

ANALISIS STRUKTUR *CHASSIS SEMI-MONOCOQUE* BUS LISTRIK MEDIUM DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

*Ignatius Devin Gunawan¹, Ismoyo Haryanto², Gunawan Dwi Haryadi²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: rafiziyad@students.undip.ac.id

Abstrak

Pengembangan kendaraan, khususnya kendaraan listrik di Indonesia diatur dalam Peraturan Presiden No. 55 Tahun 2012 tentang Kendaraan. Regulasi ini ditujukan untuk meningkatkan penggunaan kendaraan berbasis baterai (listrik) sebagai alat transportasi umum ataupun pribadi. Pada pengembangan bus listrik ukuran medium ini dibutuhkan sebuah rangka *chassis* yang berfungsi sebagai penopang semua beban kendaraan. *Chassis* harus memiliki kekuatan untuk menahan beban dan dapat mendistribusikan beban yang baik, serta harus cukup kaku untuk menahan kejutan, *twist*, getaran dan tekanan lainnya. Oleh karenanya tegangan maksimum, deformasi, dan kekakuan torsional merupakan kriteria penting untuk desain *chassis*. Tujuan dari penelitian ini adalah Mengetahui model pembebanan dan *constrain* yang bekerja pada *chassis semi-monocoque*, mengetahui nilai tegangan, deformasi, dan *safety factor* dari *chassis semi-monocoque* yang dirancang terhadap pembebanan vertikal dan lateral, serta mengetahui nilai kekakuan torsional *chassis semi-monocoque* dalam menahan beban torsi. Pembebanan vertikal berasal dari gaya normal keseluruhan komponen yang ditopang *chassis* bus. Pembebanan lateral berasal dari gaya normal dan gaya sentrifugal yang dialami bus ketika berbelok dengan kecepatan dan radius belok ackerman tertentu. Pembebanan torsional berdasarkan distribusi gaya yang diterima pada bagian depan dan belakang suspensi bus listrik untuk menentukan nilai *front torsional stiffness* dan *rear torsional stiffness*. Bus listrik medium menggunakan 2 material penyusun struktur *chassis*, yaitu SS 201 dan SPA-H dengan variasi ketebalan 1 mm – 8 mm. Simulasi dilakukan menggunakan *software* ANSYS Workbench 2021 R2. Analisa pembebanan vertikal menunjukkan *chassis semi-monocoque* mengalami distribusi tegangan sebesar 126,36 MPa, deformasi total sebesar 2,472 mm, deformasi arah Z terbesar pada 2,044 mm, dan *safety factor* 2,31. Analisa pembebanan lateral dengan variasi kecepatan dan radius belok ideal dalam menghadapi beban lateral terbesar senilai 13394,364 N dengan kecepatan sebesar 5,55 m/s dan radius belok 15 m, menunjukkan bahwa *chassis* mengalami distribusi tegangan maksimal 136,04 Mpa, deformasi total 2,199 mm, dan *safety factor* sebesar 2,146. Analisa pembebanan torsional menghasilkan nilai *front torsional stiffness* sebesar 11,589 kNm/deg dan *rear torsional stiffness* sebesar 6,525 kNm/deg. Berdasarkan keseluruhan analisa, *chassis semi-monocoque* bus listrik medium dinyatakan tergolong aman untuk digunakan.

Kata kunci: bus listrik; chassis semi-monocoque; kekakuan torsional; pembebanan vertical; pembebanan lateral

Abstract

The development of electric vehicles in Indonesia are regulated in Presidential Regulation no. 55 of 2012 about Vehicle. This regulation is intended to increase the use of battery-based (electric) vehicles as means of public or private transportation. In the development of this medium size electric bus, a chassis frame is needed to functions as a support for all vehicle loads. Chassis must have the strength to withstand loads and can distribute loads well, and must be rigid enough to withstand shock, twist, vibration and other stresses. Therefore, maximum stress, deformation, and torsional stiffness are important criteria for chassis design. The aim of this study is to determine the load and constraint models that work on a semi-monocoque chassis, to determine the value of stress, deformation, and safety factor of a semi-monocoque chassis designed for vertical and lateral loading, and to determine the value of torsional stiffness of a semi-monocoque chassis in withstand of torsional loads. The vertical load comes from the normal force of the entire component supported by the bus chassis. Lateral load comes from the normal force and centrifugal force experienced by the bus when turning with a certain Ackerman turning speed and turning radius. Torsional loads are based on the distribution of forces received at the front and rear of the electric bus suspension to determine the value of front torsional stiffness and rear torsional stiffness. The medium electric bus uses 2 materials that make up the chassis structure, namely SS 201 and SPA-H with a thickness variation of 1 mm – 8 mm. The whole simulations were done by using ANSYS WORKBENCH 2021 R2 software. Analysis of

vertical loading shows that the semi-monocoque chassis experiences a maximum stress distribution of 126.36 MPa, a total deformation of 2.472 mm, the largest Z-direction deformation at 2.044 mm, and a safety factor of 2.31. Analysis of lateral loading with variations in speed and ideal turning radius in the face of the largest lateral load of 13394.364 N with a speed of 5.55 m/s and a turning radius of 15 m, shows that the chassis experiences a maximum stress distribution of 136.04 Mpa, total deformation is 2.199. mm, and the safety factor is 2.146. The torsional load analysis produces a front torsional stiffness of 11.589 kNm/deg and a rear torsional stiffness of 6.525 kNm/deg. Based on the overall simulations and analysis, the medium electric bus semi-monocoque chassis is declared safe to use.

Keywords: Chassis semi-monocoque; electric bus; lateral load; torsional stiffness; vertical load

1. Pendahuluan

Peningkatan jumlah penduduk yang signifikan dari tahun ke tahun menyebabkan pemadatan disebuah wilayah, terutama pada kota-kota metropolitan. Berdasarkan perkiraan Persrikatan Bangsa-Bangsa (PBB), pada tahun 2050 akan terjadi lonjakan besar hingga 68% penduduk yang tinggal di daerah perkotaan. Peningkatan ini akan menimbulkan sebuah masalah baru, seperti kepadatan penduduk, kemacetan, polusi, dan lain sebagainya. Salah satu cara untuk menyikapi hal tersebut, diperlukannya sebuah transportasi yang mampu menampung banyak orang. Salah satu bagian dari transportasi yang dapat mengurangi kepadatan jalan dan pengurangan polusi udara adalah bus. Total kapasitas yang mampu mengakomodasi lebih dari tujuh orang, bus menjadi pilihan transportasi yang paling efektif dalam kebutuhan mobilitas manusia [1]. Namun, penggunaan transportasi umum darat yang terlalu banyak juga menimbulkan dampak buruk lainnya, yaitu peningkatan polusi udara akibat karbon emisi yang dihasilkan. Oleh karenanya diperlukan alternatif solusi akan permasalahan tersebut.

Kendaraan listrik sendiri dinilai sebagai alternatif cara untuk mengatasi permasalahan krisis energi dan lingkungan, hal ini dikarenakan karakteristik dari kendaraan yang konsep “zero-emmission” [2]. Lain halnya dengan kendaraan dengan basis bahan bakar yang menghasilkan berbagai macam gas polutan, seperti NO_x, CO, dan HO. Kendaraan listrik meningkatkan nilai efisiensi penggunaan energi dari baterai menuju roda hingga 77% dibandingkan dengan *internal combustion engine* (ICE). Tingginya level efisiensi kendaraan listrik disebabkan oleh sedikitnya energi yang terbuang dari sumber daya menuju roda [3].

Berbagai macam kendaraan listrik mulai menarik banyak perhatian mulai dari negara berkembang hingga negara maju untuk berlomba menciptakan kendaraan listrik yang efisien dan dapat diandalkan. Perkembangan kendaraan listrik di Indonesia diatur dalam Peraturan Presiden No. 55 Tahun 2009 tentang Kendaraan. Regulasi ini ditujukan untuk meningkatkan penggunaan kendaraan berbasis baterai (listrik) sebagai alat transportasi umum ataupun pribadi.

Pada perancangan bus listrik dibutuhkan sebuah rangka *chassis* yang berfungsi sebagai penopang semua beban kendaraan. *Chassis* harus memiliki kekuatan untuk menahan beban dan dapat mendistribusikan beban yang baik, serta harus cukup kaku untuk menahan kejutan, *twist*, getaran dan tekanan lainnya. Oleh karenanya tegangan maksimum, dan defleksi merupakan kriteria penting untuk desain *chassis* [4]. Selain itu *chassis* juga berfungsi untuk menjaga agar mobil tetap stabil, dan tidak mengalami pembebanan yang berlebihan [5]. Di sisi lain berat rangka *chassis* juga harus dipertimbangkan untuk tetap menjaga berat total dari bus listrik sesuai ketentuan. Bus listrik yang terlampaui berat akan mengurangi performa dari baterai dan membuat jarak tempuh dan akselerasi tetap optimal. Pemilihan material dan ukuran ketebalanyang tepat pada rangka *chassis* dapat membantu optimasi pembebanan dan juga kekuatan dari rangka *chassis* sendiri. Apabila pembebanan yang diberikan pada material berlebihan, material dapat berdeformasi melebihi nilai ambang tegangan luluh, dan menimbulkan *failure*.

Chassis sendiri memiliki jenis yang beragam sesuai dengan kebutuhan kendaraan, jenis *chassis* yang paling umum ditemukan adalah *ladder* dan *monocoque*. Struktur *chassis* bus listrik *monocoque* memiliki kelebihan bobot paling ringan, *handling* lembut, dan *ground clearance* lebih rendah, sedangkan untuk kekurangannya adalah sangat sulit diperbaiki, sulit untuk dilakukan perombakan dan struktur rangka yang kompleks. Di sisi lain, struktur *chassis* kendaraan bus yang paling umum ditemukan adalah rangka *ladder*, rangka jenis ini lebih mudah didesain, cocok untuk kendaraan berat, serta lebih mudah untuk diperbaiki, namun untuk kekurangannya, yaitu rangka memiliki massa yang lebih berat, kekakuan yang rendah, dan mudah terguling [6]. Untuk mengatasi kekurangan dan memaksimalkan kelebihan dari 2 tipe rangka *chassis* tersebut, dilakukannya modifikasi rangka dan dihasilkan sebuah inovasi baru, yaitu *chassis* semi-*monocoque*.

2. Bahan dan Metode Penelitian

2.1 Identifikasi Material

Material untuk perancangan *chassis* kendaraan menggunakan material SS 201 dan SPA-H. Material stainless steel 201 sudah tersertifikasi oleh ISO, AISI, ASTM, GB, EN, DIN, dan JIS. SS 201 memiliki keunggulan, antara lainnya adalah ketahanan akan noda, tahan karat/korosi, kekuatan yang tinggi, dan ketahanan benturan. SS 201 pada umumnya digunakan untuk keperluan kontruksi logam yang tahan lama dan anti-oksidasi, Pada material SPA-H dengan

standar JIS G3125, digunakan dibagian *chassis* yang akan menopang beban axle kendaraan. Material ini memiliki ketahanan korosi yang tinggi di kondisi tekanan dan suhu atmosfer. Material SPA-H digunakan pada bidang manufaktur, arsitektur, tiang baja, dan struktur lainnya.

Tabel 1. Properti Material SS 201

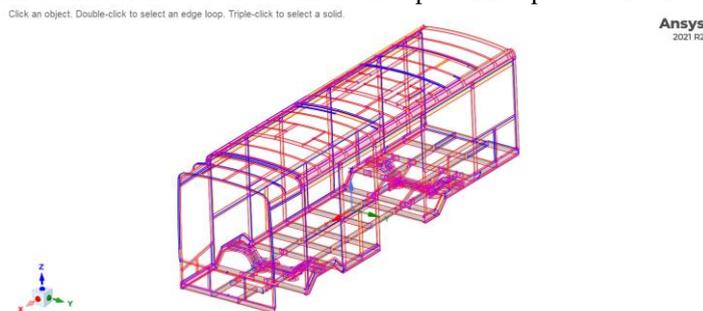
Properti	SS 201
Densitas	7,86 g/cm ³
Modulus Young	200 Gpa
Modulus Elastisitas	193-200 Gpa
<i>Elongation</i>	56 %
<i>Poisson Ratio</i>	0,27
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	685 Mpa
<i>Yield Strength</i>	292 Mpa

Tabel 2. Properti Material SPA-H

Properti	SPA-H
Densitas	7,9 g/cm ³
Modulus Young	190 Gpa
Modulus Elastisitas	193-200 Gpa
<i>Elongation</i>	15-22 %
<i>Poisson Ratio</i>	0,29
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	490 Mpa
<i>Yield Strength</i>	355 Mpa

2. 2. Pemodelan struktur bus medium

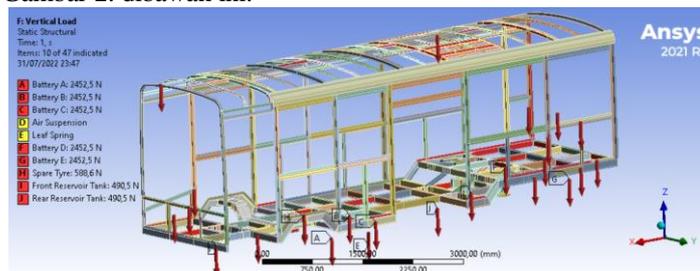
Proses pemodelan Autodesk Inventor Professional 2020 untuk membuat struktur CAD *chassis* semi-*monocoque*. Struktur *chassis* sendiri terdiri dari 4 bagian utama, yaitu *underframe assy*, *sidewall assy*, *roof assy*, dan *maskara assy*. Desain solid yang telah dibuat, selanjutnya diubah menjadi *surface* element. Hal ini diperlukan untuk membuat proses simulasi pada proses berikutnya menjadi lebih ringan. Perubahan dari solid menjadi *surface* dilakukan dengan bantuan software ANSYS Spaceclaim. Pemodelan *chassis* bus medium dapat dilihat pada Gambar



Gambar 1. Model *surface chassis* bus medium

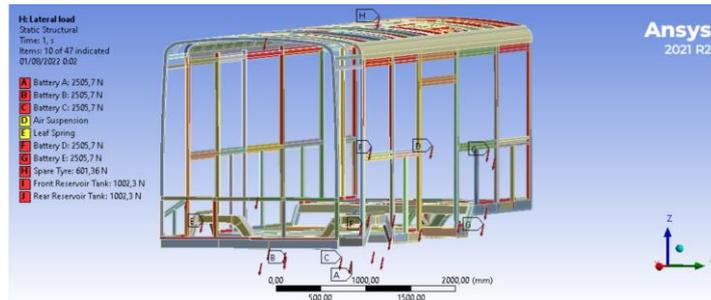
2. 3. Pembebanan

Pembebanan berasal dari keseluruhan komponen bus medium dengan total massa 6522,7 Kg dan *displacement* diberikan pada bagian *air suspension* dan *leaf spring*. Pembebanan vertikal dipengaruhi oleh massa atau pembebanan yang bekerja pada *chassis* kendaraan, dengan asumsi percepatan gravitasi sebesar 9,81 m/s² [7]. Setup pembebanan vertikal dapat dilihat pada Gambar 2. dibawah ini.



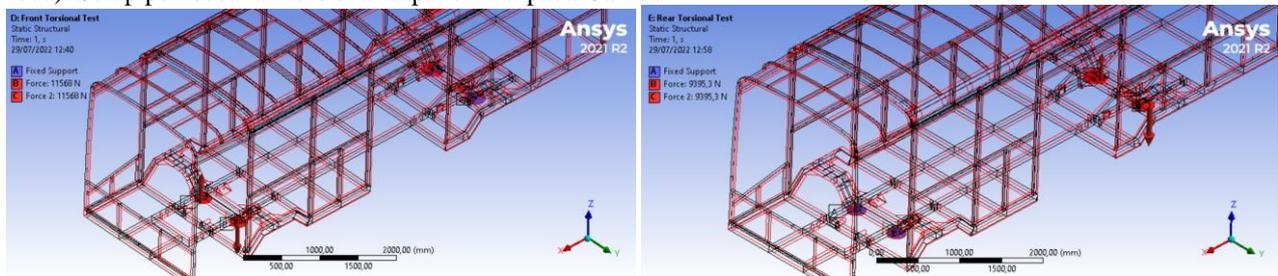
Gambar 2. Setup pembebanan vertikal

Proses *setup lateral load* dilakukan dengan mengaplikasikan pembebanan dari kondisi kendaraan berbelok yang menimbulkan gaya sentrifugal dari COG komponen mobil yang berlawanan arah dengan arah belok kendaraan dan gaya normal kendaraan[7]. Pembebanan lateral load berasal dari 3 kondisi belok ideal yang berbeda dengan variasi kecepatan dan radius belok. *Setup* pembebanan lateral dapat dilihat pada Gambar 3. dibawah ini.



Gambar 3. Setup pembebanan lateral.

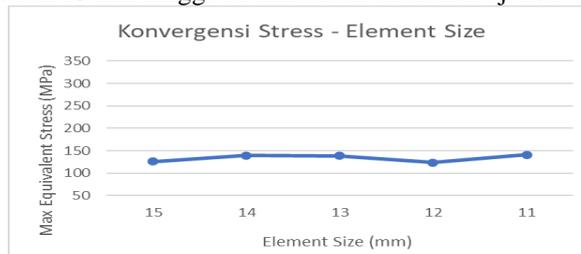
Beban torsi akan mencoba untuk memutar salah satu ujung sasis dengan ujung lainnya [8]. Terdapat 2 kasus yang diberikan, yaitu *front torsional load* dan *rear torsional load*. *front torsional load* diberikan beban *twist* pada bagian axle depan dan tumpuan pada axle belakang, sedangkan *rear torsional load* diberikan beban *twist* pada bagian axle belakang. Peran suspensi sangat berpengaruh pada kasus torsional ini. Suspensi berfungsi untuk memastikan seluruh ban tetap dalam keadaan rata terhadap tanah, tetapi jika *chassis* torsional spring terlalu lemah, *chassis* akan mencoba mengendalikan transfer beban lateral dan kemungkinan menghalangi kinerja optimal suspensi. Pembebanan pada tiap sisinya sebesar $0,25 W_{GVW}$ hingga $1 W_{GVW}$ dengan increment sebesar 0,25. Nilai $1 W_{GVW}$ adalah 37.851,17 N pada bagian tumpuan belakang, dan 26.136,51 N pada bagian tumpuan depan (maksimal beban yang diterima sepasang roda). Setup pembebanan torsional dapat dilihat pada Gambar 4.



(a) (b)
 Gambar 4. (a) *front torsional load*, (b) *rear torsional load*

2. 4. Analisa konvergensi

Uji konvergensi diperlukan untuk memastikan kualitas meshing yang dihasilkan sudah baik atau belum. Kualitas meshing akan berpengaruh pada tingkat akurasi simulasi, sehingga kualitas meshing harus dipastikan baik dengan indikator nilai *skewness*. Apabila perbedaan hasil analisis berada pada rentang yang masih dapat diterima, maka dapat disimpulkan bahwa mesh yang digunakan telah mendiskritisasi problem structure dengan baik [9]. Geometri dilakukan meshing mulai dari ukuran 15 mm hingga 11 mm untuk dilakukan uji konvergensi.



Gambar 5. Grafik hasil konvergensi

2. 5. Simulasi analisa statis

Analisa statis dilakukan dengan simulasi menggunakan software ANSYS Workbench 2021 R2 bagian *static structural*. Hardware yang digunakan adalah Laptop Lenovo Yoga Slim 7 dengan spesifikasi CPU Intel Core i5, GPU

Nvidia Geforce Mx 350, dan RAM 8 GB. Proses simulasi menggunakan ANSYS Workbench terbagi menjadi 6 alur, yaitu *engineering data, geometry, model, setup, dan solution & results*.

2. 6. Perhitungan *Torsional Stiffness*

Torsional stiffness adalah besarnya defleksi yang terjadi pada rangka ketika mengalami beban puntir [10]. Adapun efek atau pengaruh dari *torsional stiffness* yakni adalah pada saat belok dan melewati bump [11]. Nilai dari *torsional stiffness* pun juga beragam dan tidak ada standar yang membatasi nilai minimum dari *torsional stiffness* sebuah mobil. Hal tersebut dikarenakan dari setiap mobil memiliki dimensi, material dan beban yang berbeda. Berikut persamaan yang digunakan untuk menentukan *torsional stiffness*:

$$\theta = \arctan \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{L}$$

$$T = \frac{F_1 + F_2}{2} L$$

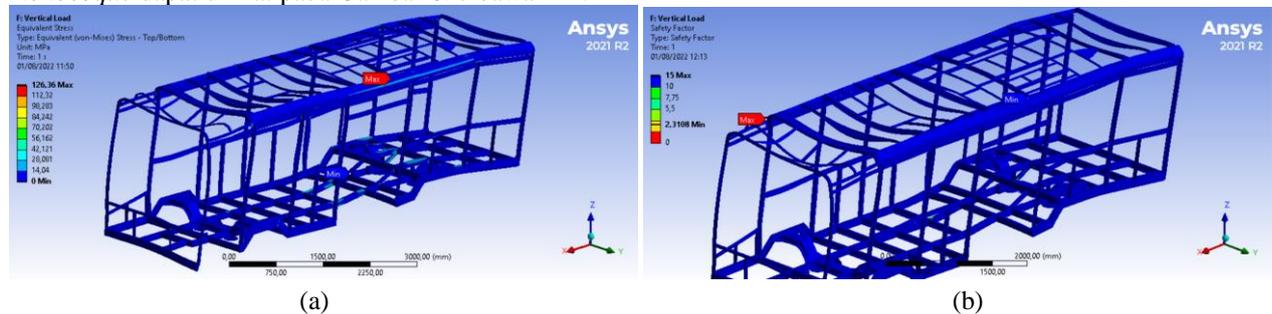
$$K = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

Dimana: θ = *Angle of twist* (derajat)
 Δy = Defleksi (mm)
 L = Jarak antar beban (mm)
 T = Gaya torsi (Nm)
 K = *Torsional Stiffness* (kNm/derajat)

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Hasil *Vertical Load*

Distribusi gaya atau *equivalent stress* dan *safety factor* akibat pembebanan gaya vertikal pada *chassis* semi-*monocoque* dapat dilihat pada Gambar 6. dibawah ini.

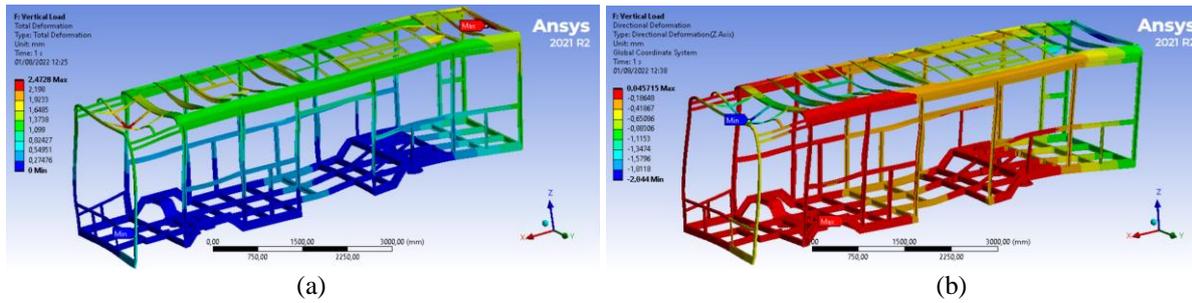


Gambar 6. (a) *Equivalent stress*, (b) *Safety Factor*

Berdasarkan hasil simulasi *vertical load*, terjadi distribusi gaya maksimal pada bagian *roof* sebesar 126,36 MPa. Pesebaran gaya paling besar pada bagian sambungan *roof* dengan sidewall. Bagian ini juga adalah letak dimana titik mounting komponen AC pada bus listrik medium dan pembebanan distribusi merata dari komponen plafon. Komponen AC memiliki berat sebesar 2452,5 N dan komponen plafon seberat 2275,9 N, kedua pembebanan tersebut ditopang pada bagian *roof* dengan ketebalan plat baja SS 201 yang digunakan adalah 2 mm. Nilai tersebut masih tergolong aman karena berada jauh dibawah *yield strength* material SS 201, yang memiliki kekuatan 292 MPa. Hal ini menunjukkan bahwa dapat dipastikan tidak terjadi pada titik tersebut. Sedangkan, pada bagian *underframe* memiliki pesebaran gaya yang paling sedikit.

Sama halnya dengan *safety factor*, nilai terkecil terjadi pada bagian yang mengalami distribusi gaya terbesar. Nilai *safety factor* yang dihasilkan adalah 2,31, yang didapatkan dari perbandingan distribusi gaya dengan *yield strength* material. Hal ini menunjukkan bahwa komponen tersebut masih bisa menerima gaya hingga 2,31 kali sebelum mengalami kegagalan atau patah. Nilai *safety factor* yang dihasilkan masih tergolong aman karena standar yang digunakan untuk kendaraan bus, *safety factor* harus diatas 1,5. Sedangkan nilai *safety factor* terbesar terletak pada bagian atas maskara bus. Bagian ini hanya menopang pembebanan distribusi merata dari komponen plafon saja, sehingga tidak terjadi distribusi gaya yang besar.

Deformasi akibat pembebanan gaya vertikal pada *chassis* semi-*monocoque* dapat dilihat pada Gambar 7. dibawah ini.



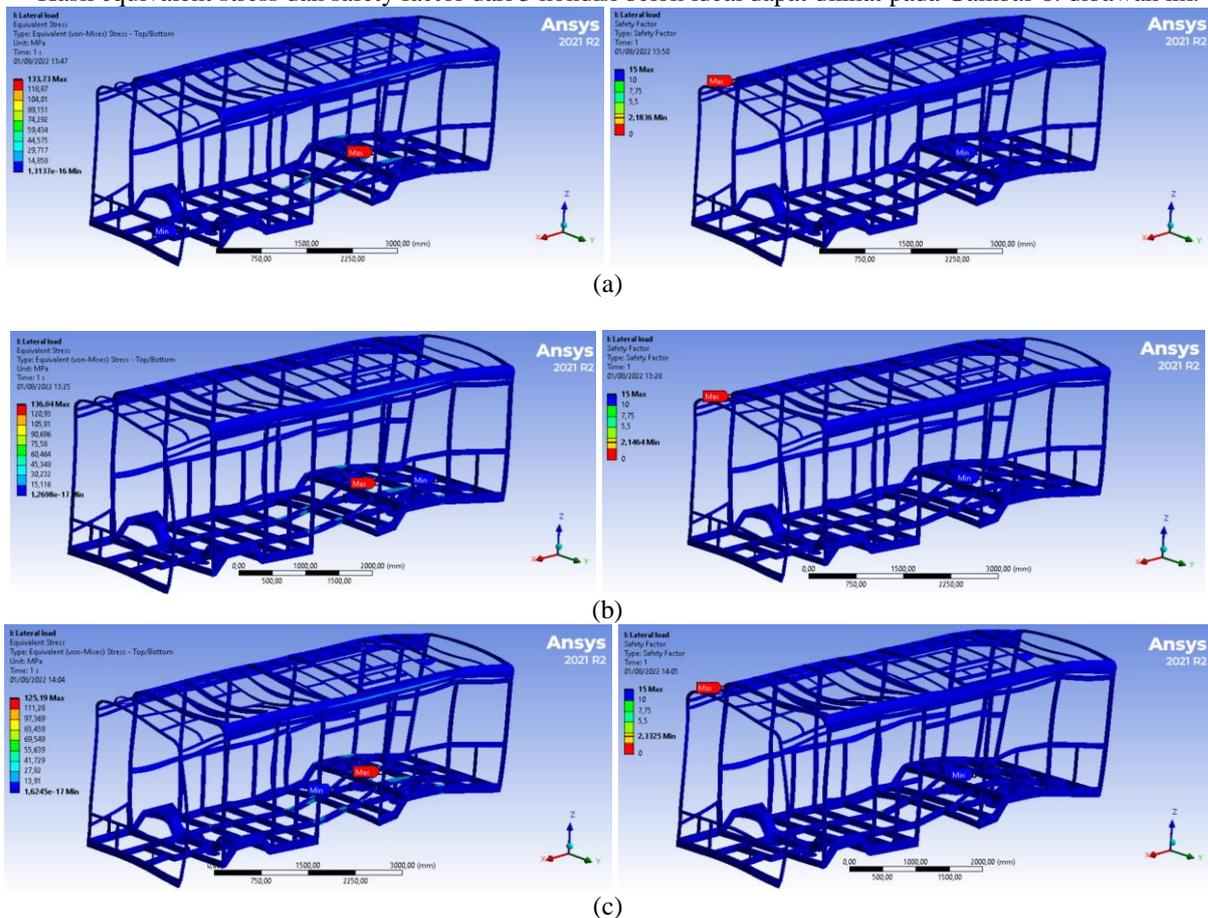
Gambar 7. (a) Deformasi total, (b) Directional deformation

Berdasarkan hasil pembebanan vertikal, area yang mengalami deformasi total terbesar terletak pada bagian belakang *roof*, yaitu dengan nilai 2,4728 mm. Bagian tersebut merupakan susunan plat baja SS 201 dengan ketebalan 1 mm. bagian *roof* lainnya juga mengalami deformasi yang tergolong kecil, yaitu dengan kisaran 1-1,6 mm. Sedangkan bagian *underframe* depan mengalami deformasi terkecil dibandingkan bagian lain. Hal ini dikarenakan pada bagian tersebut adalah letak titik support dari *front leaf spring* dan bagian depan *underframe* tidak menerima pembebanan sebesar bagian belakang *underframe*. Hasil dari *directional deformation* juga dianalisis dalam pembebanan vertikal. *Directional deformation* searah sumbu Z dikarenakan pembebanan vertikal searah sumbu Z (-). Hasil dari deformasi searah sumbu Z menunjukkan adanya deformasi tertinggi kearah Z (-) pada bagian atas maskara bus, yaitu sebesar 2,044 mm, selain itu juga terjadi deformasi searah Z (+) pada bagian *underframe chassis* yang terletak pada area *mounting support air suspension*, sebesar 0,04 mm.

Apabila ditinjau dengan teori beam deflection nilai deformasi yang diizinkan adalah kurang dari 30,947 mm yang berasal dari perkalian panjang beam (body) sebesar 7368,5 mm dan defleksi indeks untuk *chassis* kendaraan sebesar 0.0042. Sedangkan deformasi total dan deformasi arah sumbu Z hanya menunjukkan hasil paling besar senilai 2,478 mm dan 2,044 mm.

3.2 Hasil Lateral Load

Hasil equivalent stress dan safety factor dari 3 kondisi belok ideal dapat dilihat pada Gambar 8. dibawah ini.



Gambar 8. Equivalent stress dan safety factor (a) Kecepatan 4,17 m/s dan radius 8,93 m, (b) kecepatan 5,55 m/s dan radius 15 m, (c) kecepatan 8,33 m/s dan radius 44,6 m

Berdasarkan hasil simulasi, terlihat bahwa kondisi berbelok dengan kecepatan 5,55 m/s dan radius 15 m memiliki hasil terbesar, dimana tegangan mencapai 136,04 MPa yang terletak pada bagian *underframe chassis* bagian belakang dekat dengan axle belakang kendaraan. Pada bagian tersebut terkena banyak pembebanan seperti berasal dari *mounting* baterai seberat 250 kg, motor listrik 223,9 kg, dan distribusi merata berasal dari lantai, bangku, *bracket*, *cabling*, serta penutup. Bagian tersebut tersusun dari material SS 201 dengan ketebalan 4,5 mm yang memiliki nilai *yield strength* sebesar 292 MPa. Nilai distribusi tegangan yang dihasilkan masih jauh dibawah nilai dari kekuatan luluh material SS 201. Selain itu, hasil *safety factor* yang dihasilkan juga cukup tinggi dengan nilai 2,146. *Safety factor* terkecil terletak pada bagian yang sama dengan letak distribusi tegangan maksimal.

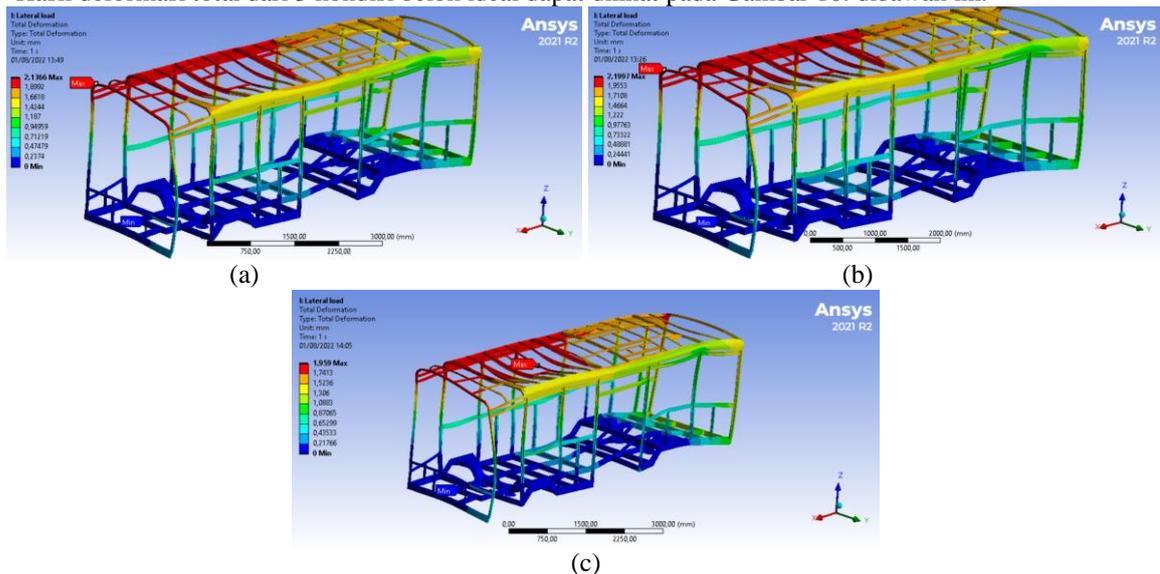


Gambar 9. Grafik perbandingan *equivalent stress* dan *safety factor*

Berdasarkan hasil tiga variasi kecepatan dan radius belok dengan kondisi belok ideal, maka didapatkan grafik perbandingan antara kecepatan, radius belok, *equivalent stress*, dan *safety factor*. Grafik dapat dilihat pada Gambar 9. diatas ini. Distribusi tegangan terbesar dan *safety factor* terkecil terjadi ketika kendaraan berbelok dengan kecepatan 5,55 m/s dan radius belok 15 m. Sedangkan, untuk distribusi tegangan terkecil dan *safety factor* terbesar terjadi ketika kendaraan berbelok dengan kecepatan 8 m/s dan radius belok 44,6 m.

Grafik menunjukkan bahwa besar distribusi gaya dipengaruhi dengan gaya lateral yang terjadi. Besarnya gaya lateral berbanding lurus dengan tegangan yang dihasilkan. Di lain hal, besarnya gaya lateral tergantung dengan kecepatan dan radius belok yang dialami kendaraan. Terlihat bahwa semakin besar kecepatan maka radius belok semakin kecil untuk mencapai kondisi belok ideal. Oleh sebab itu, dapat dikatakan besar kecepatan akan berbanding terbalik dengan radius belok yang terjadi. Sedangkan untuk nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan.

Hasil deformasi total dari 3 kondisi belok ideal dapat dilihat pada Gambar 10. dibawah ini.

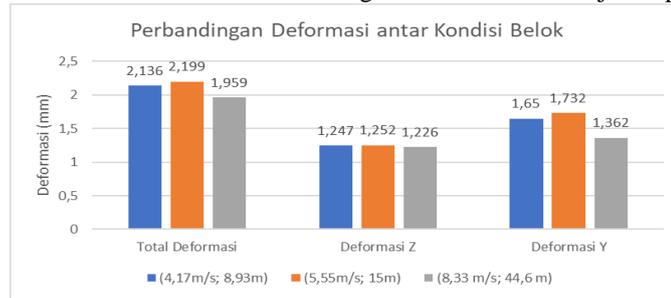


Gambar 10. Deformasi total (a) Kecepatan 4,17 m/s dan radius 8,93 m, (b) kecepatan 5,55 m/s dan radius 15 m, (c) kecepatan 8,33 m/s dan radius 44,6 m

Berdasarkan hasil pembebanan lateral kondisi berbelok dengan kecepatan 5,55 m/s dan radius belok 15 m memiliki nilai deformasi terbesar dibandingkan dengan kondisi belok lainnya. Area yang mengalami deformasi total terbesar terletak pada bagian atas maskara, yaitu dengan nilai 2,199 mm dapat dilihat pada Gambar 4.13(a). Bagian tersebut merupakan susunan plat baja SS 201 dengan ketebalan 2 mm. Bagian *roof* dan maskara lainnya juga mengalami deformasi total yang tidak berbeda jauh, yaitu dengan kisaran 1,7 mm - 2 mm. Sedangkan bagian *underframe* depan mengalami deformasi terkecil dibandingkan bagian lain. Hal ini dikarenakan pada bagian tersebut

adalah letak titik *support* dari *front leaf spring* dan bagian depan *underframe* tidak menerima pembebanan sebesar bagian belakang *underframe*.

Grafik perbandingan deformasi total dan arah dari ketiga kondisi belok ditunjukkan pada Gambar 11. dibawah ini.

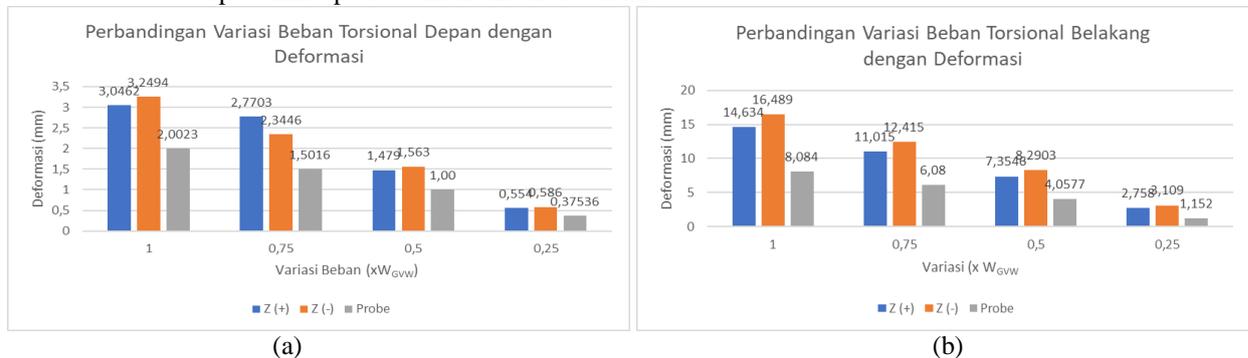


Gambar 11. Perbandingan deformasi dengan kondisi belok

Berdasarkan grafik terlihat bahwa besar deformasi total, deformasi arah Z, dan deformasi arah Y dipengaruhi dengan pembebanan lateral yang diaplikasikan. Besarnya gaya lateral berbanding lurus dengan tegangan yang dihasilkan. Di lain hal, besarnya gaya lateral tergantung dengan kecepatan dan radius belok yang dialami kendaraan. Terlihat bahwa semakin besar kecepatan maka radius belok semakin kecil untuk mencapai kondisi belok ideal. Oleh sebab itu, dapat dikatakan besar kecepatan akan berbanding terbalik dengan radius belok yang terjadi.

3.3 Hasil Torsional Load

Simulasi *torsional load* menghasilkan nilai deformasi yang terjadi pada letak pembebanan. terdapat 4 variasi pembebanan mulai dari 0,25 – 1 kali berat distribusi total kendaraan. Grafik perbandingan deformasi pada *front* dan *rear torsional load* dapat dilihat pada Gambar 12. dibawah ini.



Gambar 12. Perbandingan hasil deformasi (a) *front torsional load*, (b) *rear torsional load*

Dari simulasi 4 variasi pembebanan torsional depan dan belakang, maka didapatkan grafik perbandingan tiap variasi dengan deformasi yang dihasilkan. Berdasarkan grafik, terlihat bahwa besarnya variasi beban akan berpengaruh dengan hasil deformasi. Nilai beban akan berbanding lurus dengan hasil deformasi arah dan *deformation probe*. Semakin besar beban maka deformasi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Nilai *deformation probe* digunakan untuk menghitung nilai *torsional stiffness*. Hasil perhitungan *torsional stiffness* ditunjukkan pada Tabel 3. Dan Tabel 4.

Tabel 3. *Front Torsional Stiffness*

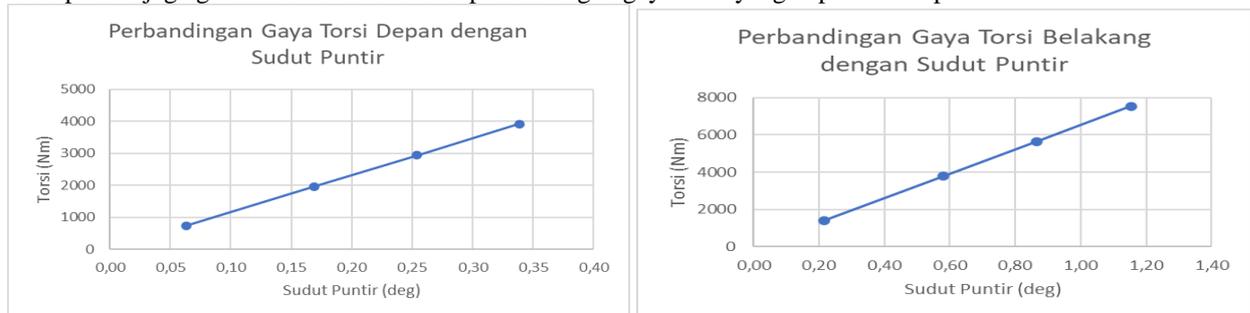
		Front Torsional Stiffness			
Var $\times W_{GVW}$		1	0,75	0,5	0,25
Force (N)		11568,26	8676,19	5784,13	2169,05
L (mm)		678,000	678,000	678,000	678,000
Directional (mm)	Max	3,046	2,770	1,479	0,554
	Min	3,249	2,345	1,563	0,586
Deformation Probe (mm)	Max	2,002	1,502	1,001	0,375
	Min	2,002	1,502	1,001	0,375
θ (rad)		0,006	0,004	0,003	0,001
Degree		0,338	0,254	0,169	0,063
T (Nm)		3921,638	2941,229	1960,819	735,307
K_t (kNm/deg)		11,588	11,589	11,590	11,590

Error (%)	0,000	0,000	0,000
Average K_T (kNm/deg)	11,589		

Tabel 4. Rear Torsional Stiffness

Rear Torsional Stiffness				
Var W_{GVW}	1	0,75	0,5	0,25
Force (N)	18790,580	14092,935	9395,290	3523,234
L (mm)	803,000	803,000	803,000	803,000
Directional (mm)	Max	14,634	11,015	7,355
	Min	16,489	12,415	8,290
Deformation Probe (mm)	Max	8,084	6,078	4,058
	Min	8,084	6,078	4,058
θ (rad)		0,020	0,015	0,010
Degree		1,153	0,867	0,579
T (Nm)		7544,418	5658,313	3772,209
KT (kNm/deg)		6,541	6,524	6,515
Error		0,26%	0,14%	0,10%
Average K_T (kNm/deg)		6,525		

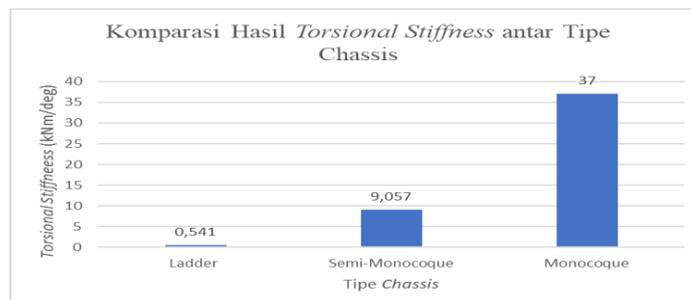
Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan nilai rata-rata untuk *front torsional stiffness* sebesar 11,589 kNm/deg dan *rear torsional stiffness* sebesar 6,525 kNm/deg. Perhitungan ini juga menunjukkan bahwa nilai kekakuan *chassis semi-monocoque* sebesar 9,057 kNm/deg. Nilai tersebut sudah tergolong aman untuk sebuah *chassis* kendaraan. Selain itu didapatkan juga grafik relasi antara sudut puntir dengan gaya torsi yang dapat dilihat pada Gambar 13. dibawah ini.



Gambar 13. Perbandingan gaya torsi dan sudut puntir

Dari grafik dapat dilihat bahwa hubungan antara torsi belakang dan sudut puntir merupakan hubungan relatif linear, yang berarti semakin besar gaya torsi yang diaplikasikan maka semakin besar sudut puntir yang dihasilkan. Hal ini juga dapat dilihat pada Tabel 3. dan Tabel 4. perhitungan bahwa nilai *torsional stiffness* atau perbandingan torsi dan *angular displacement* memiliki nilai yang tidak jauh berbeda antar variasinya.

Perbandingan nilai *torsional stiffness* antar tipe *chassis* dapat dilihat pada Gambar 14. dibawah ini.



Gambar 14. Grafik perbandingan *torsional stiffness* antar tipe *chassis*

Ketiga tipe *chassis* diatas berasal dari kriteria bus yang sama, yaitu bus ukuran medium. Berdasarkan grafik pada Gambar 4.27 dapat dilihat bahwa tipe *chassis ladder* memiliki nilai kekakuan torsional paling rendah senilai 0,541

kNm/deg. Nilai *chassis ladder* diatas merujuk pada penelitian yang dilakukan oleh Praneeth Kurisetty pada tahun 2016 dalam jurnal “*Parametric Study of Ladder Frame Chassis Stiffness*”. Pada *chassis ladder* frame, diberikan pembebanan pada bagian roda kiri depan dengan gaya 1000 N, dan tumpuan pada 3 roda lainnya. Sedangkan untuk nilai kekakuan torsional tertinggi dimiliki oleh *chassis* tipe *monocoque* sebesar 37 kNm/deg. Nilai tersebut beracu pada jurnal penelitian yang dilakukan oleh Kunakron-ong. P, dkk., yang berjudul “*Design and Analysis of Electric Bus Structure in Compliance with ECE Safety Regulations*” pada tahun 2017. Pembebanan pada struktur *chassis monocoque* mencapai 3.986 Kg. Grafik komparasi menunjukkan salah satu hal penting, yaitu kompleksitas atau banyaknya cross member yang menjadi penghubung dengan struktur membujur akan mempengaruhi tingkat kekuatan *chassis* dalam menghadapi beban twist/puntir dan tingkat kekakuan torsional. *Chassis ladder* memiliki nilai *torsional stiffness* yang rendah kerna hanya tersusun dari dua batang membujur yang disambungkan dengan cross member, sehingga kekakuan hanya ditopang oleh batang-batang cross member saja. Sedangkan untuk *chassis semi-monocoque* dan *monocoque* memiliki kekakuan yang tinggi karena banyaknya cross member yang saling terhubung, selain itu bagian sidewall dan roof juga menambah tingkat kekakuan *chassis* tipe ini. Hanya saja cross member pada *chassis semi-monocoque* tidak sebanyak *chassis monocoque*, sehingga kekakuannya lebih rendah.

4. Kesimpulan

1. Pembebanan vertikal berasal dari gaya normal keseluruhan komponen bus listrik yang ditopang oleh *chassis*, pembebanan lateral berasal dari gaya normal dan juga gaya sentrifugal akibat beban belok bus dengan kecepatan dan radius belok ideal (belok ackerman), dan pembebanan torsional didapatkan berdasarkan distribusi gaya yang diaplikasikan pada bagian depan dan belakang support air suspension untuk mendapatkan nilai torsional stiffness.
2. Analisis pembebanan vertikal menunjukkan *chassis semi-monocoque* mengalami distribusi gaya sebesar 126,36 MPa, deformasi total sebesar 2,472 mm, deformasi arah Z terbesar pada 2,044 mm, dan *safety factor* 2,31. Struktur *chassis semi-monocoque* sudah tergolong aman untuk menghadapi pembebanan vertikal.
3. Analisis pembebanan lateral dengan variasi kecepatan dan radius belok ideal dalam menghadapi beban lateral terbesar senilai 13394,364 N dengan kecepatan sebesar 5,55 m/s dan radius belok 15 m, menunjukkan bahwa *chassis* mengalami distribusi tegangan maksimal 136,04 MPa, deformasi total 2,199 mm, dan *safety factor* sebesar 2,146. Struktur *chassis semi-monocoque* sudah tergolong aman untuk menghadapi beban ketika berbelok dengan kondisi ideal.
4. Analisis pembebanan torsional depan dengan variasi W_{GVW} menunjukkan bahwa *chassis semi-monocoque* mengalami deformasi tertinggi sebesar 2,002 mm pada pembebanan $1 \times W_{GVW}$. Sedangkan untuk hasil perhitungan *front torsional stiffness* dari variasi pembebanan menunjukkan hasil yang relatif sama, yaitu rata-rata sebesar 11,589 kNm/deg. Analisis pembebanan torsional belakang dengan variasi W_{GVW} menunjukkan bahwa *chassis semi-monocoque* mengalami deformasi tertinggi sebesar 8,084 mm pada pembebanan $1 \times W_{GVW}$. Sedangkan untuk hasil perhitungan *rear torsional stiffness* dari variasi pembebanan menunjukkan hasil yang relatif sama, yaitu rata-rata sebesar 6,525 kNm/deg. Jadi, *chassis semi-monocoque* memiliki *torsional stiffness* sebesar 9,057 kNm/deg.

5. Daftar Pustaka

- [1]. Mulyawan, A.S. 2012. Penentuan Prioritas Kebijakan Untuk Mengatasi Kemacetan di Kota Bekasi. Tesis. Program Magister Perencanaan Dan Kebijakan Publik. Jakarta: Universitas Indonesia.
- [2]. Z. Yang, B. Deng, M. Deng, and G. Sun. (2018). A Study on Finite Element Analysis of Electric Bus Frame for Lightweight Design. MATEC Web Conf., Vol. 175, p. 03049. doi: 10.1051/mateconf/201817503049
- [3]. Lohse-Busch, H., Duoba, M., Rask, E., Stutenberg, K., Gowri, V., Slezak, L., Anderson, D. (2013). Ambient Temperature (20°F, 72°F and 95°F) IMPact on Fuel and Energy Consumption for Several Conventional Vehicles, Hybrid and Plug-In Hybrid Electric Vehicles and Battery Electric Vehicle. SAE Technical Paper Series.
- [4]. V. Patel and R. Patel. (2012). Structural analysis of a ladder chassis frame.
- [5]. Ismail, Rifky., dkk. (2018). Analisis Displacement dan Tegangan von Misews Terhadap Chassis Mobil Listrik Gentayu. ROTASI, Vol. 20 No. 4. Hal. 231-236.
- [6]. Dwinanto, Arya Yudistira dan Fadhil B. M. (2015). Analisis Karakteristik Bodi dan Chassis pada Prototype Kendaraan Listrik. Jurnal Rekayasa Mesin Vol.6, No.2 Tahun 2015: 119-126. Malang.
- [7]. David A. Crolla. (2009). Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. United States of America: Elsevier.
- [8]. William B. Riley, Albert R. George. (2002). Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis. Cornell University.
- [9]. Naik, N., Shenoy, P., Nayak, N. S. (2019). Mesh Convergence Test for Finite Element Method on High Pressure Gas Turbine Disk Rim Using Energy an Alternate Approach.R.
- [10]. R. Kawade and P. Student. (2015). Chassis Frame Torsional Stiffness Analysis. IJSRD-International J. Sci. Res. Dev., vol. 3, no. 08, pp. 2321–0613.
- [11]. Krzikalla, D. M. (2019). Analysis of Torsional stiffness of the Frame of a Formula Student Vehicle.