

# Analisis Tegangan *City Electric Car Torsi Beam Suspension* Menggunakan Metode *Finite Element Model (FEM)*

Sigit Setijo Budi<sup>1\*</sup>, Agus Suprihadi<sup>2</sup>, Syarifudin<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Program Studi Teknik Mesin, Politeknik Harapan Bersama

<sup>1,2,3</sup>Jl. Mataram No.9 Pesurungan Lor, Kota Tegal, 52147, Indonesia

E-mail: seti08405@gmail.com<sup>1</sup>, aguspri08@gmail.com<sup>2</sup>, masudinsyarif88@gmail.com<sup>3</sup>

---

## Info Naskah:

Naskah masuk: 6 November 2020

Direvisi: 20 Maret 2021

Diterima: 13 April 2021

---

## Abstrak

*Torsion beam* salah satu bagian terpenting dari mobil listrik. *Torsion beam* dapat menerima pembebanan struktur kendaraan secara statis dan dinamis. Pergerakan kendaraan seperti berputar, berbelok dengan kontur jalan yang bergelombang memengaruhi batas tegangan yang mampu di topang oleh *torsion beam*. Penelitian ini bertujuan mensimulasikan efek pergeseran seperti defleksi, dan *stress* pada penggunaan suspensi *torsion beam*. Metode yang digunakan adalah simulasi pembebanan menggunakan model *Finite Element Model (FEM)*. Hasil penelitian menunjukkan efek defleksi maksimum terjadi pada pembebanan 2000N sebesar 1,5347 mm sedangkan efek tegangan maksimum terjadi pada pembebanan 2000N sebesar 2342,57N.

---

## Keywords:

torsion beam;  
finite element model;  
electric car.

---

## Abstract

The torsion beam is one of the most important parts of an electric car. The torsion beam can accept the loading of vehicle structures statically and dynamically. The movement of the vehicle, such as turning, turning with a bumpy road contour, affects the stress limit that the torsion beam can support. This study aims to simulate the effects of shifts such as deflection and stress on the use of a torsion beam suspension. The method used is a loading simulation using the Finite Element Model (FEM) model. The results showed that the maximum deflection effect occurred in the 2000N loading of 1.5347 mm, while the maximum stress effect occurred in the 2000N loading of 2342.57N.

---

\*Penulis korespondensi:

Sigit Setijo Budi

E-mail: seti08405@gmail.com

---

## 1. Pendahuluan

*Torsion beam* terletak disamping bagian dalam roda belakang dan memiliki kelebihan dibanding *multilink suspension*. *Torsion beam* harus menahan perpindahan beban sepanjang umurnya tanpa kegagalan material [1]. Salah satu cara untuk meminimalkan bobot torsion beam sekaligus untuk menghemat biaya, adalah tujuan utama desain struktural dari *torsion beam*, terutama untuk industri otomotif [2],[3]. Lebih lanjut material *torsion beam axle* (TBA) salah satunya karena ringan, kinerja yang tinggi, dan efisiensi yang tinggi. TBA yang lebih ringan akan menghasilkan suspensi belakang yang lebih ringan dan mengurangi bobot mobil [4].

Material ST 37 bisa digunakan di *torsion beam*, akan tetapi material ini termasuk bahan baja karbon rendah sehingga tegangan kurang mampu untuk beban kerja [5]. Pembaruan model bertujuan untuk memverifikasi dan mengoreksi model numerik dari struktur dinamis dengan cara membandingkan dengan data yang diperoleh secara eksperimental tentang perilaku *noise* dan perilaku vibrasi tentang struktur nyata [6]. Gerak roll suspensi dan batang torsi terjadi pada sumbu putar suspensi belakang dan pusat geser batang torsi. Pusat pergeseran sangat penting dalam menentukan karakteristik kinematik dari suspensi. Jika pusat pergeseran batang torsi diberikan atau dihitung, pemodelan kinematik dapat dicapai [7]. Pada penelitian yang dilakukan Lyu mengatakan model pengganti yang mewakili *mapping* dari dimensi penampang batang torsi ke massa yang terkumpul dan inersia serta parameter dari pegas nonlinier tersebut [8].

Pembebanan secara statis yang diterima pada *torsion beam* sistem suspensi belakang pada mobil listrik, disimulasikan dengan menggunakan *SolidWorks* dengan tujuan untuk memprediksi kehandalan dan ketahanan yang diakibatkan oleh gaya-gaya yang diterima oleh *torsion beam*. Ketika salah satu roda berputar sambil berbelok, lengan torsi terkena beban puntir sehingga fungsinya mirip stabilisator [9][10]. Stabilisator digunakan untuk menstabilkan beban di sisi kanan dan sisi kiri kendaraan. sehingga meminimalisir *body rolling* dan mengencangkan roda belakang saat berbelok, agar roda belakang terseret oleh pergerakan kendaraan.

Konfigurasi dari *torsion beam* mempunyai beberapa parameter seperti posisi, *cross section*, *material properties* dan ukuran geometri [11][12]. Oleh karena itu perlu dipertimbangkan antara kekakuan dan fleksibilitas komponen saat mendesain. Proses desain ini mendapatkan waktu yang lebih efisien dan performa yang lebih baik untuk pengembangan *torsion beam* kedepan. *Torsion beam* meski tampak seperti satu kesatuan antara rangka dan bodi mobilnya, nyatanya dibuat dengan menggunakan pengelasan agar hasil pengelasan memiliki bentuk yang sempurna [13],[14],[15].

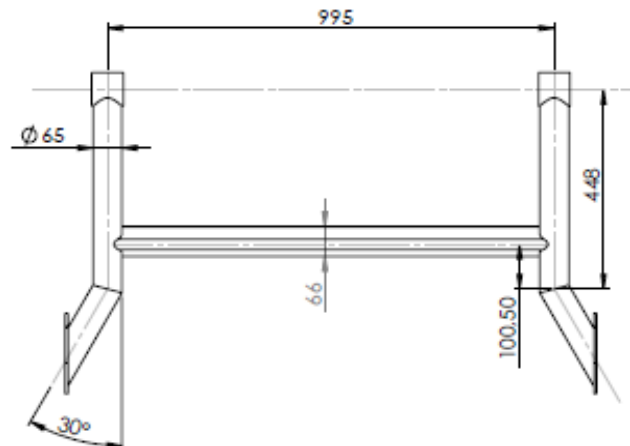
Pada penelitian ini, desain *torsion beam* yang digunakan adalah ST 41 dengan pembebanan 2000N, 2000N momen 2 arah, 1789,5N, dan 1787,5N momen 2 arah.

## 2. Metode

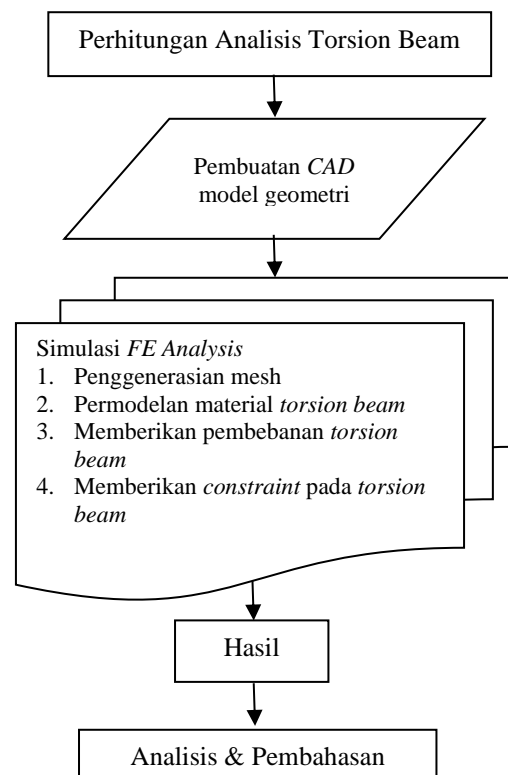
Pemodelan *torsion beam* dilakukan simulasi menggunakan *software* *SolidWorks* dengan cara

memberikan pembebanan statis untuk menentukan posisi yang paling kritis. Berdasarkan pengukuran mobil listrik yang telah dibuat diketahui bahwa massa mobil listrik adalah 800 Kg setara dengan 8000 N. Pada sumbu roda belakang massa yang dibebankan adalah 200 kg setara dengan 2000 N. Penentuan pembebanan mengikuti. Desain *torsion beam* dilihat Gambar 1.

Tahap berikutnya mensimulasikan dan menganalisis model seberapa kuat dan layak jika diproduksi dan diterapkan. Berikut tahapan yang berikut diperlihatkan pada Gambar 2.



Gambar 1. *Torsion Beam*

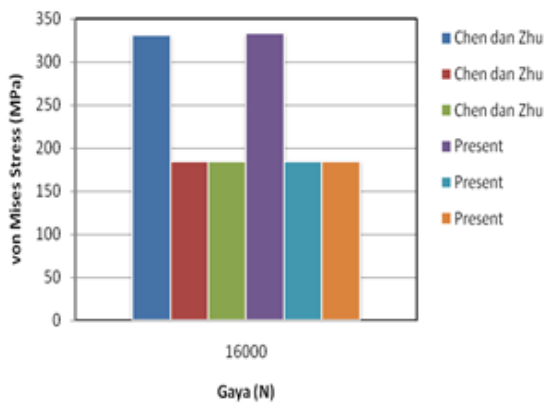


Gambar 2. Analisis Proses *Torsion Beam*

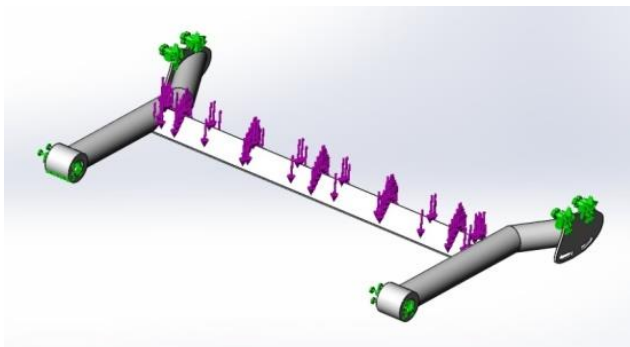
*Torsion beam* terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara kompak untuk menahan berat kendaraan. Konstruksi dari *torsion beam* digabungkan menggunakan sambungan las. Materialnya adalah menggunakan ST 41, yang secara detail terlihat pada Tabel 1.

Tabel 1. *Material Properties*

No.	Material	Mild steel
1.	Density	7850 kg/m <sup>3</sup>
2.	Ultimate Tensile Strength (UTS)	530 MPa
3.	Yield Strength	265 MPa
4.	Modulus of Elasticity	200 GPa
5.	Poisson's ratio	0,3
6.	Plastic strain at UTS	0,35



Gambar 3. Hasil Validasi



Gambar 4. *Static Load Analysis*

Untuk memvalidasi *finite element analysis* pada Tabel 1, simulasi *von Mises stress* mengikuti simulasi yang sudah dilakukan oleh Chen. Tegangan maksimum yang dihasilkan oleh keduanya kita bandingkan, *finite element model* tersebut ada perbedaan kurang dari 10 %, ditunjukkan pada Gambar 3.

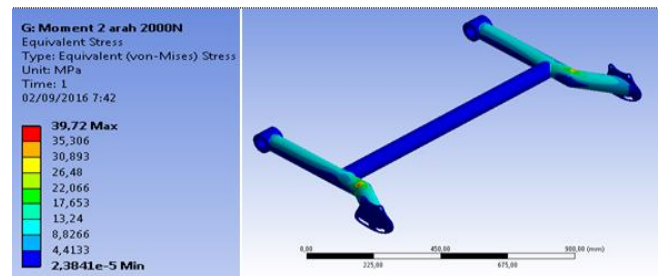
### 3. Hasil dan Pembahasan

Pembebanan dilakukan secara statis dengan menentukan titik tumpuan yang selanjutnya diberikan gaya vertikal. Titik tumpuan pada *torsion beam* terletak pada dua *rotatable supporting* dan dua *flange plat*. Jumlah beban diperoleh dari berat baterai (6 baterai = 1440 N), beban pengemudi 850 N dan beban penumpang 850 N, berat body 4860 N. Sehingga total beban kendaraan 8000 N yang

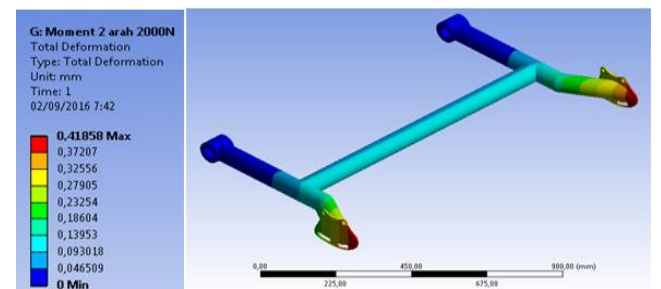
didistribusikan ke empat titik (empat roda), masing-masing titik dengan beban 2000 N. Variasi dari penelitian ini adalah pembebanan sebesar 2000 N dan 1787.5 N. Untuk pembebanan 2000 N adalah beban keseluruhan (beban pengemudi dan penumpang), sedangkan pembebanan 1787.5 (beban keseluruhan, tanpa beban penumpang). Penggambaran mengenai static load analysis diperlihatkan seperti pada Gambar 4.

Pada Gambar 5 setelah dilakukan simulasi dengan total elemen sebanyak 17336 dan nodes sebanyak 34441 serta dilakukan pembebanan sebesar 1787.5 N, maka diperoleh defleksi maksimum sebesar 0,37411 mm seperti pada Gambar 5(a) dan tegangan lentur maksimum sebesar 35,499 MPa seperti yang terlihat pada Gambar 5(b). Tegangan lentur dan defleksi maksimum terjadi pada bagian ujung *torsion beam*, hal ini dikarenakan bagian tersebut menerima gaya yang paling besar setelah dilakukan pembebanan, maka dapat disimpulkan semua tegangan maksimum yang terjadi adalah masih dibawah material *yield stress* sebesar 265 MP

Tumpuan pada *torsion beam* berada pada dua titik kedudukan suspensi belakang bagian depan dan dua titik kedudukan suspensi bagian belakang. Memberikan tumpuan dan pembebanan pada *torsion beam* sebesar 2000 N dengan momen 2 arah. Dapat dilihat pada Gambar 5.



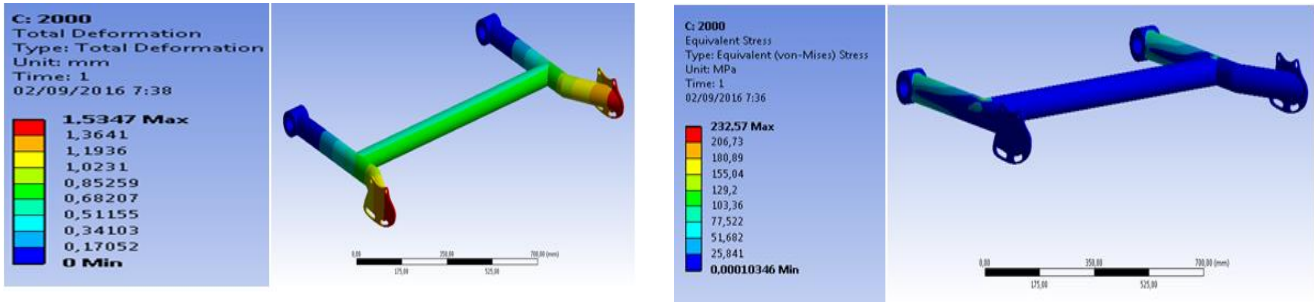
a)



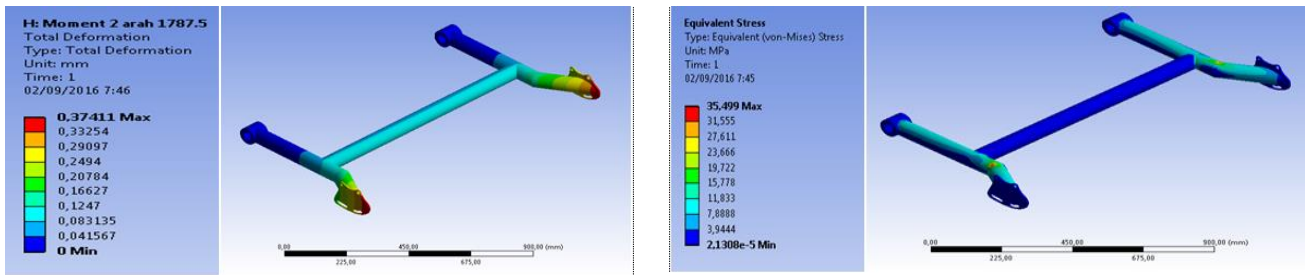
b)

Gambar 5.(a) *Stress* (b) defleksi pada *torsion beam* dengan pembebanan 2000 N (momen 2 arah)

Gambar 6 kita dapat melihat setelah dilakukan simulasi dengan total elemen sebanyak 17336 dan nodes sebanyak 34441 serta dilakukan pembebanan sebesar 2000 N, maka tegangan lentur maksimum sebesar 232,57 MPa seperti yang terlihat pada Gambar 6(a) dan defleksi maksimum sebesar 1.5347 mm dapat terlihat pada Gambar 6(b). Tegangan lentur dan defleksi maksimum terjadi pada bagian ujung kanan *torsion beam*, hal ini dikarenakan bagian tersebut menerima gaya yang paling besar setelah dilakukan pembebanan. Dapat disimpulkan semua tegangan



a) b)  
 Gambar 6. (a) Stress (b) defleksi pada *torsion beam*, pembebanan 2000 N.



a) b)  
 Gambar 7. (a) Stress (b) defleksi pada *torsion beam* dengan pembebanan 1787.5 N (moment 2 arah)



a) b)  
 Gambar 8. (a) Defleksi (b) stress pada *torsion beam* dengan 1787.5 N

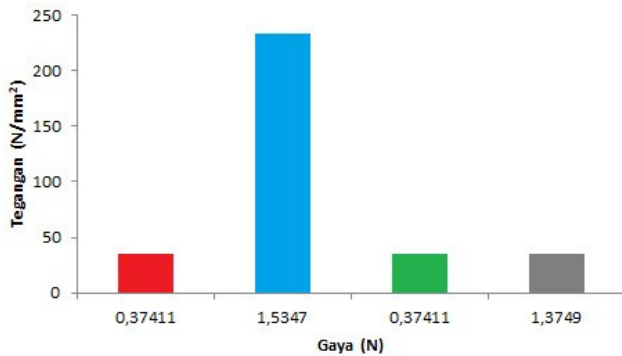
maksimum yang terjadi adalah masih dibawah material *yield stress* sebesar 265 MPa. Hasil simulasi pembebanan pada *torsion beam* sebesar 2000 N dapat dilihat pada Gambar 6.

Di lihat Gambar 7 terlihat bahwa setelah dilakukan simulasi dengan total elemen sebanyak 17336 dan nodes sebanyak 34441 serta dilakukan pembebanan sebesar 1787.5 N, maka diperoleh defleksi maksimum sebesar 0,37411 mm seperti yang terlihat pada Gambar 7(a) dan tegangan lentur maksimum sebesar 35,499 MPa seperti yang terlihat pada Gambar 7(b). Tegangan lentur dan defleksi maksimum terjadi pada bagian ujung *torsion beam*, hal ini dikarenakan bagian tersebut menerima gaya yang paling besar setelah dilakukan pembebanan, maka dapat disimpulkan semua tegangan maksimum yang terjadi adalah masih dibawah material *yield stress* sebesar 265 MPa.

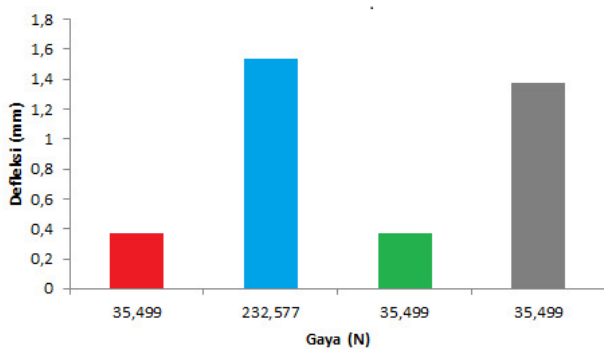
Pada Gambar 8 terlihat bahwa setelah dilakukan simulasi dengan total elemen sebanyak 17336 dan nodes sebanyak 34441 serta dilakukan pembebanan sebesar 1787.5 N, maka diperoleh defleksi maksimum sebesar 1,3716 mm seperti yang terlihat pada Gambar 8(a) dan tegangan lentur maksimum sebesar 35,499 MPa seperti yang terlihat pada Gambar 8(b). Tegangan lentur dan defleksi maksimum terjadi pada bagian ujung *torsion beam*, hal ini dikarenakan bagian tersebut menerima gaya yang paling besar setelah dilakukan pembebanan, maka dapat disimpulkan semua tegangan maksimum yang terjadi adalah masih dibawah material *yield stress* sebesar 265 MPa.

Untuk penggambaran Hasil tegangan dan defleksi menggunakan 2000N dan 1787,5 N (merah dan hijau momen 2 arah) ditunjukkan pada Gambar 9 dan Gambar 10.





Gambar 9. Hasil tegangan 2000N dan 1787,5 N (merah dan hijau momen 2 arah)



Gambar 10. Hasil defleksi 2000N dan 1787,5 (merah dan hijau momen 2 arah)

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan metode analisis pembebanan statis, tegangan maksimum pada *torsion beam* terjadi di area bagian tengah sebelah bawah, yang mana masih dibawah yield stress. Hasil simulasi tersebut menunjukkan bahwa pemilihan desain dan dimensi dari *torsion beam* dengan tegangan maksimum sebesar 2000N dan pembebanan 1,5347 mm untuk mobil listrik dinyatakan aman. Harapan kedepan desain rangka *torsion beam* perlu untuk dianalisa dan dikaji lebih detail dengan kondisi pembebanan yang berbeda dan juga memperhatikan dimensi kendaraan serta kombinasi materialnya untuk mengurangi berat, karena pengurangan berat atau beban akan memengaruhi efisiensi dari baterai, sehingga mobil listrik dapat melaju dalam durasi yang relatif lebih lama.

#### Daftar Pustaka:

[1] N. Zhan, X Zhang, X Jin and H Cao, "Fatigue Analysis Of Weld Region In Torsion Beam Rear Suspension System."

- International Journal of Automotive Technology*, Vol. 20, No. 2, pp. 247–253, 2019.
- [2] L. H. Zhao, S. L. Zheng, and J. Z. Feng, "Failure mode analysis of torsion beam rear suspension under service conditions," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 36, pp. 39–48, 2014.
- [3] W. S. Chang, H. C. Wu, and A. Wang, "Catalyst technology for reducing motorcycle emissions under ECE-R40, ECE-R47 and Indian drive cycles," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2001.
- [4] S. J. Lim and H. Huh. "Fracture Loci Of DP980 Steel Sheet For Auto-Body At Intermediate Strain Rates." *International Journal of Automotive Tech.*, vol. 18 n0 4, pp. 719 -727, 2017.
- [5] G. Fichera, M. Lacagnina, and F. Petrone, "Modelling of torsion beam rear suspension by using multibody method," *Multibody Syst. Dyn.*, vol. 12, no. 4, pp. 303–316, 2004.
- [6] D. C. Lee and C. S. Han, "A frequency response function-based updating technique for the finite element model of automotive structures," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 222, no. 10, pp. 1781–1791, 2008.
- [7] D. Lee and C. Yang, "An analytical approach for design and performance evaluation of torsion beam rear suspension," *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 63, pp. 98–106, 2013.
- [8] N. Lyu and J. Park, "Design Of Automotive Torsion Beam Suspension Using Lumped-Compliance Linkage Model," *International Mechanical Congress and Exposition.*, vol. 2, no 1, pp. 5-10, 2006
- [9] Y. Chen and F. Zhu, "The finite element analysis and the optimization design of the Yj3128-type dump truck's sub-frames based on ANSYS," *Procedia Earth Planet. Sci.*, vol. 2, no. 1, pp. 133–138, 2011.
- [10] G. Carneiro, M. Anjos, and E. S. Palma, "Rear Suspension Development: Durability Study On The Effects Of Variation Of Vehicle And Suspension," no. July, pp. 315–316, 2018.
- [11] D. Zhang and Y. Cai, "Simulation Analysis and Optimization of a Passenger Car Ride Comfort," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 811, no. 1, 2020.
- [12] S. Yang, G. Zhang, G. Niu, Y. Tuo, and Z. Ma, "Optimization design of torsion beam structure of car based on fatigue life analysis," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1601, no. 5, 2020.
- [13] S. S. Budi, A. Suprihadi, A. Makhrojan, R. Ismail, and J. Jamari, "The effect of linear spring number at side load of McPherson suspension in electric city car," *AIP Conf. Proc.*, vol. 1788, no. January, 2017.
- [14] A. Makhrojan, A. Suprihadi, S. S. Budi, J. Jamari, and R. Ismail, "The effect of load and thickness variation on stress analysis of monocoque frame of electric city car using FEM," *AIP Conf. Proc.*, vol. 1788, no. January 2017.
- [15] A. Makhrojan, S. S. Budi, J. Jamari, A. Suprihadi, and R. Ismail, "Strength analysis of monocoque frame construction in an electric city car using finite element method," *Proc. - Jt. Int. Conf. Electr. Veh. Technol. Ind. Mech. Electr. Chem. Eng. ICEVT 2015 IMECE 2015*, pp. 275–279, 2016.