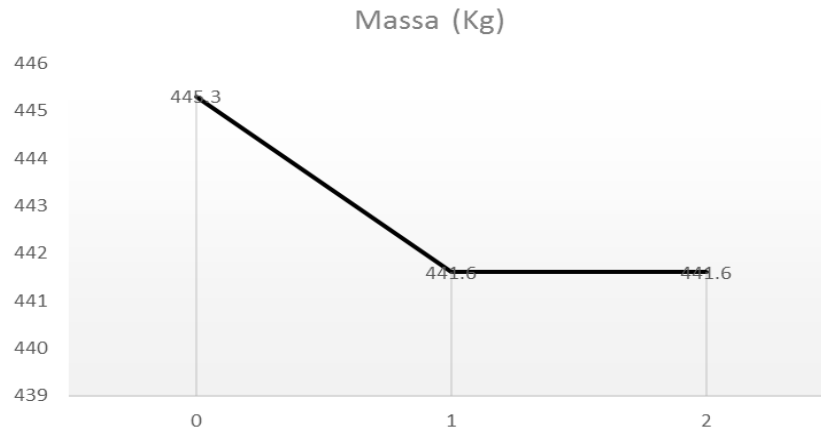
Gambar 8 Ketebalan pada iterasi ke-0



Gambar 9 Ketebalan pada iterasi ke-2

Perubahan ketebalan *chassis* yang terjadi berpengaruh pada massa total *chassis* itu sendiri. Berat *chassis* awal (seluruh *design variables* yang terlibat) sebesar 445,3 Kg, setelah dilakukan optimasi, berat *chassis* menjadi 441,6 Kg. Persentase penurunan massa sebesar 0,82% pada keseluruhan *design variable*.

Grafik hasil optimasi menunjukkan bahwa optimasi *size* pada *chassis* telah konvergen, sehingga data yang didapatkan dari optimasi dinyatakan memenuhi prosedur. Grafik perubahan massa juga menunjukkan bahwa iterasi mulai konvergen saat memasuki iterasi ke-1 hingga iterasi ke-2. Tidak ada batasan yang dilanggar pada optimasi I dengan bukti bahwa *stress* yang dihasilkan sebesar 176,9 MPa dan *displacement* sebesar 1,270 mm Grafik perubahan massa ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10 Grafik konvergensi *objective function* minimizing mass *chassis* bus

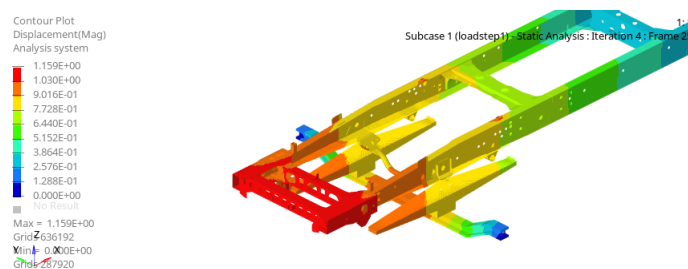
3.4.2 Optimasi II

Dikarenakan perubahan massa terlalu kecil, hanya sebesar 0,82% maka optimasi II dilakukan dengan mengubah *upper bound* dan *lower bound* pada *design variable*. Adapun nilai *design variable*, *response*, *constraints*, dan *objective function*, dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Data *design variable*, *response*, *constraints*, dan *objective function* optimasi II.

<i>Design variables</i>	<i>Upper bound</i>	<i>Lower Bound</i>
Plat 3.2 mm	4.2 mm	1 mm
Plat 3.6 mm	4.6 mm	1 mm
Plat 4.0 mm	5.0 mm	1.5 mm
Plat 4.5 mm	5.5 mm	1.5 mm
Plat 6.0 mm	7.0 mm	2 mm
Plat 8.0 mm	9.0 mm	3 mm
<i>Constraints</i>	<i>Upper bound</i>	<i>Lower Bound</i>
<i>Stress</i>	180.1 MPa	x
<i>Displacement</i>	1.979 MPa	x
<i>Response</i>	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Stress</i> • <i>Displacement</i> • <i>Mass</i> 	
<i>Objective function</i>	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Minimizing Mass</i> 	

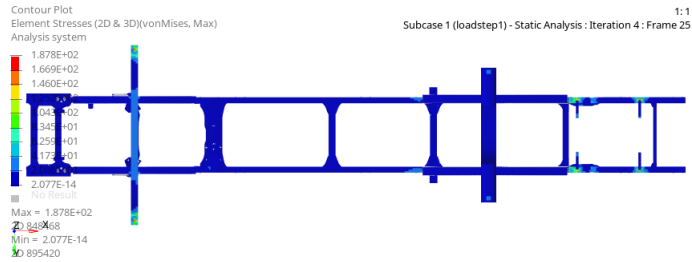
Setelah dilakukan optimasi kedua, didapatkan nilai *displacement* maksimum sebesar 1.159 mm pada plat 4 mm pada *chassis* paling depan. Kondisi *displacement* ditunjukkan pada Gambar 11.



Gambar 2 *Displacement* maksimum setelah optimasi II

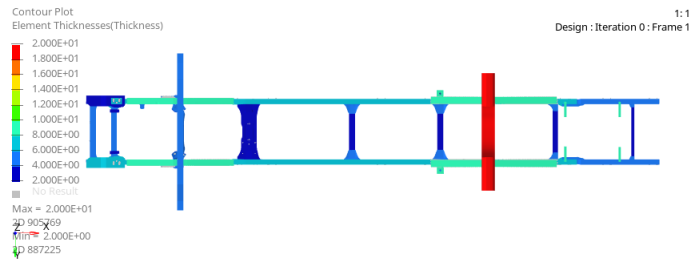
Dan didapatkan nilai *stress* maksimum sebesar $1,878 \times 10^2$ MPa pada plat 4,5 mm dan 6 mm yang tersebar utamanya pada *axle*, *mounting battery* dan *mounting motor*.

Pada optimasi kedua, nilai *stress* naik menjadi 187,8 MPa, dimana nilai tersebut melewati *upper bound* pada *constraint*, yang seharusnya 180,1 MPa. Tegangan optimasi kedua ditunjukkan pada Gambar 12.

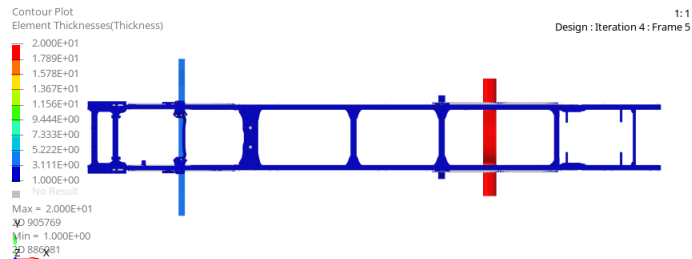


Gambar 12 Kondisi stress maksimum setelah optimasi II

Setelah dilakukan optimasi, terjadi perubahan ketebalan pada beberapa bagian *chassis* sesuai dengan *input design variable* yang diberikan. Perubahan ketebalan struktur *chassis* dari iterasi 0 hingga 4 ditunjukkan pada Gambar 13 dan Gambar 14.

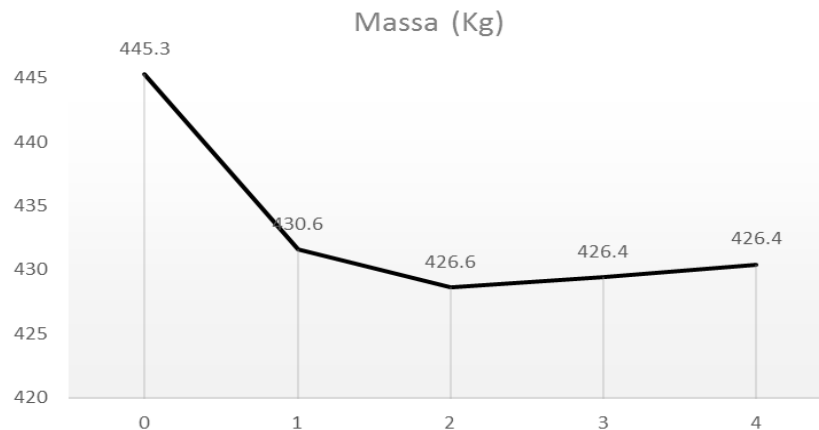


Gambar 13 Ketebalan pada iterasi ke-0



Gambar 14 Ketebalan pada iterasi ke-4

Grafik hasil optimasi menunjukkan bahwa optimasi *size* pada *chassis* telah konvergen, sehingga data yang didapatkan dari optimasi dinyatakan memenuhi prosedur. Grafik perubahan massa juga menunjukkan bahwa iterasi mulai konvergen saat memasuki iterasi ke-3 hingga iterasi ke-4. Namun, dalam proses optimasi II, *upper bound* untuk *stress* dilewati atau dilanggar, batas atas tidak boleh melebihi 180,1 MPa, namun dalam optimasi II, tegangan naik menjadi 187,8 MPa Grafik perubahan massa ditunjukkan pada Gambar 15.



Gambar 15 Grafik perubahan massa *chassis* bus untuk optimasi II

4. Kesimpulan

Optimasi ukuran chassis bus medium dengan metode elemen hingga dengan menggunakan perangkat lunak ALTAIR telah berhasil dilakukan. Hasil simulasi pembebanan statik menunjukkan tegangan maksimum sebesar $1,801 \times 10^2$ MPa terjadi pada *axle* bus dan *displacement* sebesar 1,295 mm pada bagian depan *chassis*. Hasil optimasi dengan menggunakan tegangan dan *displacement* maksimum hasil pembebanan statik menghasilkan pengurangan massa kendaraan sebesar 4,25% dari 445,3 Kg, menjadi 426,4 Kg. Adapun *safety factor* sebelum dilakukan optimasi sebesar 2,78, setelah optimasi I sebesar 2,83 dan setelah dilakukan optimasi II sebesar 2,66, masih dalam kondisi aman.

Ucapan Terima Kasih

Terima kasih disampaikan kepada SHERA, NCSTT, Indonesia yang telah mendanai sebagian dari penelitian ini. Terima kasih juga disampaikan kepada Karoseri Laksana yang telah bekerjasama dengan Departemen Teknik Mesin dan telah menyediakan sebagian fasilitas dan bahan bahan untuk penelitian ini.

Daftar Pustaka

- [1] F. Rebaïne, M. Bouazara, A. Rahem, and L. St-Georges, "Static and Vibration Analysis of an Aluminium and Steel Bus Frame," *World J. Mech.*, vol. 08, pp. 112–135, Jan. 2018, doi: 10.4236/wjm.2018.84010.
- [2] B. Subarkah and T. Prahasto, "Pemodelan Dan Analisa Uji Pendulum Pada Struktur Rangka Bus Menggunakan Metode Elemen Hingga," *J. Tek. Mesin*, vol. 2, no. 2, pp. 160–166, 2014.
- [3] V. Patel and R. Patel, *Structural analysis of a ladder chassis frame*. 2012.
- [4] M. S. B. A. Razak, M. H. Bin Hasim, and N. A. Bin Ngatiman, "Design of Electric Vehicle Racing Car Chassis using Topology Optimization Method," *MATEC Web Conf.*, vol. 97, no. February, 2017, doi: 10.1051/mateconf/20179701117.
- [5] J. Sawulski and M. Ławryńczuk, "Optimization of control strategy for a low fuel consumption vehicle engine," *Inf. Sci. (Ny)*, vol. 493, pp. 192–216, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ins.2019.04.047>.
- [6] F. Del Pero, M. Delogu, and M. Pierini, "The effect of lightweighting in automotive LCA perspective: Estimation of mass-induced fuel consumption reduction for gasoline turbocharged vehicles," *J. Clean. Prod.*, vol. 154, pp. 566–577, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.04.013>.
- [7] H. S. Chong, S. Kwon, Y. Lim, and J. Lee, "Real-world fuel consumption, gaseous pollutants, and CO2 emission of light-duty diesel vehicles," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 53, p. 101925, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101925>.
- [8] H. Talebian, O. E. Herrera, and W. Mérida, "Spatial and temporal optimization of hydrogen fuel supply chain for light duty passenger vehicles in British Columbia," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 47, pp. 25939–25956, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.07.218>.
- [9] T. Wu, X. Han, M. M. Zheng, X. Ou, H. Sun, and X. Zhang, "Impact factors of the real-world fuel consumption rate of light duty vehicles in China," *Energy*, vol. 190, p. 116388, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116388>.
- [10] Y. Huang, N. C. Surawski, B. Organ, J. L. Zhou, O. H. H. Tang, and E. F. C. Chan, "Fuel consumption and emissions performance under real driving: Comparison between hybrid and conventional vehicles," *Sci. Total Environ.*, vol. 659, pp. 275–282, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.12.349>.
- [11] Y. Wang *et al.*, "Fuel consumption and emission performance from light-duty conventional/hybrid-electric vehicles over different cycles and real driving tests," *Fuel*, vol. 278, p. 118340, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118340>.
- [12] S. Nandhakumar, S. Seenivasan, A. Mohammed Saalih, and M. Saifudheen, "Weight optimization and structural analysis of an electric bus chassis frame," *Mater. Today Proc.*, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.404>.
- [13] R. Kawade and P. Student, "Chassis Frame Torsional Stiffness Analysis," *IJSRD-International J. Sci. Res. Dev.*, vol. 3, no. 08, pp. 2321–0613, 2015.
- [14] G. D. Gautam, K. P. Singh, A. Prajapati, and G. Norkey, "Design optimization of roll cage for formula one vehicle by using finite element analysis," *Mater. Today Proc.*, vol. 28, pp. 2068–2076, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.03.052>.
- [15] I. Haryanto, A. Raharjo, O. Kurdi, G. D. Haryadi, S. P. Santosa, and L. Gunawan, "Optimization of Bus Body Frame Structure for Weight Minimizing with Constraint of Natural Frequency using Adaptive Single-Objective Method," *Int. J. Sustain. Transp. Technol.*, vol. 1, no. 1, pp. 9–14, 2018.
- [16] S. Li and X. Feng, "Study of structural optimization design on a certain vehicle body-in-white based on static performance and modal analysis," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 135, p. 106405, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106405>.
- [17] B. R. Miao, Y. X. Luo, Q. M. Peng, Y. Z. Qiu, H. Chen, and Z. K. Yang, "Multidisciplinary design optimization of lightweight carbody for fatigue assessment," *Mater. Des.*, vol. 194, p. 108910, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2020.108910>.

- [18] S. Razak, M. Hasim, and N. A. Ngatiman, "Design of Electric Vehicle Racing Car Chassis using Topology Optimization Method," *MATEC Web Conf.*, vol. 97, p. 1117, Jan. 2017, doi: 10.1051/mateconf/20179701117.
- [19] H. Mishra, "Design Modification for Weight Reduction and Structural Analysis of Eicher 11.10 Chassis Frame," vol. 3, pp. 1614–1618, 2017.
- [20] Y. Ren, Y. Yu, B. Zhao, C. Fan, and H. Li, "Finite Element Analysis and Optimal Design for the Frame of SX360 Dump Trucks," *Procedia Eng.*, vol. 174, pp. 638–647, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.01.201>.
- [21] Z. Yang, B. Deng, M. Deng, and G. Sun, "A Study on Finite Element Analysis of Electric Bus Frame for Lightweight Design," *MATEC Web Conf.*, vol. 175, p. 03049, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201817503049.
- [22] A. H. Kumar and V. Deepanjali, "Design & Analysis of Automobile Chassis," *Int. J. Eng. Innov. Technol.*, vol. 5, no. 1, pp. 187–196, 2016.