TUGAS AKHIR – TM 184835

ANALISIS PERBANDINGAN *TORSIONAL STIFFNESS* ANTARA METODE *SIMPLE STRUCTURAL SURFACE* (SSS) DENGAN METODE SIMULASI 3D PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* (FRV)

MAULANA HANIF LABIIB MUCHDOR
NRP 02111640000120

Dosen Pembimbing
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, M.T.
196807061999031004

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA – 2020

TUGAS AKHIR – TM 184835

ANALISIS PERBANDINGAN *TORSIONAL STIFFNESS* ANTARA METODE *SIMPLE STRUCTURAL SURFACE* (SSS) DENGAN METODE SIMULASI 3D PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* (FRV)

MAULANA HANIF LABIIB MUCHDOR
NRP 02111640000120

Dosen Pembimbing
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, M.T.
196807061999031004

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA – 2020

FINAL PROJECT – TM 184835

TORSIONAL STIFFNESS COMPARISON ANALYSIS BETWEEN SIMPLE STRUCTURAL SURFACE (SSS) METHOD AND 3D SIMULATION METHOD ON FLOOD RESCUE VEHICLE (FRV) CAR

MAULANA HANIF LABIIB MUCHDOR
NRP 02111640000120

Academic Supervisor
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, M.T.
196807061999031004

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
SEPULUH NOPMEBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA – 2020

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS PERBANDINGAN *TORSIONAL STIFFNESS* ANTARA METODE *SIMPLE STRUCTURAL SURFACE* (SSS) DENGAN METODE SIMULASI 3D PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* (FRV)

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
MAULANA HANIF LABIIB MUCHDOR
NRP. 02111640000120

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Julendra Bambang Ariatedja ..... (Pembimbing I)
   NIP. 196807061999031004
2. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng, Ph.D. ..... (Penguji I)
   NIP. 197909262005011001
3. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. ..... (Penguji II)
   NIP. 196511031990021001
4. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Ph.D. ..... (Penguji III)
   NIP. 198202102006041002

SURABAYA
AGUSTUS 2020

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

ANALISIS PERBANDINGAN *TORSIONAL STIFFNESS* ANTARA METODE *SIMPLE STRUCTURAL SURFACE* (SSS) DENGAN METODE SIMULASI 3D PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* (FRV)

Nama : **Maulana Hanif Labiib Muchdor**
NRP : **02111640000120**
Departemen : **Teknik Mesin**
Dosen Pembimbing : **Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.**

ABSTRAK

Kendaraan atau mobil Flood Rescue Vehicle (FRV) merupakan salah satu terobosan yang membantu dalam proses evakuasi korban bencana, terutama banjir. Perancangan sebuah mobil FRV juga harus menjadi hal yang harus diperhatikan karena akan berdampak pada penggunaan mobil FRV. Kekakuan struktur menjadi salah satu faktor utama dalam perancangan karena mobil FRV dihadapkan dengan medan yang berat.

Uji kekakuan torsional dilakukan dengan variasi beban mempertimbangkan berat dari mobil FRV. Uji kekakuan torsional dengan metode Simple Structural Surface (SSS) dan simulasi 3D bisa digunakan untuk mengetahui torsional stiffness dari mobil FRV. Untuk pemodelan SSS menggunakan penyederhaan struktur mobil menjadi beberapa panel yang dimana bisa mempermudah konsep dasar dalam pengembangan lanjutan terkait kekakuan struktur mobil FRV. Setelah itu dilakukan perhitungan secara analitis untuk mengetahui gaya yang bekerja pada tiap panel yang digunakan untuk mencari torsional stiffness mobil FRV. Untuk simulasi 3D dengan Finite Element Method (FEM) dilakukan dengan bantuan software ANSYS Workbench dan dipecah menjadi model Beam – based Model of Entire vehicle Cabin (BMEC) dan

Coupled-beam Surface Model (CBSM). Dilakukan uji konvergensi terlebih dahulu untuk menentukan ukuran meshing yang tepat agar mencapai nilai yang paling akurat. Output yang diharapkan dari simulasi adalah defleksi aksial yang dimana dihitung dan menghasilkan nilai torsional stiffness.

Dari hasil penelitian, didapatkan nilai torsional stiffness mobil FRV dengan metode Simple Structural Surface (SSS) sebesar 5684.21 N.m/^{0}, untuk metode simulasi 3D dengan BMEC didapatkan nilai torsional stiffness sebesar 922.08 N.m/^{0} dan model CBSM sebesar 13721.7 N.m/^{0}. Dari metode dan model yang dihitung dan disimulasi, CBSM model mendapat nilai yang paling mendekati range nilai torsional stiffness mobil tipe SUV pada umumnya (20.000 - 37.500 N.m/^{0}) karena CBSM model merupakan model yang paling mendekati objek sesungguhnya. Dari segi langkah pengerjaan, metode SSS memiliki delapan langkah pengerjaan sedangkan pada simulasi 3D memiliki lima langkah yang dapat disimpulkan bahwa metode SSS memiliki waktu relatif pengerjaan yang lebih lama dibandingkan dengan metode simulasi 3D.

Kata Kunci: FRV, SSS, FEM, BMEC, CBSM, Torsional Stiffness, defleksi

TORSIONAL STIFFNESS COMPARISON ANALYSIS BETWEEN SIMPLE STRUCTURAL SURFACE (SSS) METHOD AND 3D SIMULATION METHOD ON FLOOD RESCUE VEHICLE (FRV) CAR

Name : Maulana Hanif Labiib Muchdor
NRP : 02111640000120
Departmen : Mehanical Engineering
Academic Supervisor : Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

ABSTRACT

The Flood Rescue Vehicle (FRV) car is one of the breakthroughs that helps in the process of evacuating disaster victims, especially floods. The design of a FRV car must be considered because it will have an impact on the use of FRV cars. Structural stiffness is one of the main factors in the design because FRV cars are faced with tough terrain.

The torsional stiffness test is carried out by varying the load considering the weight of the FRV car. The torsional stiffness test using the Simple Structural Surface (SSS) method and 3D simulation can be used to determine the torsional stiffness of the FRV car. SSS modeling uses simplification of the car structure into several panels which can simplify the basic concept in further development related to the structural stiffness of FRV cars. After that, an analytical calculation is performed to determine the force acting on each panel used to find the torsional stiffness of the FRV car. For 3D simulations with the Finite Element Method (FEM), it is carried out with the help of ANSYS Workbench software and broken down into a Beam-based Model of Entire Vehicle Cabin (BMEC) and Coupled-beam Surface Model (CBSM). The convergence test is performed first to determine the correct meshing size in order to achieve the most accurate value. The

expected output of the simulation is a axial deflection which is calculated and produces a torsional stiffness value.

From the research results, the torsional stiffness value of the FRV car with the Simple Structural Surface (SSS) method is 5684.21 N.m /^{0}, for the 3D simulation method with BMEC the torsional stiffness value is 922.08 N.m /^{0} and the CBSM model is 13721.7 N.m /^{0}. From the calculated and simulated methods and models, the CBSM model gets the closest value to the range of torsional stiffness values for SUV-type cars in general (20,000 - 37,500 N.m /^{0}) because the CBSM model is the closest to the actual object. In terms of working steps, the SSS method has eight processing steps while in 3D simulation it has five steps. It can be concluded that the SSS method has a relatively longer processing time than the 3D simulation method.

Keywords : FRV, SSS, FEM, BMEC, CBSM, Torsional Stiffness, deflection

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah meilmpahkan rahmat – Nya sehingga Tugas Akhir yang saya kerjakan ini dapat saya selesaikan dengan baik. Laporan Tugas Akhir ini saya susun sesuai dengan bidang studi saya yaitu Desain dengan judul analisis perbandingan *torsional stiffness* dengan metode *Simple Structural Surface* (SSS) dengan metode simulasi 3D pada mobil *Flood Rescue Vehicle* (FRV). Tidak lupa juga saya ucapkan terimakasih kepada :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M. Eng.Sc., selaku Kepala Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS
2. Ir. Bambang Julendra Ariatedja, M.T., selaku dosen pembimbing Tugas Akhir
3. Dr. Ir. Helena Carolina Kis Agustin, DEA., selaku dosen wali selama perkuliahan
4. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng, Ph.D., Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. dan Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Ph.D., selaku dosen penguji Sidang Tugas Akhir
5. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng, Ph.D., Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. dan Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Ph.D., selaku dosen penguji Seminar Proposal Tugas Akhir
6. Segenap dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS yang sudah mendidik dengan sepenuh hati
7. Kedua orang tua penulis yang senantiasa memberikan motivasi, doa dan dukungan selama umur hidup penulis
8. Roro Jonggrang dan Bandung Bondowoso yang sudah menginspirasi penulis dalam proses pengerjaan Tugas Akhir.
9. Teman – teman Kerangsentris yang sudah memberi pressing dan support yang kuat terhadap penulis

10. Segenap warga kos Maria yang sudah memfasilitasi penulis selama masa akhir perkuliahan
11. Seluruh Syarekat Merah Rakyat Mesin (SMRM) yang sudah menempa saya selama masa perkuliahan
12. M. Fatir Rahmat, Ryzqy Kumara Dhana, Raihan Ariq dan Adib Satriawan sebagai teman berdiskusi terkait Tugas Akhir

Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah wajib yang harus ditempuh oleh mahasiswa Teknik Mesin FTIRS – ITS agar memenuhi syarat kelulusan. Penulis menyadari laporan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesemprunaan laporan Tugas Akhir dan semoga dapat memberi manfaat bagi sekitar.

Surabaya, 15 Agustus 2020

Penyusun

DAFTAR ISI

ABSTRAK ..... **ix**
ABSTRACT ..... **xi**
KATA PENGANTAR ..... **xiii**
DAFTAR ISI ..... **xv**
DAFTAR GAMBAR ..... **xix**
DAFTAR TABEL ..... **xxiii**
BAB I PENDAHULUAN **1**
1.1 Latar Belakang Masalah **1**
1.2 Perumusan Masalah **3**
1.3 Tujuan Penelitian **4**
1.4 Batasan Masalah **4**
1.5 Manfaat Penelitian **4**
BAB II DASAR TEORI **7**
2.1 *Chassis* **7**
2.2 Macam – macam *Chassis* **7**
2.2.2 *Space Frame* **8**
2.3 *Flood Rescue Vehicle* (FRV) **10**
2.4 Metode *Simple Structural Surface* (SSS) **12**
2.4.1 Aplikasi Beban Torsi pada SSS **15**
2.5 Kekakuan Torsi (*Torsional Stiffness*) **16**
2.5.1 Metode SSS **18**
2.5.2 Metode Simulasi 3D **19**
2.5.2.1 *Beam – based Model of the Entire vehicle Cabin* (BMEC) **20**
2.5.2.2 *Coupled – Beam Surface Model* (CBSM) **21**
2.6 Metode Elemen Hingga **21**
2.6.1 *Beam Element* **26**
2.6.2 *Surface / shell Element* **27**
BAB III METODOLOGI PENELITIAN **29**
3.1 Diagram Alir Penelitian **29**

3.2 Studi Literatur 32
3.3 Data Penelitian 32
3.4 Metode *Simple Structural Surface* (SSS) 35
3.4.1 Penyederhanaan Struktur Mobil FRV 35
3.4.2 *Free Body Diagram* tiap panel SSS 37
3.4.3 Perhitungan Gaya Geser pada setiap panel SSS…… 38
3.4.4 Perhitungan defleksi *side frame* setelah dikenai gaya geser 42
3.4.5 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T) 43
3.5 Metode Simulasi 44
3.5.1 *Beam-based model for entire of the vehicle Cabin* (BMEC Model) 44
3.5.1.1 Pemodelan BMEC 44
3.5.1.2 *Meshing* model BMEC 45
3.5.1.3 *Boundary Condition* uji torsi model BMEC…… 47
3.5.1.4 Simulasi model BMEC 49
3.5.1.5 Hasil simulasi model BMEC 49
3.5.1.6 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T) model BMEC 50
3.5.2 *Coupled Beam – Surface Model* (CBSM Model) 50
3.5.2.1 Pemodelan CBSM 50
3.5.2.2 *Meshing* model CBSM 51
3.5.2.3 *Boundary Condition* uji torsi model CBSM 53
3.5.2.4 Simulasi model CBSM 55
3.5.2.5 Hasil simulasi model CBSM 55
3.5.2.6 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T) model CBSM….. 56
3.6 Verifikasi Hasil Penelitian 56

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....57
4.1 Perhitungan *Torsional Stiffness* dengan Metode *Simple Structural Surface* (SSS).....58
4.1.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* Metode SSS…….....63
4.2 Perhitungan *Torsional Stiffness* dengan Metode Simulasi 3D 65
4.2.1 Perhitungan *Beam-based Model for Entire vehicle body Cabin* (BMEC) 65
4.2.1.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* BMEC.....69
4.2.2 Perhitungan *Coupled-Beam Surface Model* (CBSM)……...70
4.2.2.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* CBSM 74
4.3 Verifikasi Hasil Penelitian dengan Box Verifikator.....75
4.4 Analisis Pebandingan Metode SSS dan Metode Simulasi 3D 79
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 83
5.1 Kesimpulan 83
5.2 Saran.....84
DAFTAR PUSTAKA.....85
LAMPIRAN.....89
BIODATA PENULIS.....93

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Mobil Flood - Rescue Vehicle (FRV) BPBD Gresik, Jawa Timur (Dokumentasi PT. Karya Tugasanda) ..2
Gambar 2.1 Chassis jenis Twin Tube (Costin, 1961)……..8
Gambar 2.2 Chassis jenis Space Frame (Costin, 1961).....9
Gambar 2.3 Mobil FRV (ITS, 2019) 11
Gambar 2.4 Struktur penyangga body mobil FRV (ITS, 2019) 11
Gambar 2.5 Inersia dan Free Body Diagram tiap panel SSS (Brown, 2002) 13
Gambar 2.6 Struktur mobil Corolla Fielder (Toyota Motor Corporation) 14
Gambar 2.7 Sebagian model SSS mobil estate (station wagon) (Brown, 2002) 14
Gambar 2.8 Edge force (Q) pada mobil pickup standar dalam kasus uji torsi (Brown, 2002).....16
Gambar 2.9 Torsional stiffness setiap tipe mobil (Hirz, 2016) 17
Gambar 2.10 Boundary condition pada kalkulasi modulus rigidity efektif (Mallen, 2010) 19
Gambar 2.11 Parameter perhitungan torsional stiffness pada chassis (Tebby, 2011), (N., 2015). 20
Gambar 2.12 Contoh beam element yang mewakili sebuah struktur sedan (Donders, 2009).....21
Gambar 2.13 (a) Plat dengan sebuah lubang (model CAD) dan (b) sebuah diskretisasi metode elemen hingga (Madenci, 2015) 22
Gambar 2.14 Jenis elemen dalam Finite Element Method (https://feaforall.com/why-do-fea-engineers-use-1d-2d-3d-elements/) 26

Gambar 2.15 Derajat kebebasan (DOF) pada beam element (Sumber : https://www.researchgate.net/figure/6-DOF-Spatial-beam-element_fig3_327624831) 26
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian…….29
Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian 30
Gambar 3.3 Diagram alir penelitian 31
Gambar 3.4 Mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur (ITS, 2019) 34
Gambar 3.5 Mobil FRV BPBD Kab. Gresik dalam aplikasi Solidworks 2019..... 35
Gambar 3.6 Struktur mobil FRV yang sudah disederhanakan dengan metode SSS. 36
Gambar 3.7 (a) Free Body Diagram dan (b) geometri SSS tiap panel 37
Gambar 3.8 Free Body Diagram side frame panel SSS.... 38
Gambar 3.9 Free Body Diagram pada Dash 39
Gambar 3.10 Free Body Diagram pada Windshield..... 39
Gambar 3.11 Free Body Diagram pada roof 40
Gambar 3.12 Free Body Diagram pada rear panel 40
Gambar 3.13 Free Body Diagram pada floor 41
Gambar 3.14 Setup simulasi sideframe untuk mencari defleksi 42
Gambar 3.15 Deformation probe pada ujung belakang atas sideframe 43
Gambar 3.16 Model BMEC mobil FRV..... 44
Gambar 3.17 Grafik Uji Konvergensi BMEC 46
Gambar 3.18 Meshing BMEC model 46
Gambar 3.19 Boundary condition BMEC model 48
Gambar 3.20 Tahapan simulasi dalam software ANSYS Workbench. 49
Gambar 3.21 Peletakan deformation probe pada setup simulasi BMEC model 50

Gambar 3.22 Model CBSM mobil FRV.....51
Gambar 3.23 Grafik uji konvergensi CBSM model.....52
Gambar 3.24 Meshing model CBSM 53
Gambar 3.25 boundary condition model CBSM.....54
Gambar 3.26 Tahapan simulasi dalam software ANSYS Workbench 55
Gambar 3.27 peletakan deformation probe pada model CBSM.....56
Gambar 4.1 Contoh hasil deformasi pada ujung sideframe……60
Gambar 4.2 Komparasi nilai torsional stiffness mobil FRV dengan metode SSS terhadap range nilai torsional stiffness mobil SUV pada umumnya.....63
Gambar 4.3 Gaya dan momen bending yang terjadi pada sambungan cantrail pada tiap pillar sideframe mobil FRV.65
Gambar 4.4 Sudut puntir model BMEC 66
Gambar 4.5 Grafik antara torsi (N.m) dengan derajat puntir (^{0}) yang dihasilkan pada model BMEC.....67
Gambar 4.6 Hasil defleksi aksial model BMEC menggunakan deformation probe.....68
Gambar 4.7 Komparasi nilai torsional stiffness BMEC dengan range nilai mobil SUV.....70
Gambar 4.8 Sudut puntir model CBSM 71
Gambar 4.9 Grafik antara torsi (N.m) dengan derajat puntir (^{0}) yang dihasilkan pada model CBSM.....72
Gambar 4.10 Hasil defleksi aksial model CBSM dengan beban 1Wsprung dilihat dengan deformation probe 73
Gambar 4.11 Komparasi nilai torsional stiffness dengan model CBSM.....74
Gambar 4.12 Box verifikator dengan SSS model 76
Gambar 4.13 Box verifikator dengan BMEC model.....76
Gambar 4.14 Box verifikator dengan CBSM model.....77

Gambar 4.15 Nilai torsional stiffness box verifikator 77
Gambar 4.16 Nilai torsional stiffness movil FRV 78
Gambar 4.17 Perbandingan nilai torsional stiffness metode SSS dan simulasi model BMEC dan CBSM 79

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Hasil pengujian torsional stiffness beberapa jenis chassis mobil (germancarforum.com, 2007), (youwheel.com, 2014). 17
Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur. (Mitsubishi Dealer, Krian dan Kajian Kendaraan Khusus Banjir, ITS)……...33
Tabel 3.2 Spesifikasi material bodi mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur. 34
Tabel 3.3 Tabel deskripsi tiap panel pada struktur SSS Mobil FRV 36
Tabel 3.4 Geometri SSS 38
Tabel 3.5 Geometri side panel SSS 39
Tabel 3.6 Pembebanan pada uji torsional.....42
Tabel 3.7 Uji konvergensi BMEC 45
Tabel 3.8 Tabel pembebanan uji torsi pada BMEC 48
Tabel 3.9 Uji konvergensi model CBSM 52
Tabel 3.10 Pembebanan pada uji torsional CBSM.....54
Tabel 4.1 Gaya yang digunakan uji torsi metode SSS…..58
Tabel 4.2 Hasil Gaya tepi (Q) dengan beban 0.1Wsprung hingga 1Wsprung 59
Tabel 4.3 Modulus Shear Effective pada sideframe yang digunakan perhitungan torsional stiffness mobil FRV dengan metode SSS 61
Tabel 4.4 Contoh perhitungan Torsional Stiffness dengan beban 0.1Wsprung 62
Tabel 4.5 Torsional Stiffness mobil FRV dengan metode SSS dengan variasi beban 0.1Wsprung hingga 1Wsprung.....62
Tabel 4.6 Tabel defleksi aksial ($\Delta y1$ dan $\Delta y2$) BMEC setelah dikenai beban torsi 0.1Wsprung hingga 1Wsprung 66

Tabel 4.7 Hasil defleksi aksial (Δy1 dan Δy2) BMEC dan derajat puntir dari 0.1Wsprung hingga 1Wsprung 67
Tabel 4.8 Hasil Torsional Stiffness model BMEC 69
Tabel 4.9 Tabel defleksi aksial (Δy1 dan Δy2) CBSM setelah dikenai beban torsi 0.1Wsprung hingga 1Wsprung 71
Tabel 4.10 Hasil defleksi aksial (Δy1 dan Δy2) CBSM dan Derajat Puntir dari 0.1Wsprung hingga 1Wsprung 72
Tabel 4.11 Hasil Torsional Stiffness dengan model CBSM 74
Tabel 4.12 Perbandingan jumlah langkah tiap metode dan model simulasi 3D 81

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Berdasarkan data yang dirilis oleh Badan Nasional Penanggulangan Bencana (BNPB) tahun 2019, banyak sekali bencana alam yang terjadi di Indonesia. Yang pertama ada kebakaran hutan dan lahan dengan total jumlah kejadian sebanyak 3.274 kejadian. Lalu yang kedua bencana alam kekeringan di Indonesia yang menyebabkan 3.712.605 penduduk terdampak dan mengungsi. Bencana alam yang ketiga adalah banjir yang menyebabkan 1.513.681 terdampak dan mengungsi, dan untuk bencana alam banjir ini yang paling banyak memakan korban jiwa pada tahun 2019 sebanyak 474 jiwa. Dari segi tempat kejadian bencana alam tersebut, bencana alam sering terjadi di Pulau Jawa terutama di Provinsi Jawa Timur dan Jawa Tengah. Hal ini juga serupa pada tahun 2018 dengan peringkat kejadian terbanyak, jumlah terdampak sekaligus mengungsi dan juga jumlah korban jiwa (BNPB, Data Informasi Bencana Indonesia, 2018) (BNPB, Data Informasi Bencana Indonesia, 2019).

Dari data bencana alam yang ada pada tahun 2018 dan 2019, pada tahun 2019 ini pihak Badan Penanggulangan Bencana Daerah (BPBD) Gresik, Jawa Timur membuat sebuah terobosan. Terobosan yang dibuat oleh BPBD adalah pembuatan mobil amfibi atau mobil FRV (*Flood - Rescue Vehicle*). Mobil ini dibuat dengan tujuan yang pertama adalah mobil mampu beradaptasi dengan medan banjir, lalu yang kedua yakni bisa mengevakuasi korban bencana alam dan yang ketiga mampu melalui medan *off-road*. Tuntutan yang ada pada medan bencana alam yang mengharuskan mobil ini membawa muatan atau alat evakuasi sehingga mobil ini juga dilengkapi perahu karet, gergaji dan alat evakuasi lainnya (ITS, 2019). Mobil ini dibuat dengan kerjasama antara BPBD Gresik, Jawa Timur dengan PT. Karya Tugasanda, Pasuruan, Jawa Timur.

Dilihat dari struktur mobil, mobil yang mampu membawa korban evakuasi bencana sekaligus peralatan evakuasi bencana harus memiliki struktur yang kuat. Mobil Mitsubishi Triton yang berhasil dimodifikasi oleh PT. Karya Tugasanda ini mengalami perubahan struktur pada *body* mobil dan untuk struktur *chassis* sebagai penopang *body* atas dan mesinnya tidak ada perubahan.

Gambar 1.1 Mobil *Flood - Rescue Vehicle* (FRV) BPBD Gresik, Jawa Timur (Dokumentasi PT. Karya Tugasanda)

Dan dari mobil ini mengalami modifikasi di bagian *electrical* dengan tujuan untuk meningkatkan keamanan pada saat mobil ini turun ke medan banjir ataupun *off-road*.

Kegagalan dalam perancangan sebuah mobil merupakan hal yang harus dihindari terutama ketika mobil akan diproduksi secara massal karena akan berakibat rusaknya mobil pada saat penggunaan yang bisa berujung pada kecelakaan. Oleh karena itu dibutuhkan proses pengujian terhadap mobil terlebih dahulu agar bisa mengkalkulasi kekuatan mobil dan bisa mulai untuk diproduksi baik dalam jumlah kecil ataupun jumlah besar. Salah satu faktor dari kekuatan mobil adalah *torsional stiffness*. Torsional stiffness berperan besar dalam mempertahankan keutuhan struktur ketika dikenai beban torsional dan juga kenyamanan dari penggunaan suatu kendaraan ketika dikenai beban torsi. Dalam

penelitian ini, proses pengujian mobil untuk mencari *torsional stiffness* dilakukan dengan uji torsi terhadap mobil FRV dengan beberapa metode.

Ada berbagai macam metode pengujian untuk mendapat hasil kekuatan struktur, salah satunya ada metode simulasi 3D menggunakan *software* dan ada metode SSS (*Simple Structural Surface*). Metode SSS kali ini sebagai salah salah satu metode dengan penyederhanaan sebuah struktur mobil yang bisa mempersingkat waktu dari segi perancangan secara keseluruhan dan dibantu dengan perhitungan analitis dan juga sedikit bantuan *software*. Untuk metode simulasi 3D pada umumnya menggunakan bantuan *software* dengan memodelkan secara mendetail. Untuk penelitian kali ini, perbedaan metode ini akan dibandingkan untuk mengetahui letak perbedaan dari kedua metode ini. Uji yang dilakukan untuk mengetahui perbedaan dari kedua metode ini menggunakan uji torsi agar bisa mendapatkan *torsional stiffness* dari struktur mobil FRV. Kedua metode ini disimulasikan menggunakan *software* ANSYS pada komputer. Untuk metode simulasi SSS menggunakan struktur mobil FRV yang sudah disimplifikasi dan untuk metode simulasi 3D menggunakan dua macam *element*, yakni *surface* dan *beam element*.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang sub bab 1.1, maka penulis merumuskan permasalahan sebagai berikut :

1. Bagaimana mengetahui kekakuan struktur mobil FRV yang diberi uji torsi berdasarkan metode SSS (*Simple Structural Sruface*)?
2. Bagaimana mengetahui kekakuan struktur mobil FRV yang diberi uji torsi berdasarkan metode simulasi 3D ?
3. Bagaimana hasil perbandingan metode simulasi 3D dan metode SSS (*Simple Structural Surface*) dengan perlakuan uji torsi pada struktur mobil FRV ?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui hasil kekakuan struktur mobil FRV yang diberi uji torsi berdasarkan metode *Simple Structural Surface* (SSS).
2. Mengetahui hasil kekakuan struktur mobil FRV yang diberi uji torsi berdasarkan metode simulasi 3D.
3. Mengetahui perbandingan hasil metode *Simple Structural Surface* (SSS) dan metode simulasi 3D dengan perlakuan uji torsi pada struktur mobil FRV.

1.4 Batasan Masalah

Agar masalah yang muncul dapat dianalisis dengan baik, dapat mencapai tujuan dan tidak melebar dari permasalahan yang ada, maka diperlukan batasan – batasan antara lain :

1. Struktur mobil FRV menggunakan material (AISI 1018 / *mild low carbon steel*).
2. Simplifikasi metode *Simple Structural Surface* (SSS) dengan menggunakan *surface element*.
3. Pemodelan 3D menggunakan *surface element* dan *beam element*.
4. Analisis dilakukan dengan cara simulasi menggunakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga.
5. Seluruh pengelasan bodi mobil FRV dianggap baik.
6. Hasil simulasi yang hendak dianalisis adalah *torsional stiffness* struktur bodi mobil FRV.
7. Berat komponen – komponen mobil FRV diabaikan.
8. Digunakan komparasi dalam pembahasan nilai *torsional stiffness* dari metode *Simple Structural Surface* (SSS) dan metode simulasi 3D.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengembangkan kemampuan penguasaan dan penggunaan perangkat lunak metode elemen hingga

khususnya ANSYS Workbench dalam aplikasi masalah teknik sebagai metode alternatif disamping metode analisis dan eksperimentasi.

2. Menjadi salah satu pertimbangan dalam penelitian lanjutan terkait kekuatan (*torsional stiffness*) struktur mobil FRV BPBD Gresik, Jawa Timur.
3. Mengetahui perbandingan metode *Simple Structural Surface* (SSS) dari segi kekuatan struktur mobil.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB II
DASAR TEORI

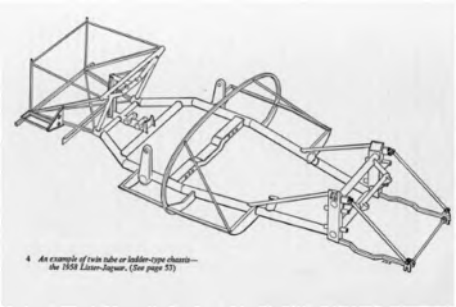
2.1 *Chassis*

Chassis merupakan bagian terpenting dalam stabilitas dari sebuah kendaraan, karena semua komponen yang berkaitan dengan kestabilan menempel pada *chassis*. Beberapa diantaranya adalah suspensi, roda, *steering system*, *braking system*, dan tempat meletakkan mesin (Fakhri, 2019). Pada idealnya, penggunaan *chassis* pada mobil bertujuan untuk menyambungkan keempat roda dengan sebuah struktur yang dimana struktur tersebut cukup akan puntiran dan pembengkokan (*torsion* dan *bending*). *Chassis* diharuskan untuk mampu menyangga dan menopang seluruh komponen yang ada dan sebaiknya meredam seluruh beban tanpa terlalu terdefleksi.

2.2 Macam – macam *Chassis*

2.2.1 *Twin Tube* atau *Ladder Frame Chassis*

Selama bertahun – tahun, Chassis tipe *Girder* telah digunakan pada sebagian besar mobil *sport* yang diproduksi massal, tetapi ahli perancang mempunyai waktu dan diperlihatkanlah kelebihan berbagai jenis *chassis tubular*. Dengan mengabaikan ketidakefisienan *chassis* tipe *Girder*, bentuk paling sederhana dari *chassis* adalah tipe *twin tube* atau *ladder frame* dengan dua sisi batang berdiameter besar dan penguat lateral atau diagonal, atau campuran keduanya dalam *tube* berdiameter serupa atau lebih kecil, yang keduanya pun menaikkan torsi kekakuan dan ganjalan untuk komponen utama dan komponen yang lebih kecil.



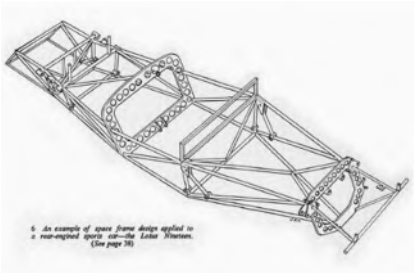
Gambar 2.1 *Chassis* jenis *Twin Tube (Costin, 1961)*

Chassis jenis *twin tube*, meski relatif berat dan kekakuan torsionalnya kurang, lebih mudah dibuat dan sangat tahan lama, karena menggunakan bahan berukuran berat. Selain itu, *chassis* tipe *twin tube* tidak rentan terhadap kerusakan yang tidak disengaja dan menyediakan aksesibilitas yang baik bagi komponen – komponen mekanik. Dengan menggunakan *sub-frame*, akan mempermudah pengaturan pemasangan komponen – komponen yang ada.

2.2.2 *Space Frame*

Space frame adalah jenis *chassis* yang paling efisien yang dimungkinkan untuk dibuat dalam produksi yang terbatas. Konstruksi yang menyatu akan lebih unggul dalam beberapa contoh tetapi ada beberapa faktor yang menentang akan hal tersebut, yang akan diterangkan pada bagian selanjutnya. Mengenai *space frame*, sulit membayangkan *chassis* jenis ini memiliki kekakuan torsional yang memadai tanpa secara otomatis memiliki cukup kekakuan pada pembengkokan. Namun, kriteria desain *chassis* dan nyatanya fungsi utama dari *chassis* berperforma tinggi adalah kekakuan torsionalnya. Pada *chassis* mobil *sport* tidak mungkin untuk mencapai kesempurnaan, struktur lengkap dikarenakan perlunya pengurangan.

Contoh terbaik dari *chassis space frame* dari sudut pandang kekakuan torsional adalah bagian kotak persegi panjang, dengan ujung, sisi, atas dan bawah triangulasi oleh diagonal yang berturut – turut dari satu sudut melalui pusat hingga ujung yang berlawanan. Ini akan menjadi *chassis* yang paling ringan, paling kaku, paling sederhana dan paling simpel, namun pada saat yang sama itu sepenuhnya tidak praktis untuk aplikasi otomotif, terutama dari sudut pandang aksesibilitas. Karenanya, *chassis* harus dipisah menjadi rongga, lebih baik dua, tetapi biasanya kompromisasi masuknya *creep*, membuat tiga atau empat rongga yang lebih sederhana dari sudut pandang lokalisasi efek dari kompromisasi. Namun, keuntungan dari *space frame* adalah bahwa, sebagai penggunaan terbaik sedang dibuat dari material, material minimum diperlukan.



Gambar 2.2 *Chassis* jenis *Space Frame (Costin, 1961)*

Chassis space frame yang dibuat dengan baik harus sangat tahan lama. Satu – satunya bahaya kegagalan karena pemakaian jangka panjang kemungkinan berasal dari dalam *tube* karena pengaratan dan korosi internal. Hal ini bisa dihindari dengan tepat merawat dan menutup bagian dalam tabung, meskipun letusan lubang keling terkadang membuat rancu persoalan pada kasus ini. Ketahanan tumbukan harus baik pada kasus benturan kecil, karena kerusakan harus dibatasi pada rongga yang menerima tumbukan. Tumbukan besar akan diserap secara bertahap, tiap rongga mengambil bagian regangan hingga tidak bisa lagi menampung

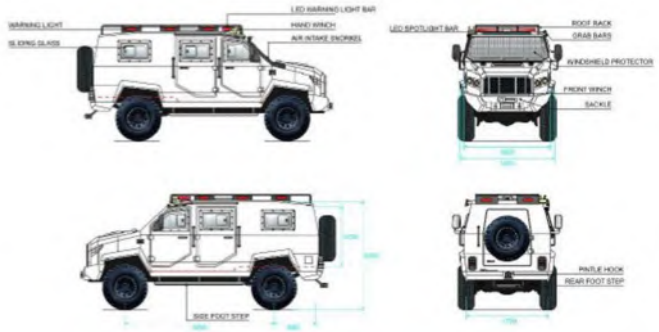
beban yang naik dengan cepat. Demikianlah dalam kasus tabrakan berkecepatan tinggi, meskipun rusak mobilnya meluas, fakta bahwa itu akan melambat dan meminimalisir cedera pada pengemudi. Dari tinjauan produksi, *space frame* adalah yang kemungkinannya paling mahal dari *chassis tubular* untuk dibuat, karena jumlah tabung yang digunakan dan jumlah pengelasan yang terlibat. Tetapi tidak diragukan lagi, *space frame* adalah yang paling efisien (Costin, 1961).

2.3 *Flood Rescue Vehicle* (FRV)

Kendaraan *Flood Rescue Vehicle* (FRV) merupakan kendaraan yang dijadikan alat bantu evakuasi untuk menaggulangi ataupun mitigasi bencana alam maupun non alam yang dialami di beberapa daerah terutama Kabupaten Gresik, Jawa Timur. Kendaraan ini dibangun dan dikembangkan oleh PT. Karya Tugasanda dan bekerjasama dengan pihak Badan Penanggulangan Bencana Daerah Gresik, Jawa Timur dan pihak Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebagai pengkajinya. Mobil FRV ini pada awalnya adalah Mitsubishi Triton yang sudah dimodikiasi sedemikian rupa untuk memenuhi kebutuhan. Kendaraan evakuasi

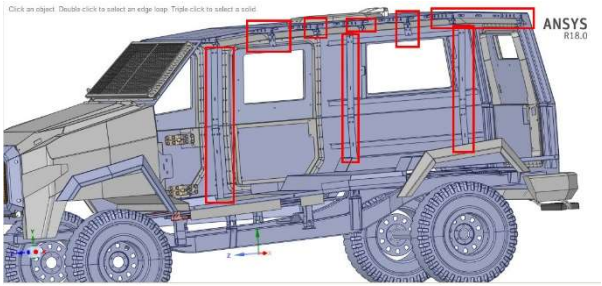
ini memiliki tiga fungsi utama yakni, mampu berfungsi dalam medan banjir, mampu mengevakuasi korban bencana dan mampu melalui medan *off – road*. Selain tiga fungsi utama itu, kebutuhan akan transportasi alat bantu penanggulangan bencana seperti gergaji, perahu karet, gergaji dan alat bantu lainnya. Secara

sederhana, cara kerja dari mobil FRV ini Ketika melalui medan banjir adalah tetap membiarkan air masuk ke dalam kabin mobil hingga batas ketinggian maksimal agar stabilitas dan traksi mobil tetap terjaga (ITS, 2019).



Gambar 2.3 Mobil FRV *(ITS, 2019)*

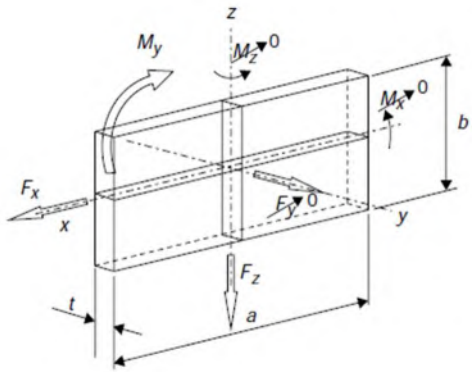
Berbeda dengan struktur mobil pada umumnya, struktur mobil FRV dimodifikasi dengan menggunakan *ladder chassis* dari mobil *Mitsubishi Triton* dan pada bagian struktur body atas menggunakan struktur yang menyerupai cangkang atau *exoskeleton*. Hal ini membuat struktur mobil FRV terlihat kokoh dengan bantuan struktur penyangga dalam yang menyokong lapisan cangkang tersebut.



Gambar 2.4 Struktur penyangga body mobil FRV *(ITS, 2019)*

2.4 Metode *Simple Structural Surface* (SSS)

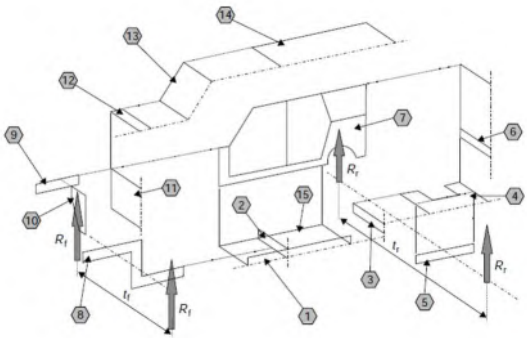
Metode *Simple Structural Surface* (SSS) merupakan metode yang digunakan pada tahap pengonsepan pada suatu proses desain atau ada perubahan mendasar pada suatu struktur. Prosedur dari metode SSS ini adalah dengan cara memodelkan atau mewakili struktur dari sebuah kendaraan dengan sejumlah bidang permukaan. Setiap bidang permukaan atau SSS harus mempertahankan kesetimbangan dari serangkaian atau keseluruhan gaya. Gaya – gaya yang dimaksud adalah gaya yang dihasilkan oleh bobot mesin atau transmisi mobil pada bujur rel mesin. Rel terpasang pada bagian struktur yang berdekatan dengan memberikan reaksi untuk mempertahankan kesetimbangan. Oleh karena itu, anggota yang berdekatan harus memiliki kesetaraan dan gaya yang berlawanan yang bekerja pada struktur. Prosedur pendefinisian beban pada tiap SSS dilanjutkan melalui struktur dari satu as ke as yang lain hingga mencapai titik kesetimbangan secara menyeluruh pada sebuah struktur yang dibuat. Pada saat pemodelan sebuah struktur dengan cara ini, hal itu bisa segera direalisasikan jika SSS memiliki tumpuan atau reaksi yang tidak mencukupi dan karenanya struktur akan memiliki kekurangan. Oleh karena itu, metode SSS berguna untuk menentukan bahwa ada kesinambungan pada garis edar gaya dan karenanya bisa menentukan keutuhan dari struktur (Brown, 2002).



Gambar 2.5 Inersia dan *Free Body Diagram* tiap panel SSS *(Brown, 2002)*

Batasan utama dalam metode SSS adalah bahwa itu tidak dapat digunakan untuk menyelesaikan beban pada struktur berlebih. Struktur yang berlebih dibangun sedemikian rupa sehingga beberapa komponen tunggal secara teoritis tidak diperlukan. Dalam struktur yang berlebih, ada lebih dari satu garis edar beban dan pembagian beban difungsikan dari kekakuan relatif dan geometri komponen. Struktur mobil penumpang dan stuktur kendaraan ringan lainnya yang sangat berlebih dan karena itu dapat diasumsikan metode tersebut tidak memuaskan untuk pengaplikasian ini. Pengguna metode ini harus terlebih dahulu memilih model struktur yang sudah disederhanakan dan mendefinisikan beban pada berbagai macam komoponen. Hasilnya adalah bahwa meskipun beban yang pasti belum ditentukan tipe – tipe bebannya telah ditemukan dan detail perancang akan bisa merancang fitur struktur yang diperlukan ke dalam komponen atau *assembly*.

Gambar 2.6 Struktur mobil Corolla Fielder (Toyota Motor Corporation)



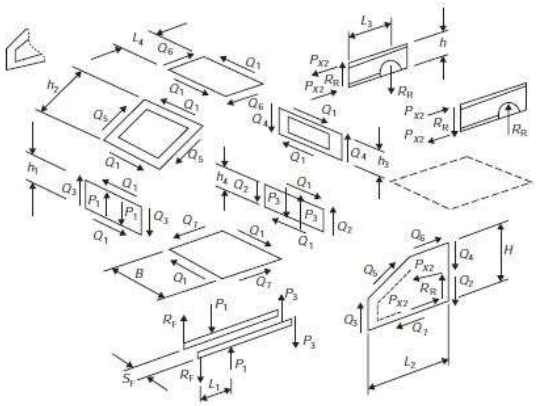
Gambar 2.7 Sebagian model SSS mobil *estate* (*station wagon*) *(Brown, 2002)*

Pada Gambar 2.5 adalah contoh model SSS yang merepresentasikan mobil *estate* atau *station wagon*. Berikut merupakan model SSS yang hanya menampilkan sisi kanan dari mobil *estate* untuk lebih jelasnya. Lantai kendaraan ini memiliki terowongan pusat dan *cross-beam* dibawah kursi depan. *Cross – beam* kursi belakang adalah bagian inti yang mengarah ke bagian belakang yang terangkat. Di bawah lantai belakang atau area bagasi, anggota *longitudinal* (3) menjalankan setiap sisi dari roda

cadangan yang terhubung dengan baik ke *cross – beam* kursi belakang dan ke ambang jendela dari *frame* bagian belakang. Pada kendaraan ini, pemasangan suspensi belakang tampak melekat pada bagian atas lekukan roda belakang dan dekat dengan rangka samping (7). Karena itu, diasumsikan bahwa beban reaksi suspensi belakang diterapkan langsung ke *frame* samping. Di depan ada anggota longitudinal substantial untuk rel mesin dan di bagian atas sayap (*fender*) yang diwakili oleh SSS bagian (8) dan (9). Menara penyangga suspensi terpasang pada bagian atas sayap (*fender*) longitudinal dan di bagian bawah rel mesin. SSS (10) yang merepresentasikan *strut tower* dan efektif pada *cross-beam* (Brown, 2002).

2.4.1 Aplikasi Beban Torsi pada SSS

Beban puntir terburuk terjadi saat semua beban gandar yang lebih ringan diterapkan ke satu roda pada gandar itu. Situasi ini menyebabkan roda lain di gandar itu untuk mengangkat tanah. Pembengkokan pada struktur tentu saja masih diterapkan. Untuk keperluan perhitungan komponen puntir asimetris dipertimbangkan dalam kondisi tertutup, sebagai kasus beban torsi murni. Beban Rft yang setara ataupun berlawanan diberikan pada suspensi depan bagian kiri dan kanan, sehingga menyebabkan adanya torsi (T) pada garis tengah kendaraan. Hal ini akan bereaksi setara ataupun berlawanan pada titik suspensi belakang sehingga kendaraan berada dalam putaran torsi murni. Gaya tepi Q pada SSS yang dihasilkan dari gambar 2.6 yang kemudian dihitung (Shojaeefard, 2015).



Gambar 2.8 *Edge force* (Q) pada mobil pickup standar dalam kasus uji torsi *(Brown, 2002)*

2.5 Kekakuan Torsi (*Torsional Stiffness*)

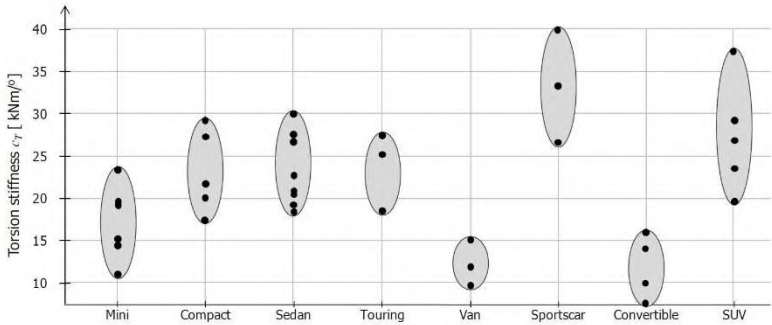
Salah satu hal yang terpenting dalam *chassis* sebuah kendaraan adalah nilai kekakuan torsional dari *chassis* tersebut. Hal ini berdampak pada tingkat kenyamanan serta performa pada suatu kendaraan. Dengan pemikiran seperti ini, tujuan dari membuat suatu desain *chassis* adalah untuk meningkatkan kekakuan torsi tanpa secara signifikan menambah bobot dari *chassis* (George & Riley, 2002), (Law, Raju, & Sone, 1998). Adapun efek atau pengaruh dari torsional stiffness yakni adalah pada saat belok dan melewati *bump*. Yang dimaksudkan adalah ketahanan dari struktur mobil untuk memuntir sepanjang sumbu longitudinal mobil pada saat belok ataupun pada saat roda mobil melewati *bump* (Krzikalla, 2019).

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. Namun, torsional stiffness yang kurang juga berdampak pada distribusi perpindahan beban lateral yang dimana memperbolehkan perpindahan dari poin

suspension attachment yang memodifikasi kinematika suspensi dan hal itu bisa memicu efek dinamis seperti fenomena resonansi atau getaran (Genta, 2009). *Chassis* yang memiliki *torsional stiffness* yang rendah juga memicu beberapa permasalahan antara lain kualitas berkendara yang rendah, fenomena *fatigue* lebih bisa terjadi, pergeseran pada poin suspension attachment dan lain – lain (Sampo', Chassis torsional stiffness: Analysis of the influence on vehicle dynamics, 2010).

Tabel 2. 1 Hasil pengujian *torsional stiffness* beberapa jenis *chassis* mobil *(germancarforum.com, 2007)*, *(youwheel.com, 2014)*

No.	Kendaraan	Nilai *Torsional Stiffness* (N.m/^{0})
1	Chrysler Pacifia	22900
2	Buick Enclave	25900
3	Jeep Grand Cherokee	23000
4	Volvo XC90 (2003 - 2014)	21400
5	Volvo XC90 (2016 -)	27392
6	Land Rover Freelander 2	28000
7	Land Rover Range Rover	32000
8	GMC Acadia	25900



Gambar 2.9 *Torsional stiffness* setiap tipe mobil *(Hirz, 2016)*

Salah satu tinggi rendahnya nilai *torsional stiffness* pada mobil bergantung pada kegunaan dari mobil itu sendiri. Pada Gambar 2.9, mobil jenis *sportcar* memiliki nilai torsional stiffness yang cukup tinggi disbandingkan dengan mobil jenis lain, hal ini dikarenakan mobil jenis *sportcar* diharapkan memiliki stabilitas *handling* yang tinggi yang dimana hal ini juga ditunjang dengan *torsional stiffness* yang cukup tinggi agar *handling* mobil atau stabilitas mobil tetap terjaga (Sampo', Chassis torsional stiffness: Analysis of the influence on vehicle dynamics, 2010).

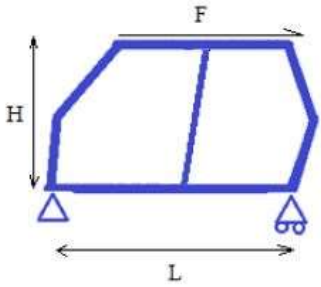
2.5.1 Metode SSS

Mendapatkan kekakuan torsional dari simplifikasi model SSS bisa didapatkan dari 3 langkah, yakni :

1. Seluruh panel yang sudah disimplifikasi dengan model SSS dan sebuah torsi diasumsikan di apliasikan di *dash panel* (P1 pada Gambar 2.6). Kesetimbangan statis dipertimbangkan dari tiap tiap panel SSS dan diturunkan dalam sebuah matriks untuk mencari *edge force* tiap panel dengan mempertimbangkan geometri dari tiap panel SSS yang ada.
2. Kalukasi dari modulus geser efektif $(G.t)_{eff}$ (N / mm) pada panel samping bisa didapatkan dengan :

$$(G.t)_{eff} = \left(\frac{F}{\delta}\right)\left(\frac{H}{L}\right)$$

   Dimana F adalah gaya geser (Q) pada *roof rail*, δ merupakan defleksi (mm) di sepanjang arah F, H dan L merupakan ketinggian (mm) dan panjang (mm) *wheelbase* secara berurutan.



Gambar 2.10 Boundary condition pada kalkulasi modulus rigidity efektif *(Mallen, 2010)*

3. *Torsional stiffness* bisa dihasilkan melalui perhitungan dengan formulasi sebagai berikut :

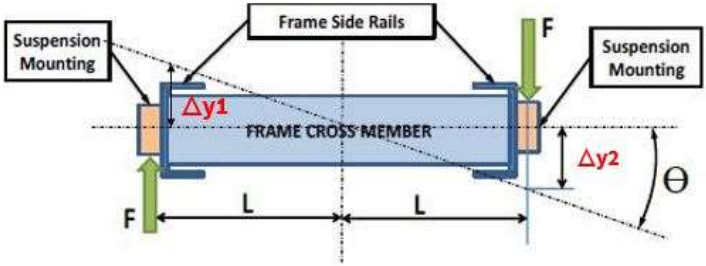
$$K_T = \frac{1}{\left(\frac{q}{T}\right)^2 \sum_1^i \left[\frac{area\ of\ surface\ i}{(G.t)_{eff}}\right]_{surf\ i}}$$

$$q = \frac{Q}{the\ edge\ which\ \ Q_i\ is\ applied}$$

q merupakan *shear flow* (N / mm) pada tiap panel SSS. Hal ini telah terbukti bahwa *torsional stiffness* dapat dipertimbangkan melalui *stiffness* dari *side panel* (Mallen, 2010).

2.5.2 Metode Simulasi 3D

Metode simulasi didasarkan pada studi yang dilakukan sebelumnya dimana *Finite Element Analysis* (FEA) dilakukan pada *chassis*. Sebuah studi kasus disajikan setelahnya untuk memvalidasi metode yang dijelaskan disini. Dalam metode ini, beban yang setara dan berlawanan diterapkan pada lokasi pemasangan suspensi depan sementara untuk lokasi bagian pemasangan belakang adalah tetap. Persamaan yang digunakan untuk menentukan kekakuan torsi didasarkan pada total defleksi



Gambar 2.11 Parameter perhitungan *torsional stiffness* pada *chassis (Tebby, 2011), (N., 2015).*

lokasi pemasangan. Kekakuan torsi dihitung menggunakan persamaan berikut :

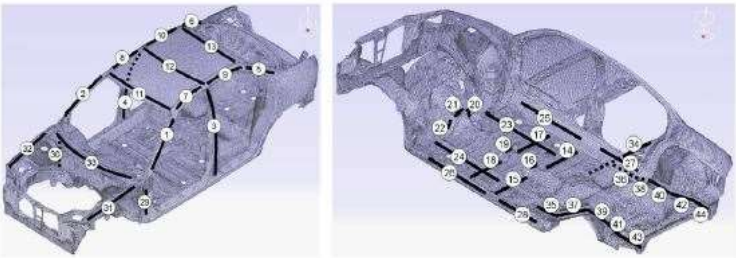
$$K_T = \frac{F \,.\, L}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta y1 + \Delta y2}{2.L}\right)}$$

Dimana F (N) merupakan gaya yang diberikan, L (mm) merupakan lengan torsi yang diberikan, $\Delta y1$ dan $\Delta y2$ merupakan defleksi (mm) yang dihasilkan pada sisi kanan dan kiri *chassis* secara berturut – turut.

2.5.2.1 *Beam – based Model of the Entire vehicle Cabin* (BMEC)

Beam – based Model of the Entire vehicle Cabin (BMEC) merupakan model dimana sebuah struktur kendaraan dimodelkan dengan menggunakan *beam element* sebagai dasar pemodelan. Hal ini bertujuan untuk simplifikasi analisis sebuah struktur kendaraan. Struktur kendaraan dibedakan dipecah menjadi bebearapa *nodes* dan *beam element*. Elemen direpresentasikan beam panjang lurus yang tersambung satu dengan yang lainnya. BMEC digunakan untuk mengeliminasi kerugian dari penggunaan metode SSS. Dengan menggunakan metode elemen hingga, defleksi pada struktur dapat didapatkan untuk mencari nilai *torsional stiffness*. BMEC memiliki *trade-off* antara waktu dan akurasi daripada

proses (Wood, Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for bending stiffness and natural frequency, 2014), (Wood, Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for torsion stiffness and natural frequency., 2014).



Gambar 2.12 Contoh beam element yang mewakili sebuah struktur sedan *(Donders, 2009)*

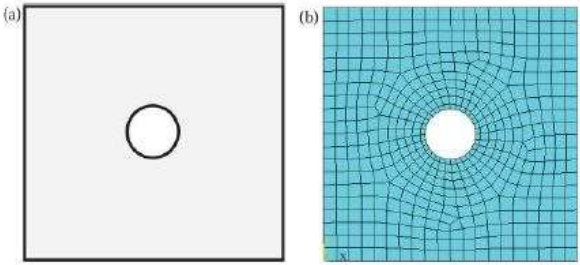
2.5.2.2 *Coupled – Beam Surface Model* (CBSM)

Coupled - Beam Surface Model (CBSM) merupakan model yang menggunakan *plate* atau *shell element* sebagai dasar dari desain struktur keseluruhan mobil. *Surface element* biasa digunakan dalam pemodelan struktur kendaraan karena bisa menghasilkan hasil yang lebih akurat (Happian-Smith, 2002). Penggunaan *shell* atau *plate element* juga memilki kekurangan yakni memiliki terlalu banyak desain variable yang berakibat diperlukannya memori yang lebih dalam proses penyelesaian komputasi (Wood, Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for bending stiffness and natural frequency, 2014).

2.6 Metode Elemen Hingga

Metode Elemen Hingga merupakan salah satu metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam *engineering.* Macam – macam permasalahan yang dapat diselesaikan dengan metode ini antara lain seperti analisis struktur,

perpindahan panas dan massa, aliran fluida dan potensial elektromagnetik. Metode elemen hingga baik dalam menyelesaikan masalah yang mencakup geometri yang rumit dengan pembebanan dan sifat mekanis material yang sulit diselesaikan dengan metode matematika analitis. Penyelesaian dengan metode matematika analitis akan membutuhkan persamaan diferensial yang lebih terperinci pada setiap detail geometri (Chen, 2014). Metode matematika analitis akan lebih menguras pikiran dan waktu yang lebih lama dalam melakukan analisis terhadap suatu geometri khusus yang rumit. Begitu juga pada penyelesaian masalah dengan metode eksperimental. Pada geometri yang besar akan banyak menghabiskan biaya dan waktu dalam menganalisis suatu tinjauan. Maka dari itu, digunakan metode elemen hingga sebagai pendekatan penyelesaian masalah *engineering* yang dapat dipertanggung-jawabkan kehandalan dan keakuratannya untuk menghemat biaya dan waktu dalam proses analisis.



Gambar 2.13 (a) Plat dengan sebuah lubang (model CAD) dan (b) sebuah diskretisasi metode elemen hingga *(Madenci, 2015)*

Inti dari penyelesaian masalah menggunakan metode elemen hingga adalah membagi suatu objek yang akan dianalisis menjadi beberapa bagian atau elemen-elemen dengan ukuran dan geometri tertentu. Setiap bagian atau elemen yang telah dibagi-bagi kemudian dihubungkan dengan *node*, kemudian persamaan matematis yang terkandung dalam elemen dipergunakan untuk

merepresentasikan permasalah objek tersebut. Tujuan penyelesaian menggunakan metode elemen hingga adalah menyelesaikan permasalahan analisis pada suatu persamaan diferensial geometri dan pembebanan yang rumit, sehingga sulit untuk diselesaikan secara analitis. Karena perhitungan analitis membutuhkan besaran yang harus diketahui pada setiap titik objek yang dikaji, sedangkan pada geometri yang rumit memiliki banyak besaran yang tidak diketahui. Selain itu, metode elemen hingga juga dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dinamik atau bergantung pada perubahan waktu (Madenci, 2015).

Dalam menyelesaikan suatu permasalahan analisis suatu struktur menggunakan metode elemen hingga, setidaknya prosedur yang harus dipenuhi antara lain:

1. Membuat model atau geometri awal suatu struktur yang akan dianalisis.
2. Menentukan jenis material yang digunakan pada model yang akan dianalisis. Penentuan jenis material juga diikuti dengan penentuan sifat mekanik material, seperti modulus elastis, *poisson ratio*, kekuatan tarik, dan lain-lain.
3. Membuat elemen dari model yang akan dianalisis, meliputi jenis elemen, jumlah elemen yang diberikan pada model geometri, dan juga ukuran elemen.
4. Memberi kondisi batas (*Boundary Condition*) pada model atau geometri yang akan dianalisis. Kondisi batas diberikan pada model sebagai representasi tumpuan dari keadaan yang sesungguhnya sedemikian rupa, sehingga model geometri pada perangkat lunak dapat sesuai hasil yang seharusnya.
5. Memberikan kondisi pembebanan. Berbagai macam pembebanan yang dapat diberikan, antara lain seperti *force*, *moment*, *pressure*, dan lain-lain. Kondisi pembebanan disesuaikan dengan keadaan sesungguhnya atau keadaan yang ingin dicoba pada suatu permasalahan suatu model.

6. Analisis hasil setelah berjalan proses simulasi terhadap suatu model. Analisis hasil merupakan tahap terakhir dalam melakukan simulasi menggunakan perangkat lunak metode elemen hingga. Hasil yang didapatkan yang paling umum meliputi tegangan, regangan, dan lain-lain sesuai hasil yang diharapkan dalam simulasi. Beberapa perangkat lunak yang mampu menyelesaikan simulasi dengan hasil analisis antara lain *ANSYS mechanical APDL*, *Autodyn*, dan lain-lain.

Penyelesaian metode elemen hingga umumnya menggunakan metode matriks. Setiap elemen memiliki persamaan masing-masing, yang kemudian digabungkan menjadi persamaan dari keseluruhan sistem. Memodelkan suatu elemen dengan memberikan beban, dibutuhkan persamaan yang menghubungkan antara beban berupa gaya yang diberikan pada nodal elemen dengan perpindahan berupa translasi pada nodal tersebut. Persamaan matriks yang menghubungkan antara gaya dan deformasi adalah matriks kekakuan sebagai berikut:

$$\{F\} = [K]\ x\ \{d\}$$

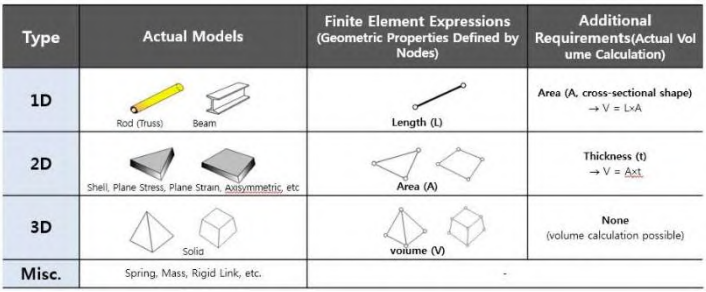
Dimana:
{F} = Gaya
[K] = Matriks kekakuan
{d} = Deformasi

Penyelesaian metode elemen hingga merupakan pendekatan matematis. Dibutuhkan verifikasi dan validasi untuk memastikan bahwa hasil yang didapat dari metode elemen hingga sesuai dan mendekati hasil yang seharusnya. Verifikasi merupakan proses untuk memastikan apakah suatu simulasi dapat menyelesaikan suatu persamaan atau tidak. Proses tersebut dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi yang dilakukan dengan hasil simulasi sejenis yang sudah pernah dilakukan. Menurut Hoover dan Perry (1989), proses verifikasi merupakan proses pemeriksaan kesesuaian model logika operasional dengan logika diagram alur. Sedangkan menurut Law

dan Keaton (1991), verifikasi merupakan suatu proses untuk memeriksa kesesuaian jalannya program komputer simulasi dengan yang diinginkan dengan cara melakukan pemeriksaan program komputer, selain itu verifikasi dapat diartikan sebagai proses penerjemahan model simulasi konseptual ke dalam bahasa pemrograman secara benar.

Kemudian, setelah memastikan kesesuaian dengan berjalannya program komputer, perlu dilakukan pemeriksaan kesesuaian dengan keadaan yang sesungguhnya. Validasi merupakan suatu proses untuk memastikan bahwa hasil simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan kondisi nyata. Menurut Law dan Keaton (1991), validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Suatu model dapat dikatakan valid ketika tidak memiliki perbedaan yang signifikan dengan sistem nyata yang diamati baik dari karakteristiknya maupun dari perilakunya (Setiawan, 2018), (Cook, 2002).

Terdapat beberapa *software* yang bisa melakukan analisa menggunakan *Finite Element Method,* salah satunya adalah ANSYS. Di dalam *software* ANSYS, terdapat beberapa metode yang bisa dilakukan untuk pengujian ini. Salah satu metodenya adalah dengan memilih jenis elemen dari *meshing* yang akan diimplementasikan pada benda uji. Setidaknya ada 3 metode yang bisa digunakan untuk menyelesaikan permasalahan yang ada, yaitu dengan menggunakan *solid element*, *suface element,* dan *beam element.* Pengujian kali ini akan difokuskan kepada penggunaan *beam element* dan *surface element.*

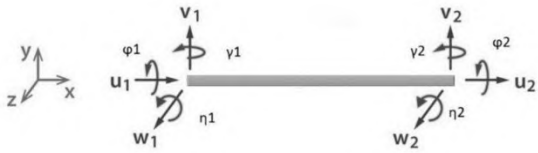


Type	Actual Models	Finite Element Expressions (Geometric Properties Defined by Nodes)	Additional Requirements(Actual Volume Calculation)
1D	Rod (Truss) Beam	Length (L)	Area (A, cross-sectional shape) → V = L×A
2D	Shell, Plane Stress, Plane Strain, Axisymmetric, etc	Area (A)	Thickness (t) → V = Axt
3D	Solid	volume (V)	None (volume calculation possible)
Misc.	Spring, Mass, Rigid Link, etc.	-	

Gambar 2.14 Jenis elemen dalam Finite Element Method (https://feaforall.com/why-do-fea-engineers-use-1d-2d-3d-elements/)

2.6.1 *Beam Element*

Elemen batang atau *beam element* adalah elemen hingga 1D untuk menggambarkan deformasi, regangan dan tegangan pada anggota struktur ramping yang memiliki penampang yang seragam dan diberi muatan tegangan atau kompresi pada sepanjang sumbunya (Chen, 2014). Elemen itu sendiri didefinisikan dalam satu dimensi dimodelkan menggunakan dua *node*, satu disetiap ujung elemen batang. Setiap *node* dapat memiliki 6 derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) – Tx,Ty, Tz (translasi sepanjang sumbu x,y dan z) dan Rx,Ry,Rz (rotasi oleh sumbu x,y dan z) dalam sistem koordinat yang diberikan. *Beam* mampu mengambil beban aksial, *bending*, dan beban geser dan juga momen dan beban torsi.

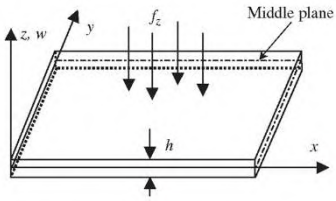


Gambar 2.15 Derajat kebebasan (DOF) pada beam element (Sumber : https://www.researchgate.net/figure/6-DOF-Spatial-beam-element_fig3_327624831)

2.6.2 *Surface / shell Element*

Metode analisa ini meninjau dari lapisan tengah benda uji. Pada dasarnya metode ini menggunakan analisa 2 dimensi dan menggunakan bantuan *software* untuk melengkapi ketidakhadiran dimensi yang ke-3 yaitu ketebalan. Ketebalan harus dimasukan sendiri oleh penggunanya ke dalam *software*. Setelah itu ketebalan yang sudah dimasukan oleh penggunanya dibagi menjadi sisi bagian atas dan sisi bagian bawah. Untuk merepresentasikan geometri benda secara benar, maka *meshing* pada metode ini harus dilakukan di lapisan tengah (*mid surface)*(Gokhale,2008).

Surface/Shell Element ini cukup efektif untuk merepresentasikan hasil pengujian. Jumlah node dan elemen pada metode ini lebih sedikit dari *solid element*. Hal ini berpengaruh kepada waktu pengujian yang lebih singkat dari *solid element*. Surface/ Shell element adalah penyederhanaan secara matematis dari solid element. (Kuusisto, 2017). Aplikasi dari jenis element ini ada pada *sheet metal,* komponen plastik, dan berbagai macam komponen yang rasio ketebalannya < 1. Maka dari itu, pada kenyataannya *shell element* tidak bisa bekerja maksimal pada benda kerja yang tebal . (Zardadkhan, 2012)



Gambar 2.13 Salah satu contoh Shell Element pada pengujian kali ini (Sumber : http://what-when-how.com/the-finite-element-method/fem-for-plates-and-shells-finite-element-method-part-1/)

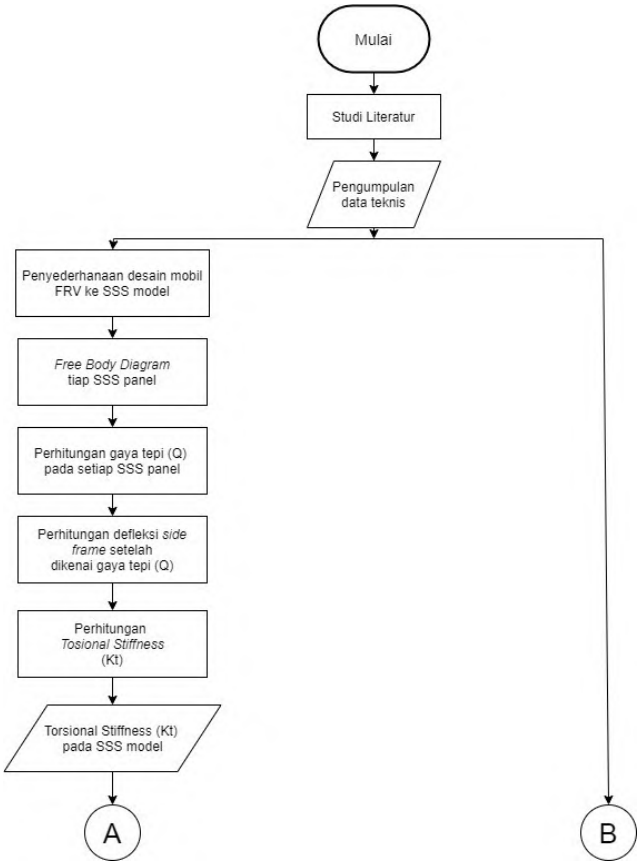
Gambar 2.13 merupakan satu contoh elemen yang dipakai dalam pengujian kali ini. Elemen ini merupakan elemen *surface* dengan 6 DOF di setiap node. Terdiri dari translasi terhadap sumbu x,y,z, dan rotasi terhadap sumbu x,y,z. Ketebalan merupakan salah

satu input dari elemen ini. Terdapat 3 letak ketebalan yang bisa di*input*, yaitu *top, midsu,* dan *bottom.* Elemen ini dapat digunakan untuk analisis struktur pada permasalahan 3 dimensi. Pembebanan kepada elemen akan diterjemahkan dalam *nodal loading.* Tetapi tekanan boleh di *input* sebagai *surface loads* pada tiap permukaan dari elemen tersebut. Tegangan pada *surface element* hanya bekerja pada 2 sumbu saja, yaitu sumbu X dan sumbu Y.

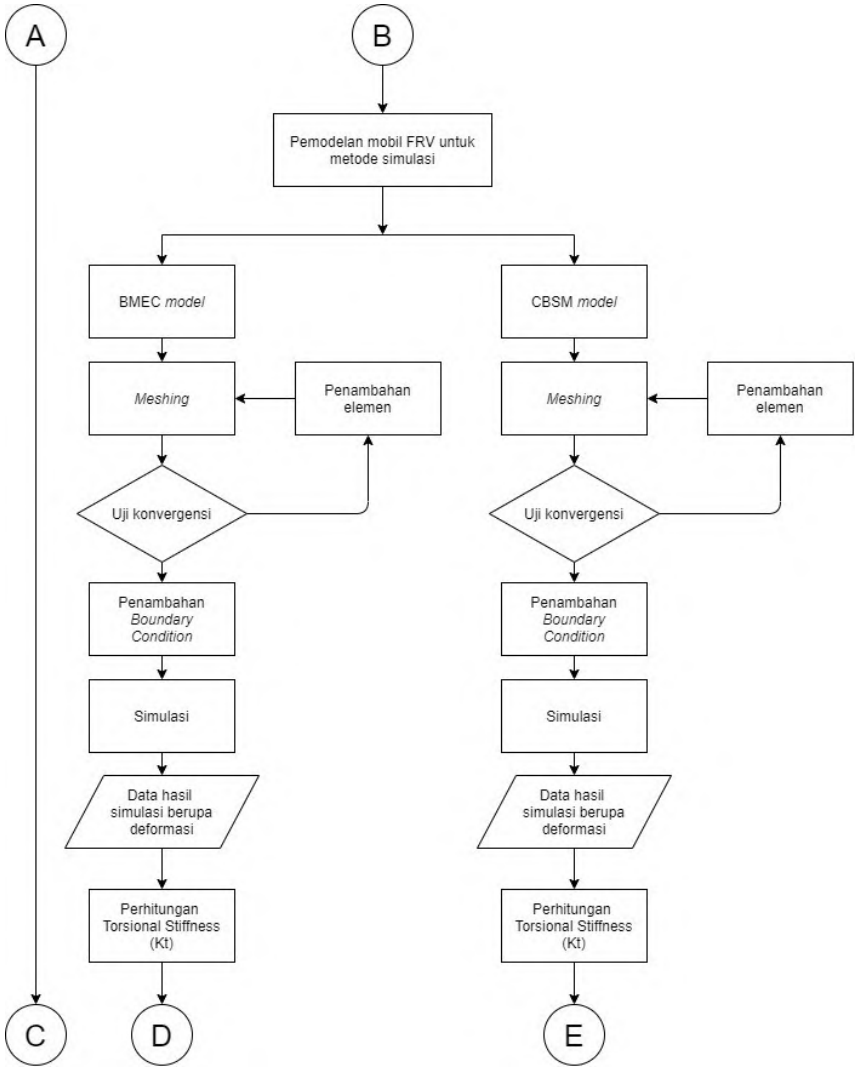
BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

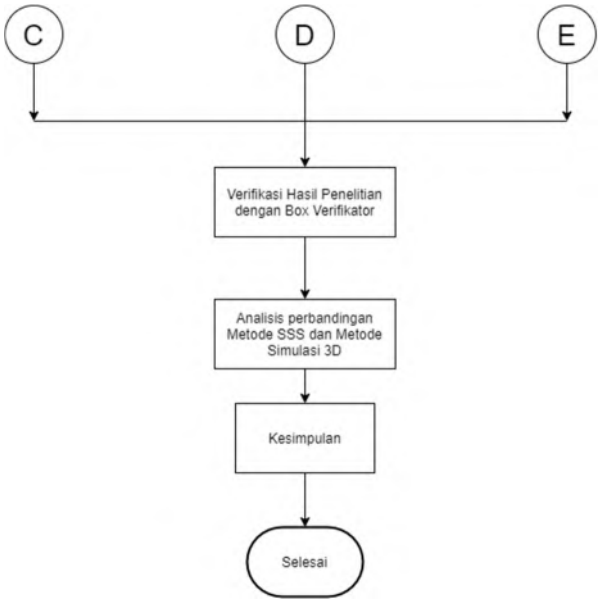
Langkah–langkah yang akan dilakukan dalam penelitian ini secara singkat dapat digambarkan melalui diagram penelitian. Berikut adalah skema diagram alir penelitian:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.3 Diagram alir penelitian

Pada penelitian ini, yang pertama dilakukan adalah studi literatur untuk mengetahui apa saja sekiranya dasar – dasar teori apa saja yang diperlukan dan cocok dalam penelitian. Lalu penulis mencari dan mengumpulkan data – data yang perlu dalam proses penelitian dua metode pendekatan kekuatan struktur melalui uji torsi. Lalu proses penelitian berlangsung dengan dua metode, yang keduanya menggunakan *software* ANSYS *Workbench*. Untuk metode yang pertama yakni metode *Simple Structural Surface* (SSS) untuk menghitung *torsional stiffness* (K_T) mobil FRV dan metode yang kedua adalah metode simulasi 3D. Hasil *torsional stiffness* (K_T) dari kedua metode di atas, nantinya dibandingkan dan dianalisa faktor – faktor apa saja yang mempengaruhi nilai dari *torsional stiffness* (K_T) dari kedua metode tersebut. Hasil dari *torsional stiffness* yang didapatkan kemudian diverifikasi untuk mengetahui hasil yang didapatkan dari metode dan model berlaku

memiliki perbandingan nilai yang sama dengan objek lain. Hasil dari analisis kedua metode tersebut yang nantinya di akhir akan ditarik kesimpulan.

3.2 Studi Literatur

Pada tugas akhir kali ini, langkah pertama yang harus dilakukan adalah studi literatur. Saat melakukan studi literatur, penulis mengumpulkan data – data yang dapat menunjang tugas akhir kali ini. Data – data yang didapat nantinya akan dituliskan dalam daftar pustaka. Pengumpulan data – data ini dilakukan melalui media cetak maupun media internet. Data – data yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini meliputi profil mobil FRV BPBD Kabupaten Gresik, konsep dasar *chassis* mobil, teori tentang metode Simple Structural Surface (SSS), metode simulasi 3D dengan model BMEC dan juga CBSM dan teori tentang torsi.

3.3 Data Penelitian

Berikut merupakan data spesifikasi mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur yang akan digunakan dalam penelitian ini.

Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur *(ITS, 2019)*, *(Motors, 2015)*.

Spesifikasi Mobil FRV		
Dimensi		
Jarak Sumbu Roda	mm	3095
Panjang Keseluruhan	mm	3975
Lebar Keseluruhan	mm	1970
Tinggi Keseluruhan	mm	2250
Ground Clearance	mm	550
Berat		
Sprung Mass (Wsprung)	Kg	3270
Mesin		
Model		4N15 DI C/R T/C
Tipe		DOHC 16 valve, in-line 4-cylinder
Isi silinder	cc	2442
Daya maksimum	PS(kW)/rpm	136(100)/3500
Torsi Maksimum	Kg.m(N.m)/rpm	33.1(324)/1500-2500
Transmisi		
Tipe		6 Speed M/T
Roda		
Ban	in	37x12,5X17

Tabel 3.2 Spesifikasi material bodi mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur *(www.matweb.com)*, *(International, 1990)*.

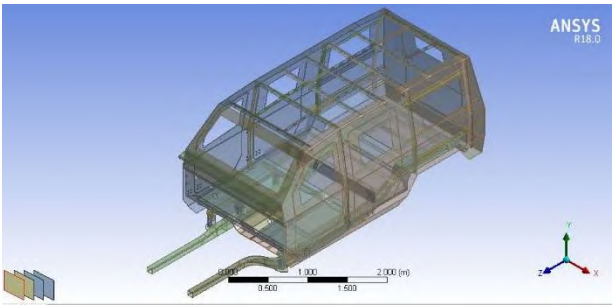
Properties of AISI 1018/*Mild low carbon steel*	
Properties	Metric
Density	7.87 g/cc
Tensile strength, ultimate	440 Mpa
Tensile strength, yield	370 Mpa
Elongation at Break(in 50 mm)	15%
Reduction of Area	40%
Modulus of Elasticity	205 Gpa
Bulk Modulus	140 Gpa
Poission Ratio	0.29
Shear Modulus	80.0 Gpa

Gambar 3.4 Mobil FRV BPBD Kab. Gresik, Jawa Timur *(ITS, 2019)*

3.4 Metode *Simple Structural Surface* (SSS)

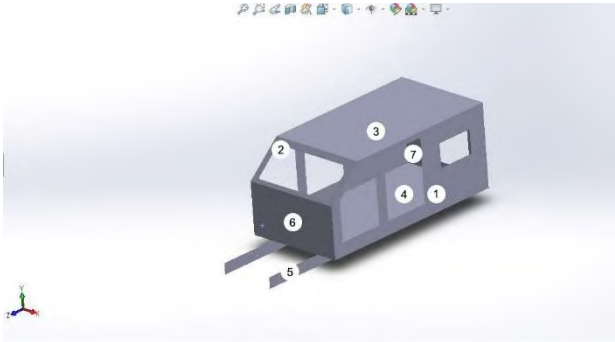
3.4.1 Penyederhanaan Struktur Mobil FRV

Dari data struktur mobil FRV yang sudah didapatkan dari PT. Karya Tugasanda disederhanakan dengan menggunakan metode SSS. Struktur mobil berisi beberapa buah *subassemblies* yang bisa direpresentasikan sebagai panel SSS.



Gambar 3.5 Mobil FRV BPBD Kab. Gresik dalam aplikasi *Solidworks* 2019

Setelah adanya penyederhanaan sesuai dengan gambar di atas, struktur disimplifikasi dengan menggunakan metode SSS menjadi beberapa panel yang merepresentasikan keseluruhan struktur penting dari mobil FRV. Setiap bidang atau panel SSS harus berada dalam posisi keseimbangan (*equilibrium*) dari beberapa gaya yang bekerja (Brown, 2002).



Gambar 3.6 Struktur mobil FRV yang sudah disederhanakan dengan metode SSS.

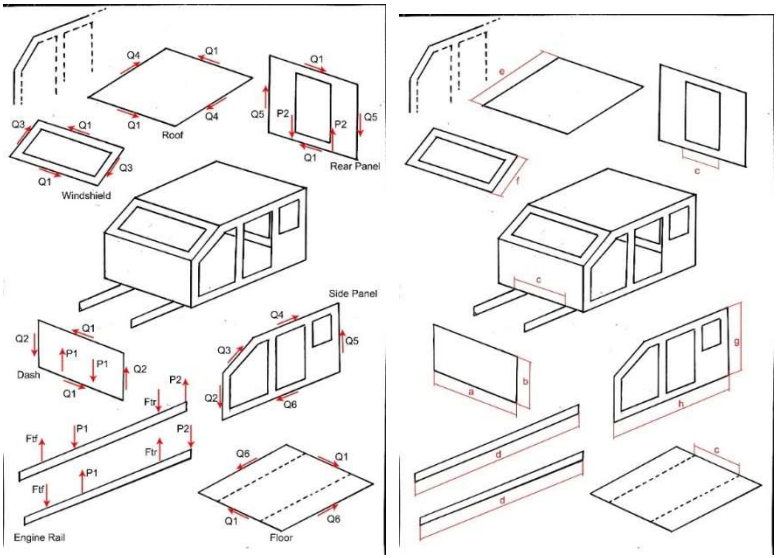
Berikut pada Tabel 3.3 merupakan penjelasan tiap panel dan komponen penting struktur mobil FRV yang sudah dimodelkan dengan metode SSS.

Tabel 3. 3 Tabel deskripsi tiap panel pada struktur SSS Mobil FRV

Panel	Deskripsi		Panel	Deskripsi
1	Side Frame		5	Ladder Rail
2	Windscreen Frame		6	Dash
3	Roof		7	Rear Frame
4	Floor			

3.4.2 *Free Body Diagram* tiap panel SSS

Setelah didapatkan model SSS dari struktur mobil FRV, dibutuhkan gaya tepi dan gaya akhir untuk memastikan bahwa setiap panel SSS yang sudah dimodelkan berada pada titik keseimbangan. Gaya tepi atau akhir ini yang bisa dinotasikan dengan Q_1 hingga Q_6 (Brown, 2002).



(a) (b)

Gambar 3.7 (a) *Free Body Diagram* dan (b) geometri SSS tiap panel

Dan Tabel 3.4 adalah rincian dari geometri SSS yang mengacu Gambar 3.7b diatas.

Tabel 3. 4 Geometri SSS

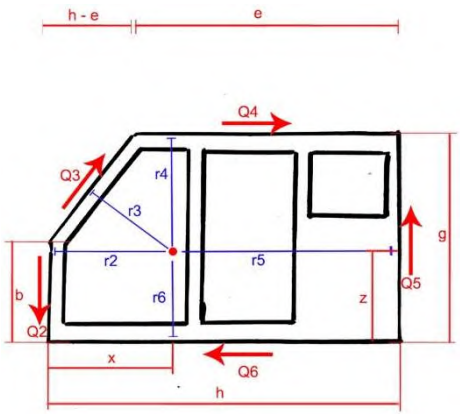
Huruf	Ukuran (mm)	Huruf	Ukuran (mm)
a	1800	e	2920
b	940	f	870
c	1000	g	1500
d	4700	h	3580

3.4.3 Perhitungan Gaya Geser pada setiap panel SSS

Gaya pada setiap panel dihitung agar tercapai suatu titik keseimbangan dengan menggunakan prinsip keseimbangan benda tegar (Hibbeler, 2016).

$$\Sigma F = 0$$
$$\Sigma M = 0$$

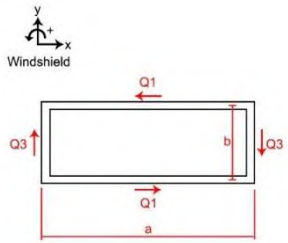
Setelah mendapatkan persamaan – persamaan tiap panel yang diperoleh darikeseimbangan benda tegar, persamaan pada tiap panel dihimpun dan dihitung dengan menggunakan bantuan metode matriks untuk mendapatkan nilai Q_1 hingga Q_6.



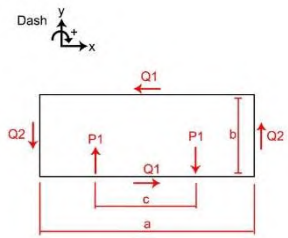
Gambar 3.8 *Free Body Diagram side frame panel* SSS

Tabel 3.5 Geometri *side panel* SSS

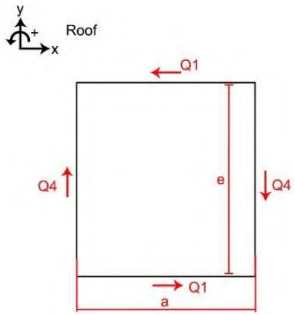
Notasi	Ukuran (mm)
r2	1831.03
r3	1533.76
r4	764.16
r5	1748.97
r6	735.84



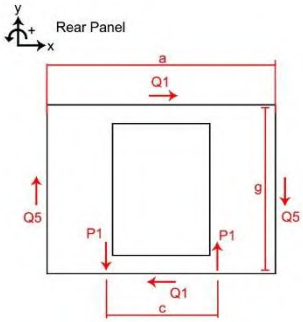
Gambar 3.9 *Free Body Diagram* pada *Dash*



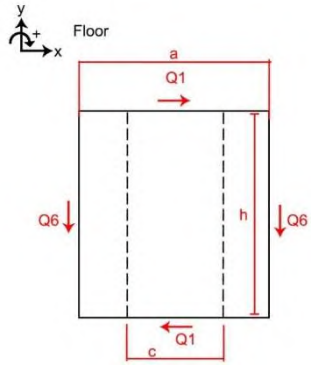
Gambar 3.10 *Free Body Diagram* pada *Windshield*



Gambar 3.11 *Free Body Diagram* pada *roof*



Gambar 3.12 *Free Body Diagram* pada *rear panel*



Gambar 3.13 *Free Body Diagram* pada *floor*

Berikut merupakan persamaan tiap panel SSS :

$T_1 = Q_1 . b + Q_2 . a$ (*Dash*)
$0 = Q_1 . f - Q_3 . a$ (*Windshield*)
$0 = Q_1 . e - Q_4 . a$ (*Roof*)
$T_2 = Q_5 . a + Q_1 . g$ (*Rear panel*)
$0 = Q_1 . h4 - Q_6 . a$ (*Floor*)
$0 = Q_3 . r_3 + Q_4 . r_4 + Q_6 . r_6 - Q_2 . r_2 - Q_5 . r_5$ (*side frame*)
$T_1 = T_2 = F_{tf} . c$ (torsi *input*)

Dari persamaan diatas maka bisa didapatkan gaya tepi $Q_1 - Q_6$. Beban yang digunakan dalam uji torsi yakni Ftf merupakan beban yang bernilai 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung* seperti pada Tabel 3.6.

$$Wsprung = msprung . g$$

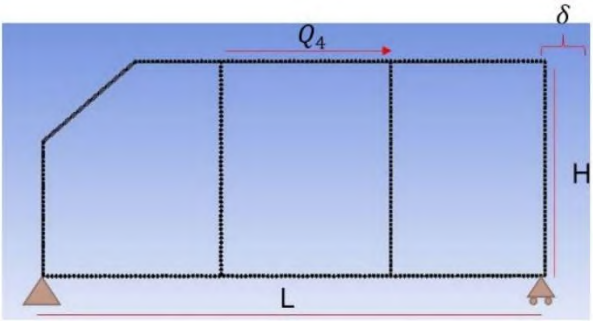
yang dimana *msprung* bernilai 3270 kg dan asumsi gravitasi (g) bernilai 9.8 m/s^2 dan didapatkan W*sprung* sebesar 32046 N. Sedangkan notasi c merupakan lengan dari torsi yang diberikan pada sturktur SSS yang sesuai dengan geometri pada tabel 3.4

Tabel 3.6 Pembebanan pada uji torsional

No.	Beban (x Wsprung) (N)
1	0.1
2	0.2
3	0.3
4	0.4
5	0.5
6	0.6
7	0.7
8	0.8
9	0.9
10	1

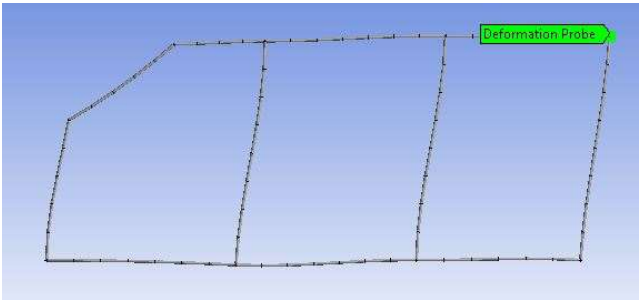
3.4.4 Perhitungan defleksi *side frame* setelah dikenai gaya geser

Untuk mengetahui defleksi aksial (δ) pada *side frame* yang dari struktur model SSS yang sudah dikenai beban torsi, dibutuhkan bantuan software untuk mengetahui deformasi yang terjadi pada model SSS struktur mobil FRV. SSS dimodelkan dahulu menjadi *beam element* dan disimulasikan menggunakan *software ANSYS* untuk mencari defleksi yang terjadi pada model akibat dikenai gaya atau beban tepi (Q).



Gambar 3.14 Setup simulasi *sideframe* untuk mencari defleksi

Sideframe diberi *boundary condition* berupa *fixed support* pada bagian depan dan diberi *simply supported* pada bagian belakang. Untuk mengetahui defleksi pada bagian atas belakang *sideframe*, digunakan *deformation probe* pada arah sumbu z seperti pada Gambar 3.15.



Gambar 3.15 *Deformation probe* pada ujung belakang atas *sideframe*

3.4.5 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T)

Dari hasil simulasi torsi untuk mencari deformasi, nilai *torsional stiffness* bisa didapatkan dengan berdasarkan perhitungan K_T :

$$K_T = \frac{(2.w.h)^2}{\sum_1^i \left[\frac{area\ of\ surface\ i}{(G.t)_{eff}}\right]_{surf\ i}}$$

$$(G\ .\ t)_{eff} = \left(\frac{F}{\delta}\right).\left(\frac{H}{L}\right)$$

$$q = \frac{Q_i}{sisi\ tepi\ Q_i\ yang\ diterapkan}$$

W merupakan lengan torsi yang diaplikasikan ke dalam model SSS dan h merupakan ketinggian dari tempat torsi bekerja untuk memutar keseluruhan struktru, yakni *dash* mobil FRV. Defleksi (δ) didapatkan dari hasil simulasi pada sub – bab 3.4.4 yang digunakan

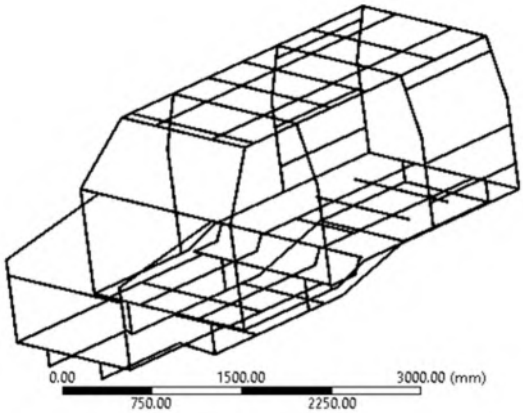
untuk mencari *Shear Modulus Effective* (G.t). Setelah ditemukan *torsional stiffness* (K_T), maka *torsional stiffness* (K_T) tersebut merupakan hasil dari perhitungan dan pemodelan metode *Simple Structural Surface* (SSS) (Shojaeefard, 2015).

3.5 Metode Simulasi

3.5.1 *Beam-based model for entire of the vehicle Cabin* (BMEC Model)

3.5.1.1 Pemodelan BMEC

Struktur mobil FRV yang didapatkan dari PT. Karya Tugasanda dimodelkan menggunakan model BMEC (*Beam-based model for entire of the vehicle Cabin*). BMEC merupakan simplifikasi dari beberapa bagian struktur yang dimodelkan menggunakan *beam element* dengan menggunakan penampang *solid circular* dengan diameter 15 mm (Shojaeefard, 2015), (Wood, Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for bending stiffness and natural frequency, 2014).



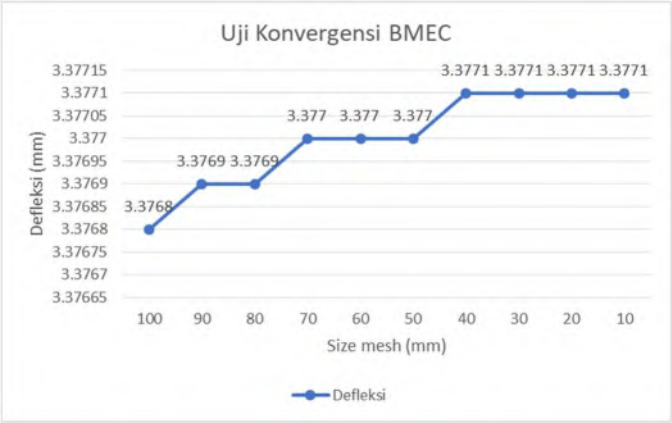
Gambar 3.16 Model BMEC mobil FRV

3.5.1.2 *Meshing* model BMEC

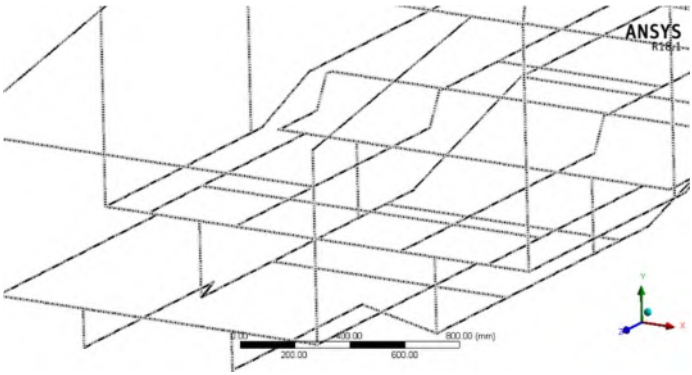
Proses *meshing* digunakan untuk membagi model BMEC mobil FRV menjadi model diskrit yang mana merupakan proses dari *finite element method* (FEM). Proses *meshing* model BMEC mobil FRV menggunakan *software ANSYS Workbench.* Semakin banyak elemen *meshing,* maka semakin baik dan hasilnya akan mendekati nilai yang sesungguhnya. Semakin banyak elemen yang terbagi dalam suatu geometri, akan semakin membutuhkan waktu yang lama dalam proses simulasi. Oleh karena itu, dibutuhkan uji konvergensi agar didapatkan hasil yang menggambarkan kondisi yang sesungguhnya dengan jumlah elemen yang tepat (Shojaeefard, 2015). Digunakan size meshing bervariasi sesuai pada Tabel 3.7 dan nilai yang dijadikan acuan adalah defleksi pada ujung *chassis* dengan menggunakan *probe* dalam mencari nilai defleksi.

Tabel 3.7 Uji konvergensi BMEC

size mesh (mm)	nodes	element	defleksi (mm)	error (%)
100	2057	1060	3.3768	-
90	2241	1152	3.3769	0.002961
80	2517	1290	3.3769	0
70	2829	1446	3.377	0.002961
60	3269	1666	3.377	0
50	3873	1968	3.377	0
40	4841	2452	3.3771	0.002961
30	6389	3226	3.3771	0
20	9505	4784	3.3771	0
10	18817	9440	3.3771	0



Gambar 3.17 Grafik Uji Konvergensi BMEC



Gambar 3.18 *Meshing* BMEC model

Dari hasil uji konvergensi pada Tabel 3.7 digunakan size mesh sebesar 10 mm dalam proses simulasi torsional stiffness dengan model BMEC dikarenakan size mesh 10 mm memiliki error terkecil sebesar 0% dengan penggunaan jumlah nodes dan element yang banyak dimana ketika jumlah nodes dan element lebih banyak maka hasil simulasi yang didapat juga lebih akurat.

3.5.1.3 *Boundary Condition* uji torsi model BMEC

Beban torsi diletakkan pada bagian *engine rail (ladder frame)* bagian depan karena di tempat tersebut merupakan letak *mounting* suspensi bagian depan mobil. Pengujian torsi diberikan untuk mengetahui deformasi dari model BMEC dari mobil FRV. Torsi yang diberikan bernilai :

$$T = F\ x\ d$$

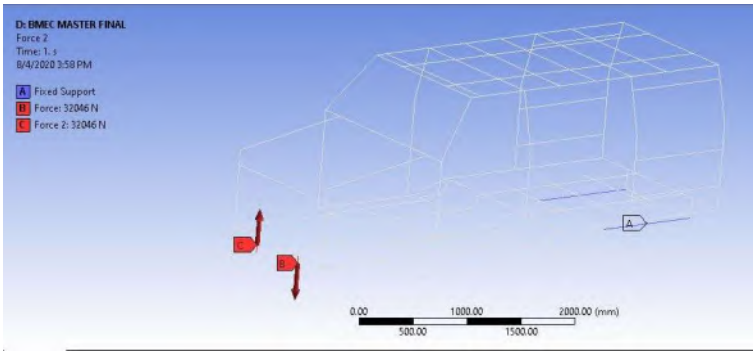
Dimana T = torsi dan F merupakan gaya yang bernilai 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung* sesuai dengan tabel 3.7.

$$Wsprung = msprung\ .\ g$$

yang dimana *msprung* bernilai 3270 kg dan asumsi gravitasi (g) bernilai 9.8 m/s^2 dan didapatkan Wsprung sebesar 32046 N.
Sedangkan d merupakan jarak antara *mounting* suspensi depan bagian kiri dan kanan. Pada *mounting* suspensi belakang bagian kiri dan kanan yang terletak di *engine rail (ladder frame)* diberi tumpuan fix atau *fixed support* sesuai pada Gambar 3.19.

Tabel 3.8 Tabel pembebanan uji torsi pada BMEC

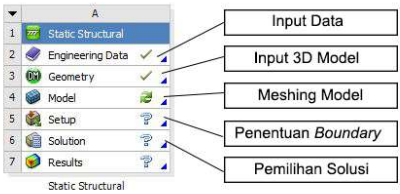
No.	Beban (x Wsprung) (N)
1	0.1
2	0.2
3	0.3
4	0.4
5	0.5
6	0.6
7	0.7
8	0.8
9	0.9
10	1



Gambar 3.19 *Boundary condition* BMEC model

3.5.1.4 Simulasi model BMEC

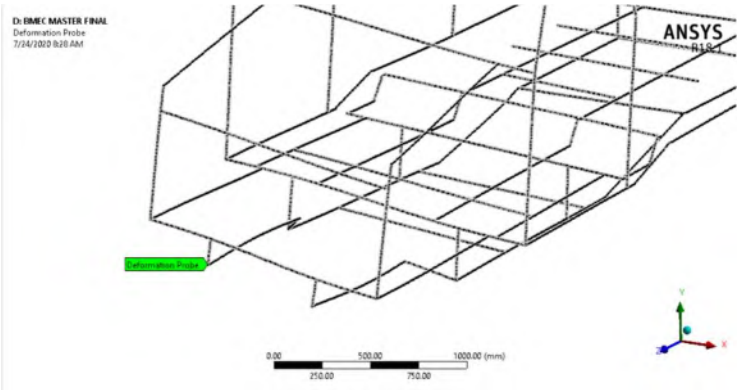
Simulasi pada penelitian kali ini akan menggunakan *software* ANSYS *Workbench*. Langkah pertama pada simulasi ini adalah dengan memasukkan data material di *Engineering Data* sesuai dengan Tabel 3.2. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Proses simulasi dilanjutkan dengan memberikan beban yang akan diterima pada model FRV dengan kedua metode pendekatan. Pada proses simulasi ini dibagi menjadi beberapa tahapan, yaitu penentuan *boundary condition*, pemberian beban pada model FRV, dan menentukan *solution* yang ingin didapatkan dari hasil simulasi.



Gambar 3.20 Tahapan simulasi dalam *software* ANSYS *Workbench*.

3.5.1.5 Hasil simulasi model BMEC

Setelah mendefinikan beban torsi dan juga letak tumpuan, hasil yang dicapai dalam simulasi ini berupa defleksi pada struktur model BMEC yang dimana defleksi tersebut bisa didapatkan menggunakan *deformation probe* pada *software* ANSYS *Workbench* seperti pada Gambar 3.21.



Gambar 3.21 Peletakan *deformation probe* pada setup simulasi BMEC model

3.5.1.6 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T) model BMEC

Setelah didapatkan defleksi aksial ($\Delta y1, \Delta y2$) dari hasil simulasi uji torsi model BMEC dengan *software* ANSYS *Workbench* menggunakan *deformation probe*, $\Delta y1$ dan $\Delta y2$ dikalkulasikan dengan persamaan berikut :

$$K_T = \frac{T = F \,.\, L}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta y1 + \Delta y2}{2.L}\right)}$$

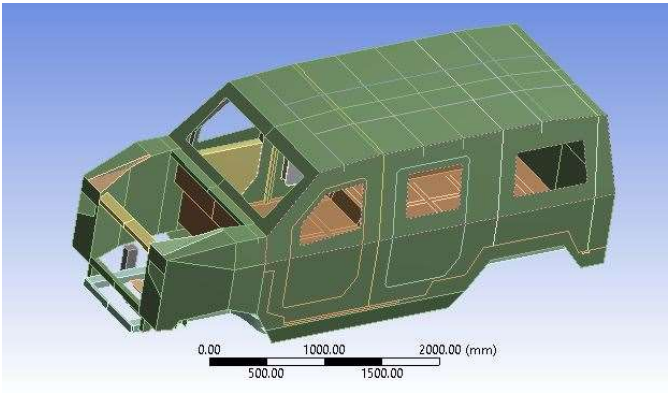
untuk mencari nilai *Torsional Stiffness* (K_T) dari hasil simulasi model BMEC.

3.5.2 *Coupled Beam – Surface Model* (CBSM Model)

3.5.2.1 Pemodelan CBSM

Struktur mobil FRV yang sudah didapat dimodifikasi menggunakan model *Coupled Beam – Surface Model* (CBSM). Yang pertama adalah *modelling based surface* yang lebih mendetail daripada simplifikasi *beam*. Yang kedua, interaksi antara *beam* dan *surface* yang terjadi secara natural pada saat *finite element modelling*. Sambungan antara *hinge* dan beberapa pilar

mobil FRV harus dipastikan fleksibel dan bergerak dengan tiga dimensi (Shojaeefard, 2015).



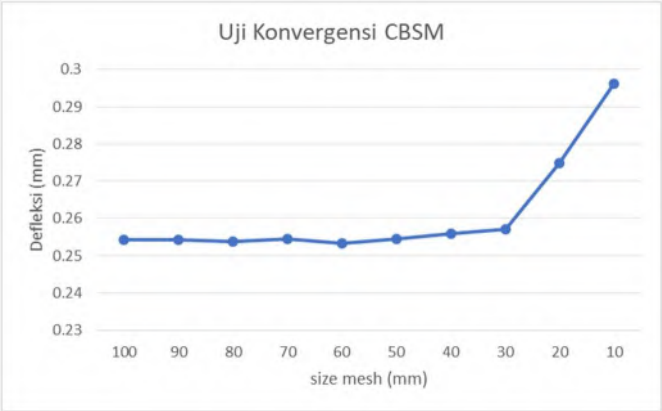
Gambar 3.22 Model CBSM mobil FRV

3.5.2.2 *Meshing* model CBSM

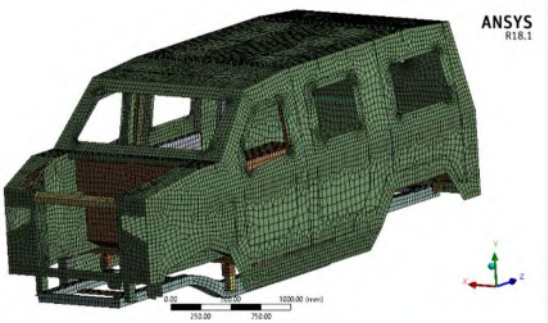
Proses *meshing* digunakan untuk membagi model CBSM mobil FRV menjadi model diskrit yang mana merupakan proses dari *finite element method* (FEM). Proses *meshing* model CBSM mobil FRV menggunakan *software ANSYS Workbench.* Semakin banyak elemen *meshing,* maka semakin baik dan hasilnya akan mendekati nilai yang sesungguhnya. Semakin banyak elemen yang terbagi dalam suatu geometri, akan semakin membutuhkan waktu yang lama dalam proses simulasi. Oleh karena itu, dibutuhkan uji konvergensi agar didapatkan hasil yang menggambarkan kondisi yang sesungguhnya dengan jumlah elemen yang tepat (Shojaeefard, 2015).

Tabel 3. 9 Uji konvergensi model CBSM

size mesh (mm)	nodes	element	defleksi (mm)	error (%)
100	35397	32010	0.25428	-
90	35397	32008	0.2542	0.031461
80	35422	32028	0.25375	0.177026
70	35576	32175	0.25441	0.260099
60	36028	32612	0.25334	0.420581
50	37025	33583	0.25458	0.489461
40	39461	35980	0.255988	0.553068
30	53989	50070	0.25716	0.457834
20	112950	107345	0.27476	6.843988
10	428502	417549	0.29608	7.759499



Gambar 3.23 Grafik uji konvergensi CBSM model



Gambar 3.24 *Meshing* model CBSM

Digunakan *size meshing* bervariasi sesuai pada Tabel 3.9 dan nilai yang dijadikan acuan adalah defleksi pada ujung *chassis* dengan menggunakan *probe* dalam mencari nilai defleksi. Dari hasil uji konvergensi pada Tabel 3.9 digunakan *size mesh* sebesar 90 mm dalam proses simulasi *torsional stiffness* dengan model BMEC dikarenakan *size mesh* 90 mm memiliki error terkecil yakni sebesar 0.031% dengan penggunaan jumlah *nodes* dan *element* yang banyak dimana ketika jumlah *nodes* dan *element* lebih banyak maka hasil simulasi yang didapat juga lebih akurat.

3.5.2.3 *Boundary Condition* uji torsi model CBSM

Beban torsi diletakkan pada bagian *engine rail (ladder frame)* bagian depan karena di tempat tersebut merupakan letak *mounting* suspensi bagian depan mobil. Pengujian torsi diberikan untuk mengetahui deformasi dari model CBSM dari mobil FRV. Torsi yang diberikan bernilai :

$$T = F\ x\ d$$

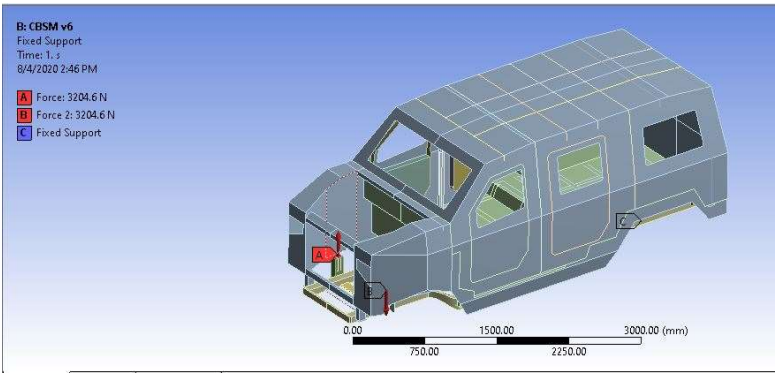
Dimana T = torsi dan F merupakan gaya yang bernilai 0.1 $Wsprung$ hingga 1 $Wsprung$

$$Wsprung = msprung\ .\ g$$

yang dimana *msprung* bernilai 3270 kg dan asumsi gravitasi (g) bernilai 9.8 m/s^2 dan didapatkan W*sprung* sebesar 32046 N. Sedangkan d merupakan jarak antara *mounting* suspensi depan bagian kiri dan kanan. Pada *mounting* suspensi belakang bagian kiri dan kanan yang terletak di *engine rail (ladder frame)* diberi tumpuan fix atau *fixed support* sesuai pada Gambar 3.24.

Tabel 3.10 Pembebanan pada uji torsional CBSM

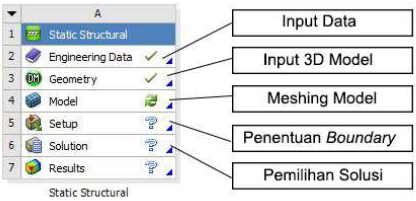
No.	Beban (x W*sprung*) (N)
1	0.1
2	0.2
3	0.3
4	0.4
5	0.5
6	0.6
7	0.7
8	0.8
9	0.9
10	1



Gambar 3.25 *boundary condition* model CBSM

3.5.2.4 Simulasi model CBSM

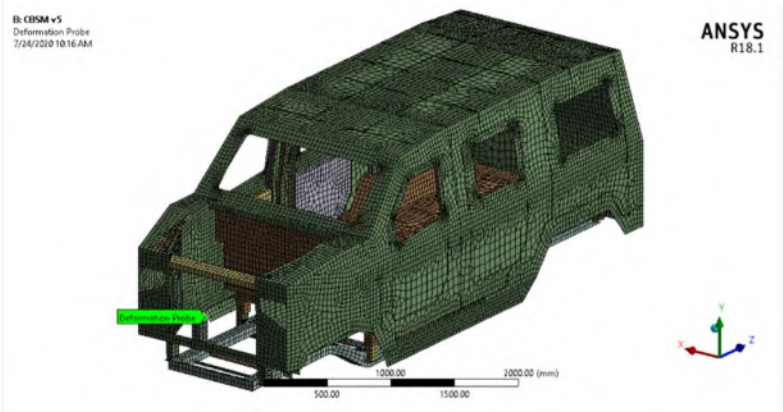
Simulasi pada penelitian kali ini akan menggunakan *software* ANSYS *Workbench*. Langkah pertama pada simulasi ini adalah dengan memasukkan data material di *Engineering Data* sesuai dengan tabel 3.2. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Proses simulasi dilanjtkan dengan memberikan beban yang akan diterima pada model FRV dengan kedua metode pendekatan. Pada proses simulasi ini dibagi menjadi beberapa tahapan, yaitu penentuan *boundary condition*, pemberian beban pada model FRV, dan menentukan *solution* yang ingin didapatkan dari hasil simulasi.



Gambar 3.26 Tahapan simulasi dalam *software* ANSYS *Workbench*

3.5.2.5 Hasil simulasi model CBSM

Setelah mendefinikan beban torsi dan juga letak tumpuan, hasil yang dicapai dalam simulasi ini berupa defleksi pada struktur model CBSM yang didapatkan dengan menggunakan deformation probe sesuai pada Gambar 3.26.



Gambar 3.27 peletakan *deformation probe* pada model CBSM

3.5.2.6 Perhitungan *Torsional Stiffness* (K_T) model CBSM

Setelah didapatkan defleksi aksial ($\Delta y1, \Delta y2$) dari hasil simulasi uji torsi model CBSM dengan *software* ANSYS *Workbench*, $\Delta y1$ dan $\Delta y2$ dikalkulasikan dengan persamaan berikut :

$$K_T = \frac{T = F \,.\, L}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta y1 + \Delta y2}{2.L}\right)}$$

Untuk mencari nilai *Torsional Stiffness* (K_T) dari hasil simulasi model CBSM.

3.6 Verifikasi Hasil Penelitian

Dilakukan verifikasi hasil penelitian dengan objek box verifikator dengan ukuran panjang 4700 mm, lebar 1800 mm dan tinggi 1500 mm. Box verifikator diberi beban torsi dengan nilai bebas (digunakan 1000 N) pada bagian kanan dan kiri depan untuk mencari nilai *torsional stiffness* sebagai verifikator hasil perhitungan struktur mobil FRV dengan metode SSS dan Simulasi 3D.

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Penelitian digunakan dengan dua variasi metode untuk mencari nilai *torsional stiffness* mobil FRV. Pendekatan secara analitis dan numerik digunakan dalam metode *Simple Structural Surface* (SSS) untuk mencari *torsional stiffness* berdasarkan persamaan *torsional strain energy* dan *elastic strain energy*. Model mobil FRV diberi beban torsi sebesar 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* dan dihitung gaya reaksi atau gaya tepi (Q) pada tiap panel SSS mobil FRV sebagai dasaran dalam perhitungan *torsional stiffness* mobil FRV dengan mempertimbangkan *shear modulus* dari material, ketebalan dan juga luas penampang panel SSS mobil FRV.

Dalam metode simulasi 3D, dibagi menjadi dua model yakni *Beam – based Model of the Entire vehicle Cabin* (BMEC) dan *Coupled-Beam Surface Model* (CBSM). Kedua model ini menggunakan pendekatan numerik dengan bantuan *software* ANSYS *Workbench* pada penelitian ini untuk mencari nilai defleksi pada suspensi bagian depan setelah diberi beban torsi sebesar 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* dan hasil defleksi dikalkulasikan dengan besar torsi yang diberikan dengan persamaan *torsional stiffness* untuk mendapatkan nilai *torsional stiffness*. Ketiga nilai *torsional stiffness* yang didapat dari metode SSS, model BMEC dan model CBSM dikomparasikan dengan nilai *torsional stiffness* dari mobil – mobil yang ada di dunia untuk mencari metode yang lebih diutamakan dalam pencarian nilai *torsional stiffness*. Komparasi dilakukan dengan data yang ada pada sub bab 2.5 dalam bentuk *range* dari tiap tipe mobil. Komparasi mobil FRV dilakukan di sesama kelas SUV dikarenakan dari segi fungsi dan kegunaan utama mobil FRV sendiri mirip dengan mobil kelas SUV yang membutuhkan nilai *torsional stiffness* yang tinggi (20.000 – 37.500 N.m/^{0}) yakni mampu melaju dalam medan banjir dan juga mampu melaju dalam medan *off-road*.

Ketiga hasil perhitungan *torsional stiffness* mobil FRV diverifikasi dengan box verifikator dengan penggunaan metode yang sama (SSS,BMEC dan CBSM) dengan tujuan bisa melakukan verifikasi hasil dan juga sebagai perbandingan apakah dengan variasi metode pengerjaan, hasilnya juga berlaku sama dengan objek lain

4.1 Perhitungan *Torsional Stiffness* dengan Metode *Simple Structural Surface* (SSS)

Gaya yang digunakan dalam penelitian uji torsi dengan menggunakan metode SSS adalah 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* yang dimana W*sprung* sendiri merupakan berat mobil FRV (dengan asumsi gravitasi sebesar g = 9.8 m/s^2) yang sesuai dengan Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Gaya yang digunakan uji torsi metode SSS

Gaya yang digunakan (N)	
0.1 x Wsprung	3204.6
0.2 x Wsprung	6409.2
0.3 x Wsprung	9613.8
0.4 x Wsprung	12818.4
0.5 x Wsprung	16023
0.6 x Wsprung	19227.6
0.7 x Wsprung	22432.2
0.8 x Wsprung	25636.8
0.9 x Wsprung	28841.4
1 x Wsprung	32046

Gaya pada Tabel 4.1 dimasukkan kedalam matriks perhitungan gaya tepi dan didapatkan gaya tepi (Q) pada tiap panel dari matriks dibawah ini :

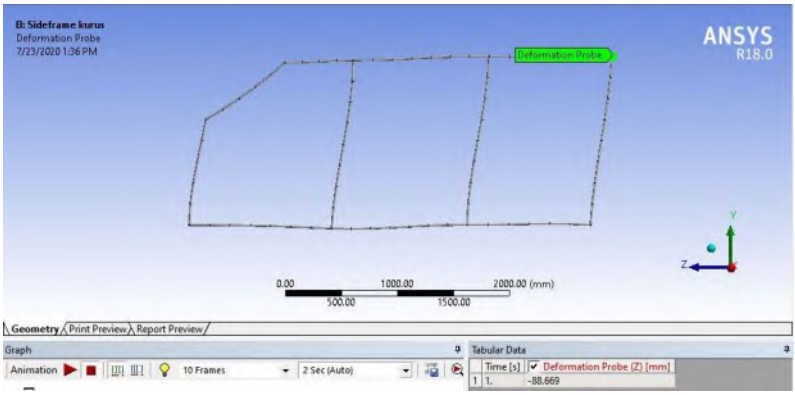
$$\begin{bmatrix} 940 & 1800 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 870 & 0 & -1800 & 0 & 0 & 0 \\ 2920 & 0 & 0 & -1800 & 0 & 0 \\ 1500 & 0 & 0 & 0 & 1800 & 0 \\ 3580 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1800 \\ 0 & -1831.03 & 1533.76 & 764.16 & -1748.97 & 735.84 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Wsprung.1000 \\ 0 \\ 0 \\ Wsprung.1000 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Dan didapatkan gaya tepi (Q) yang diakibatkan pembebanan sebesar 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung* sesuai dengan Tabel 4.2 di bawah.

Tabel 4.2 Hasil Gaya tepi (Q) dengan beban 0.1Wsprung hingga 1Wsprung

		Gaya tepi (Q) (N)					
Gaya yang digunakan (N)		Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5	Q_6
0.1 x Wsprung	3204.6	1087.99	1212.16	525.86	1764.96	873.68	2163.89
0.2 x Wsprung	6409.2	2175.98	2424.32	1051.72	3529.92	1747.35	4327.78
0.3 x Wsprung	9613.8	3263.97	3636.48	1577.58	5294.88	2621.03	6491.67
0.4 x Wsprung	12818.4	4351.96	4848.64	2103.45	7059.84	3494.70	8655.56
0.5 x Wsprung	16023	5439.95	6060.80	2629.31	8824.80	4368.38	10819.45
0.6 x Wsprung	19227.6	6527.94	7272.97	3155.17	10589.77	5242.05	12983.34
0.7 x Wsprung	22432.2	7615.93	8485.13	3681.03	12354.73	6115.73	15147.23
0.8 x Wsprung	25636.8	8703.92	9697.29	4206.89	14119.69	6989.40	17311.12
0.9 x Wsprung	28841.4	9791.91	10909.45	4732.75	15884.65	7863.08	19475.01
1 x Wsprung	32046	10879.90	12121.61	5258.62	17649.61	8736.75	21638.90

Gaya tepi (Q) yang bekerja pada tiap panel kemudian dimasukkan kedalam persamaan *torsional strain energy* dan *elastic strain energy* dengan w merupakan lebar dari lengan torsi sebesar 1000 mm dan h merupakan ketinggian dari *dash* mobil sebesar 940 mm seperti pada contoh perhitungan Tabel 4.4 dan lampiran A untuk mencari *torsional stiffness* dengan variasi beban 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung*.



Gambar 4.1 Contoh hasil deformasi pada ujung sideframe

Untuk perhitungan pada Tabel 4.4, bagian *sideframe* menggunakan perumusan defleksi aksial dalam mencari *modulus shear effective* yang defleksi itu sendiri didapat dari hasil simulasi ANSYS *Workbench* sesuai pada Tabel 4.3 dengan H yakni merupakan ketinggian *wheelbase* sebesar 1500 mm dan L merupakan panjang *wheelbase* dengan Panjang 3580 mm yang hal ini akan dibahas pada sub bab 4.1.2.

$$(G\ .\ t)_{eff} = \left(\frac{F}{\delta}\right).\left(\frac{H}{L}\right)$$

Modulus shear effective pada *sideframe* pada Tabel 4.3 yang dijadikan dasaran untuk perhitungan nilai *torsional stiffness* secara keseluruhan dengan mempertimbangkan seluruh panel SSS yang terpengaruh oleh beban torsi. Untuk proses pencarian defleksi aksial dengan menggunakan *software* ANSYS *Workbench*, proses *meshing* daripada *sideframe* menggunakan fitur *automatic mesh* pada *software*.

Tabel 4.3 *Modulus Shear Effective* pada *sideframe* yang digunakan perhitungan *torsional stiffness* mobil FRV dengan metode SSS

Q_4 (N)	Defleksi aksial *sideframe* (mm)	$(G.t)_{eff}$ sideframe
1764.96	88.67	8.340010657
3529.92	177.34	8.340010657
5294.88	266.01	8.340010657
7059.84	354.67	8.340245805
8824.80	443.34	8.340198775
10589.77	532.01	8.340167421
12354.73	620.68	8.340145026
14119.69	709.35	8.340128229
15884.65	798.02	8.340115166
17649.61	886.69	8.340104715

dan didapatkan nilai *torsional stiffness* dengan pembebanan yang bervariasi mulai dari 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung* yang sesuai pada Tabel 4.5.

Tabel 4.4 Contoh perhitungan *Torsional Stiffness* dengan beban 0.1Wsprung

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS (N.mm/^{0})	TS (N.m/^{0})
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05	5684148.3	5684.1483
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25		
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340011	621725.8243		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621799.3993		

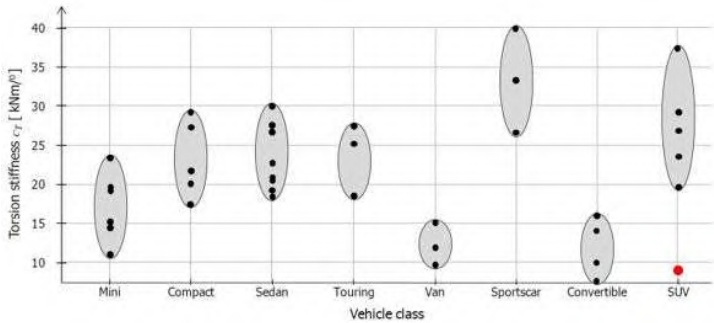
Tabel 4. 5 *Torsional Stiffness* mobil FRV dengan metode SSS dengan variasi beban 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*

Gaya yang digunakan uji torsi(N)		Torsional Stiffness (N.m/^{0})
0.1 x Wsprung	3204.6	5684.148303
0.2 x Wsprung	6409.2	5684.148303
0.3 x Wsprung	9613.8	5684.148303
0.4 x Wsprung	12818.4	5684.30855
0.5 x Wsprung	16023	5684.2765
0.6 x Wsprung	19227.6	5684.255133
0.7 x Wsprung	22432.2	5684.239871
0.8 x Wsprung	25636.8	5684.228425
0.9 x Wsprung	28841.4	5684.219523
1 x Wsprung	32046	5684.2124

Dari Tabel 4.5 dan lampiran A, bisa didapatkan rata – rata dari nilai *torsional stiffness* mobil FRV dengan metode SSS sebesar 5684.21 N.m/^{0}.

4.1.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* Metode SSS

Dalam penelitian ini, didapatkan nilai *torsional stifffness* sebesar 5684.21 N.m/^{0}. *Nilai torsional stiffness* ini bisa dilihat dengan komparasi pada Gambar 4.2.



Gambar 4. 2 Komparasi nilai *torsional stiffness* mobil FRV dengan metode SSS terhadap range nilai *torsional stiffness* mobil SUV pada umumnya

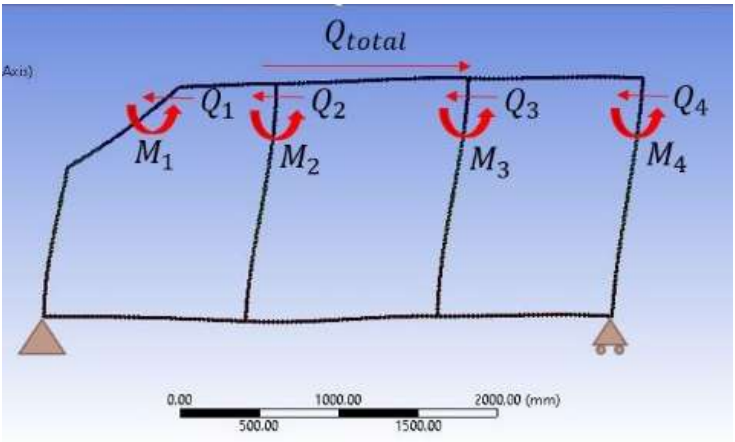
Pada Gambar 4.2, bisa dilihat komparasi dari hasil *torsional stiffness* hasil dari metode SSS yang ditunjukkan dengan titik merah yang jauh dari range nilai mobil SUV pada umumnya. Nilai *torsional stiffnesss* pada metode SSS dipengaruhi oleh ketebalan panel yang digunakan dalam perhitungan, gaya tepi, material yang digunakan, luas penampang panel, geometri model dan torsi yang diberikan. Penyederhanaan dari model asli mobil FRV menjadi panel – panel yang menyebabkan model SSS tidak menyerupai bentuk asli dari mobil FRV, melainkan bentuk simplifikasi yang berpengaruh pada besar atau tidaknya nilai *torsional stiffness* mobil FRV.

Simplifikasi dilakukan pada setiap bagian mobil seperti pada Gambar 3.6 yang dimana menjadi salah satu faktor kecilnya nilai *torsional stiffness* metode SSS dengan nilai 5684.21 N.m/deg

daripada range nilai yang harusnya dicapai pada mobil dengan jenis SUV pada kisaran 20.000 – 37.500 N.m/^{0}.

Pada panel SSS, ketebalan dianggap kecil sehingga nilai inersia dari tiap panel yakni untuk Iy lebih besar daripada Ix dan juga Iy lebih besar daripada Iz. Panel juga tidak bisa menahan momen *bending* terhadap sumbu x dan z dan juga gaya yang bekerja pada sumbu y diabaikan karena mengakibatkan bending yang terjadi pada sumbu x ataupun z. Batasan – batasan ini membuat struktur SSS bisa tetap terintegrasi dan bisa menahan beban yang diberikan terhadap model SSS.

Faktor selain simplifikasi yakni adalah dalam proses perhitungan, pada bagian *side frame* yang menggunakan pendekatan numerik dalam mencari defleksi untuk mencari nilai $(G.t)_{eff}$ dikarenakan pada bagian bagian ini terdapat berbagai jenis *ring frame*. Bagian tepi atas disangga dengan beberapa pillar dan membentuk berbagai *ring frame*. Total gaya yang bekerja pada bagian atas yang bisa disebut Q_{total} yang bekerja pada cantrail dan bereaksi dari jumlah beban geser local pada tiap pillar. Setiap pillar bisa mungkin atau tidak memberi lokal *bending* momen terhadap *cantrail* pada titik pertemuan dan bergantung pada kualitas sambungan tersebut. Akibat dari hal tersebut dengan mempertimbangkan *frame* yang tak menentu secara statis, penentuan gaya geser atau momen bending atau gaya tepi yang bekerja pada setiap *pillar* sangat rumit dan oleh karena itu, perhitungan *effective shear rigidity* atau $(G.t)_{eff}$ menggunakan bantuan metode numerik atau elemen hingga dalam penentuan defleksi *side frame* sesuai pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3 Gaya dan momen *bending* yang terjadi pada sambungan *cantrail* pada tiap *pillar sideframe* mobil FRV

4.2 Perhitungan *Torsional Stiffness* dengan Metode Simulasi 3D

Metode simulasi 3D dipecah dengan 2 model pada penelitian ini, yakni pemodelan mobil FRV dengan *beam element* dan juga gabungan *beam* dengan *surface element*.

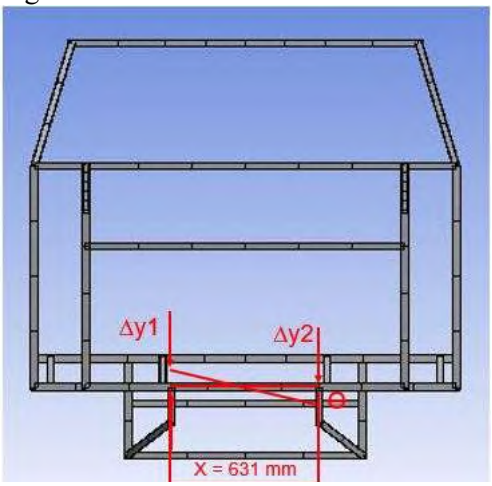
4.2.1 Perhitungan *Beam-based Model for Entire vehicle body Cabin* (BMEC)

Hasil defleksi Δy1 *dan* Δy2 yang didapatkan dari model BMEC setelah mobil FRV dengan pemodelan BMEC yang dikenai beban torsi sebesar 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* tertera pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Tabel defleksi aksial (Δ*y1* dan Δ*y2*) BMEC setelah dikenai beban torsi 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*

Beban (N)		Δy1 (mm)	Δy2 (mm)
0.1 x Wsprung	3204.6	13.297	13.297
0.2 x Wsprung	6409.2	26.24	26.24
0.3 x Wsprung	9613.8	38.766	38.766
0.4 x Wsprung	12818.4	50.828	50.828
0.5 x Wsprung	16023	62.375	62.375
0.6 x Wsprung	19227.6	73.413	73.413
0.7 x Wsprung	22432.2	84.037	84.037
0.8 x Wsprung	25636.8	93.89	93.89
0.9 x Wsprung	28841.4	103.39	103.39
1 x Wsprung	32046	112.39	112.39

Dari Tabel 4.6 data hasil defleksi aksial (Δy1 dan Δy2) diolah digunakan untuk mencari sudut yang dihasilkan akibat dikenai beban torsi dengan rumus :



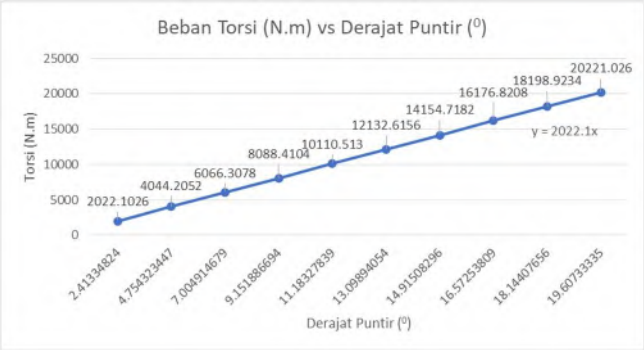
Gambar 4.4 Sudut puntir model BMEC

$$\theta = arctan\left(\frac{\Delta y1 + \Delta y2\ mm}{2\,.315{,}5\ mm}\right)$$

Yang dimana $\Delta y1\ dan\ \Delta y1$ merupakan defleksi aksial yang didapatkan dari hasil simulasi ANSYS *Workbench* dengan menggunakan *deformation probe* yang sesuai pada Tabel 4.6

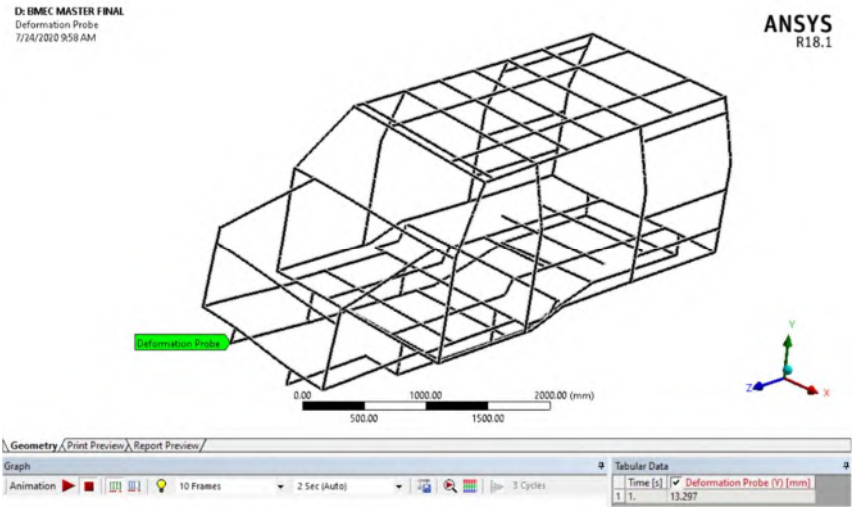
Tabel 4.7 Hasil defleksi aksial ($\Delta y1$ dan $\Delta y2$) BMEC dan derajat puntir dari 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*

Torsi (N.m)	Δy1 (mm)	Δy2 (mm)	Derajat Puntir (^{0})
2022.1026	13.297	13.297	2.41334824
4044.2052	26.24	26.24	4.754323447
6066.3078	38.766	38.766	7.004914679
8088.4104	50.828	50.828	9.151886694
10110.513	62.375	62.375	11.18327839
12132.6156	73.413	73.413	13.09894054
14154.7182	84.037	84.037	14.91508296
16176.8208	93.89	93.89	16.57253809
18198.9234	103.39	103.39	18.14407656
20221.026	112.39	112.39	19.60733335



Gambar 4.5 Grafik antara torsi (N.m) dengan derajat puntir (^{0}) yang dihasilkan pada model BMEC

Dapat dilihat bahwa dari torsi yang diberikan pada Gambar 4.5, grafik hasil sudut puntir memiliki *trendline* yang naik berbanding lurus dengan torsi yang diberikan (0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*). Hal ini sudah sesuai dengan rumus *torsional stiffness* dimana torsi yang diberikan bernilai konstan dengan sudut puntir yang dihasilakn dan berbanding lurus. Pada Gambar 4.6, titik kritis yang mendapatkan defleksi yang besar terlihat pada bagian pangkal depan dari *ladder frame chassis*. Hal ini diakibatkan karena kekuatan struktur yang kurang merata dikarenakan pada bagian *cabin* mobil FRV memiliki struktur penguat di bagian dalam tetapi pada bagian mesin mobil tidak memiliki struktur penguat yang sepadan dengan bagian *cabin* yang cukup *rigid*.



Gambar 4.6 Hasil defleksi aksial model BMEC menggunakan *deformation probe*

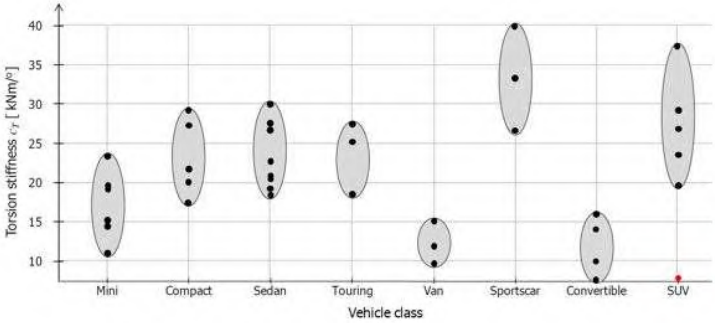
Tabel 4.8 Hasil *Torsional Stiffness* model BMEC

Torsi (N.m)	Δy1 (mm)	Δy2 (mm)	Derajat Puntir (^{0})	TS (N.mm/^{0})	TS (N.m/^{0})
2022.1026	13.297	13.297	2.41334824	837882.6421	837.8826421
4044.2052	26.24	26.24	4.754323447	850637.3715	850.6373715
6066.3078	38.766	38.766	7.004914679	866007.3788	866.0073788
8088.4104	50.828	50.828	9.151886694	883797.0432	883.7970432
10110.513	62.375	62.375	11.18327839	904074.1583	904.0741583
12132.6156	73.413	73.413	13.09894054	926228.7715	926.2287715
14154.7182	84.037	84.037	14.91508296	949020.4136	949.0204136
16176.8208	93.89	93.89	16.57253809	976122.1073	976.1221073
18198.9234	103.39	103.39	18.14407656	1003022.851	1003.022851
20221.026	112.39	112.39	19.60733335	1031299.139	1031.299139

Didapatkan nilai *torsional stiffness* dari rata – rata nilai *torsional stiffness* dari Tabel 4.8 sebesar 922.08 N.m/^{0}.

4.2.1.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* BMEC

Tabel 4.10 menunjukkan bahwa rata – rata nilai *torsional stiffness* menggunakan model BMEC sebesar 922.08 N.m/^{0}. Dari nilai yang didapatkan dapat dikomparasikan dengan range nilai *torsional stiffness* SUV pada umumnya seperti pada Gambar 4.8. Pada Gambar 4.8 didapatkan nilai *torsional stiffness* yang direpresentasikan dengan titik merah pada mobil tipe SUV yang dimana nilai *torsional stiffness* yang didapatkan dari pengujian menggunakan metode BMEC masih dikategorikan jauh dari *range* nilai *torsional stiffness* SUV pada umumnya. Hal ini dikarenakan penggunaan *beam element* hanya bisa mewakilkan 1 dimensi dari arah gerak *beam* dan juga *property* yang terjadi pada penampang *beam element* yang digunakan.



Gambar 4.7 Komparasi nilai *torsional stiffness* BMEC dengan *range* nilai mobil SUV

Pada model BMEC, penggunaan *beam element* juga kurang mewakilkan secara menyeluruh sebuah struktur kendaraan atau mobil FRV yang hanya menampilkan bagian – bagian pokok dari sebuah struktur kendaraan. Hal ini memiliki efek yang cukup signifikan pada hasil simulasi yang dimana mengacu pada pemodelan BMEC.

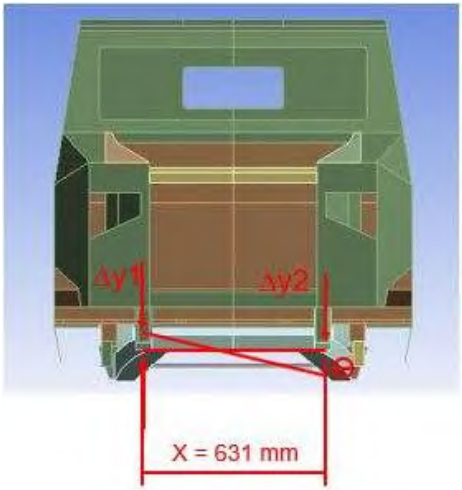
4.2.2 Perhitungan *Coupled-Beam Surface Model* (CBSM)

Hasil defleksi Δy1 dan Δy2 yang didapatkan dari model CBSM setelah mobil FRV yang dikenai beban torsi sebesar 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* tertera pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Tabel defleksi aksial (Δ*y1* dan Δ*y2*) CBSM setelah dikenai beban torsi 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*

Beban (N)		Δy1 (mm)	Δy2 (mm)
0.1 x Wsprung	3204.6	0.81154	0.81154
0.2 x Wsprung	6409.2	1.6231	1.6231
0.3 x Wsprung	9613.8	2.4346	2.4346
0.4 x Wsprung	12818.4	3.2461	3.2461
0.5 x Wsprung	16023	4.0577	4.0577
0.6 x Wsprung	19227.6	4.8692	4.8692
0.7 x Wsprung	22432.2	5.6808	5.6808
0.8 x Wsprung	25636.8	6.4923	6.4923
0.9 x Wsprung	28841.4	7.3038	7.3038
1 x Wsprung	32046	8.1154	8.1154

Dari Tabel 4.9 data hasil defleksi aksial (Δy1 dan Δy2) diolah digunakan untuk mencari sudut yang dihasilkan akibat dikenai beban torsi dengan rumus :



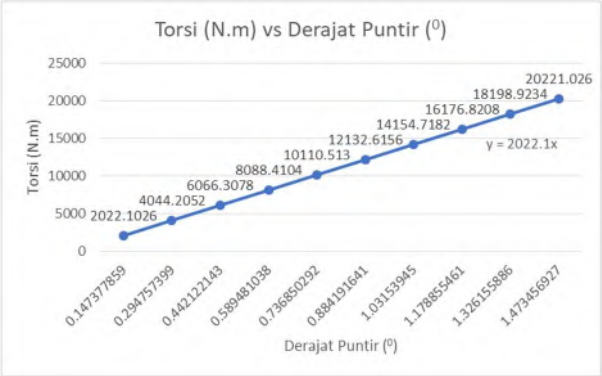
Gambar 4. 8 Sudut puntir model CBSM

$$\theta = arctan\left(\frac{\Delta y1 + \Delta y2\ mm}{2\ .315{,}5\ mm}\right)$$

Yang dimana Δy1 *dan* Δy2 merupakan defleksi aksial yang didapatkan dari hasil simulasi ANSYS *Workbench* dengan menggunakan *deformation probe* yang sesuai pada Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Hasil defleksi aksial (Δ*y1* dan Δ*y2*) CBSM dan Derajat Puntir dari 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung*

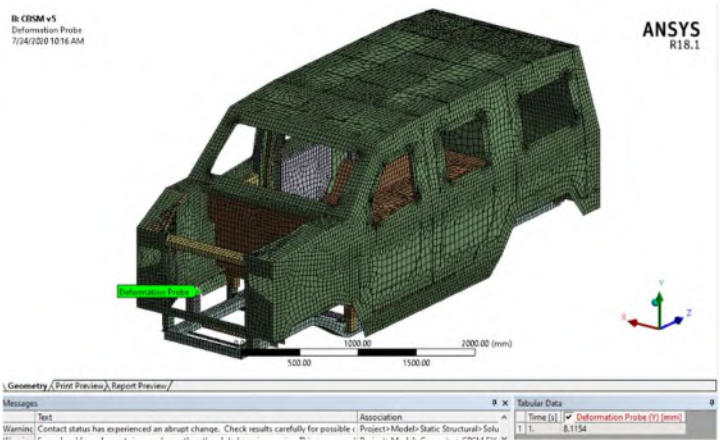
Torsi (N.m)	Δy1 (mm)	Δy2 (mm)	Derajat Puntir (^{0})
2022.1026	0.81154	0.81154	0.147377859
4044.2052	1.6231	1.6231	0.294757399
6066.3078	2.4346	2.4346	0.442122143
8088.4104	3.2461	3.2461	0.589481038
10110.513	4.0577	4.0577	0.736850292
12132.6156	4.8692	4.8692	0.884191641
14154.7182	5.6808	5.6808	1.03153945
16176.8208	6.4923	6.4923	1.178855461
18198.9234	7.3038	7.3038	1.326155886
20221.026	8.1154	8.1154	1.473456927



Gambar 4.9 Grafik antara torsi (N.m) dengan derajat puntir (^{0}) yang dihasilkan pada model CBSM

Defleksi aksial yang didapatkan setelah itu dihitung dengan mempertimbangkan lengan dari beban torsi yakni jarak antara kedua gaya torsi untuk mencari sudut puntir yang dihasilkan oleh torsi yang diberikan dalam pemodelan CBSM. Berikut merupakan hasil dari nilai *torsional stiffness* yang sudah didapatkan dari formulasi perhitungan nilai *torsional stiffness* yang tertera pada Tabel 4.12. Dapat dilihat bahwa pada Gambar 4.10 sudah cukup sesuai dengan rumus torsional stiffness yang dimana torsi yang diberikan berbanding lurus dengan derajat punter yang dihasilkan oleh torsi.

Dari Gambar 4.10, menunjukkan bahwa titik kritis struktur terletak pada bagian depan dari *dash* mobil FRV dan juga pada bagian depan *ladder frame chassis* yang diakibatkan kekuatan struktur yang kurang merata. Hal ini bisa dilihat pada struktur *body cabin* mobil FRV memiliki struktur penguat pada bagian dalam *cabin*, sedangkan pada bagian depan hanya sebatas penutup dari *engine* sendiri.



Gambar 4.10 Hasil defleksi aksial model CBSM dengan beban 1W*sprung* dilihat dengan *deformation probe*

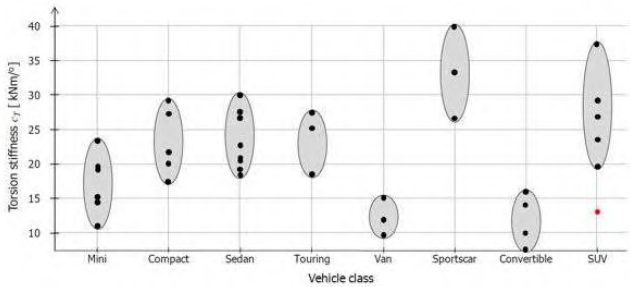
Tabel 4. 11 Hasil *Torsional Stiffness* dengan model CBSM

Torsi (N.m)	Δy1 (mm)	Δy2 (mm)	Derajat Puntir (^{0})	TS (N.mm/^{0})	TS (N.m/^{0})
2022.1026	0.81154	0.81154	0.147377859	13720531.84	13720.53184
4044.2052	1.6231	1.6231	0.294757399	13720453.55	13720.45355
6066.3078	2.4346	2.4346	0.442122143	13720886.63	13720.88663
8088.4104	3.2461	3.2461	0.589481038	13721239.32	13721.23932
10110.513	4.0577	4.0577	0.736850292	13721258.05	13721.25805
12132.6156	4.8692	4.8692	0.884191641	13721703.58	13721.70358
14154.7182	5.6808	5.6808	1.03153945	13721935.89	13721.93589
16176.8208	6.4923	6.4923	1.178855461	13722480.27	13722.48027
18198.9234	7.3038	7.3038	1.326155886	13723064.99	13723.06499
20221.026	8.1154	8.1154	1.473456927	13723527.05	13723.52705

Didapatkan nilai *torsional stiffness* dengan rata – rata hasil *torsional stiffness* dengan beban 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* dan didapatkan 13721.7 N.m/^{0}.

4.2.2.1 Komparasi Hasil *Torsional Stiffness* CBSM

Dari Tabel 4.12 dapat dilihat bahwa rata – rata nilai *torsional stiffness* menggunakan model CBSM sebesar 13721.7 N.m/^{0}. Dari nilai yang didapatkan dikomparasikan dengan Gambar 4.11.



Gambar 4.11 Komparasi nilai *torsional stiffness* dengan model CBSM

Nilai *torsional stiffness* yang didapatkan dari pengujian CBSM masih jauh dari nilai *torsional stiffness* SUV yang range nilainya 20.000 – 37.500 N.m/^{0}. Hal ini disebabkan adanya penyederhanaan dalam pemodelan yang menggunakan *beam element* dan *surface element* yang dimana dari *beam element* sendiri merupakan elemen dengan satu dimensi yang hanya mendeteksi *property* material pada bagian penampang pemodelan *beam element*. Dalam *surface element* juga berpengaruh dalam pemodelan karena dalam mobil FRV sesungguhnya perbandingan antara ketebalan terhadap panjang atau luasan (h/L) dari mobil bisa dibilang kecil karena banyak sisi mobil yang menggunakan plat tipis sesuai dengan objek yang sesungguhnya.

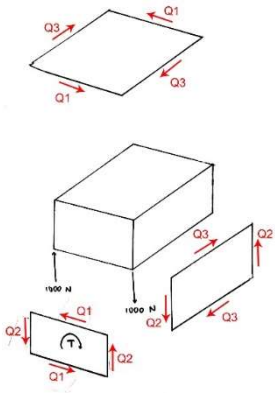
Faktor lain yang menyebabkan nilai *torsional stiffness* masih jauh dari nilai ideal mobil SUV adalah dari desain geometri yang kurang mendetail dibanding dengan mobil FRV sesungguhnya, adanya geometri yang seharusnya tidak diabaikan sedangkan dalam pemodelan CBSM hal tersebut diabaikan. Tetapi dari secara keseluruhan pemodelan, CBSM merupakan model yang hampir menyerupai dari bentuk mobil FRV yang sesungguhnya, hal ini menyebabkan nilai *torsional stiffness* yang dihasilkan dari simulasi dan juga perhitungan hampir mendekati *range* nilai *torsional stiffness* mobil SUV pada umumnya.

Pengaruh lain yang menyebabkan nilai *torsional stiffness* mobil FRV adalah faktor geometri *ladder chassis* yang digunakan dan ketebalan plat yang digunakan pada struktur mobil FRV. Hal ini sangat berpengaruh karena berdasarkan rumus kekakuan, faktor ketebalan memiliki peran dalam menentukan kekakuan sebuah objek atau struktur itu sendiri.

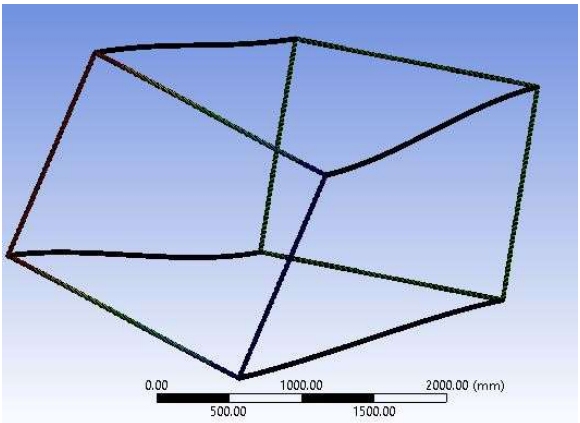
4.3 Verifikasi Hasil Penelitian dengan Box Verifikator

Digunakan box yang diberi uji torsi sebagai verifikator hasil perhitungan *torsional stiffness* mobil FRV dengan metode SSS, model BMEC dan model CBSM. Dari cara mencari nilai *torsional stiffness* pada box verifikator sama dengan cara yang digunakan dalam mencari nilai *torsional stiffness* mobil FRV

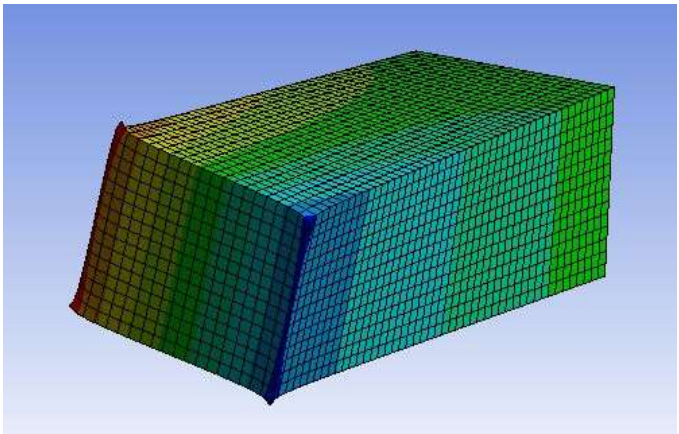
dengan metode SSS, model BMEC dan model CBSM. Berikut merupakan box verifkator yang digunakan sebagi verifikasi yang sesuai pada Gambar 4.12, 4.13 dan 4.14.



Gambar 4.12 Box verifikator dengan SSS model

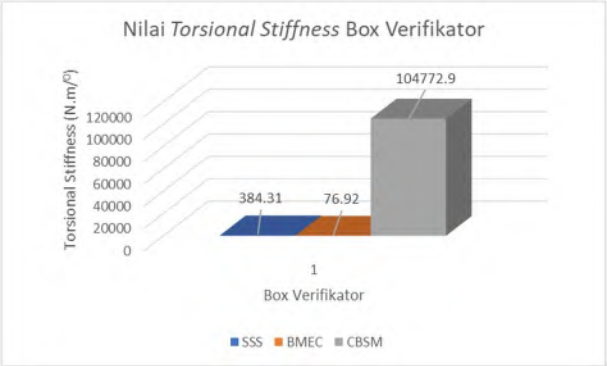


Gambar 4.13 Box verifikator dengan BMEC model



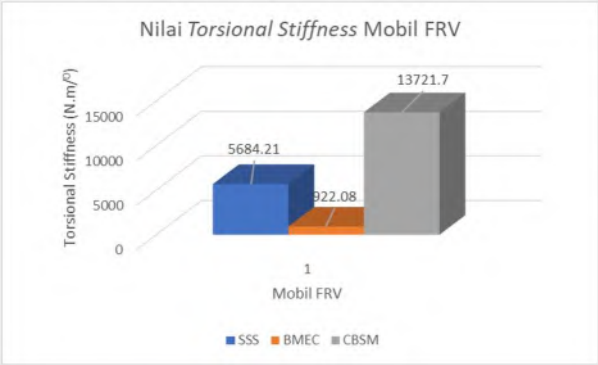
Gambar 4.14 Box verifikator dengan CBSM model

Dikarenakan nilai *torsional stiffness* merupakan nilai yang konstan yang dipengaruhi faktor torsi yang diberikan dan derajat puntir yang dihasilkan akibat beban torsi, maka dari itu box verifikator diberi beban bebas (1000 N) dan didapatkanlah nilai *torsional stiffness* dari box verifikator sesuai pada Gambar 4.15.



Gambar 4. 15 Nilai *torsional stiffness* box verifikator

Dari hasil perhitungan yang telah didapatkan pada subbab 4.2 dan 4.3, didapatkan nilai *torsional stiffness* mobil FRV dengan variasi metode sesuai pada Gambar 4.16.



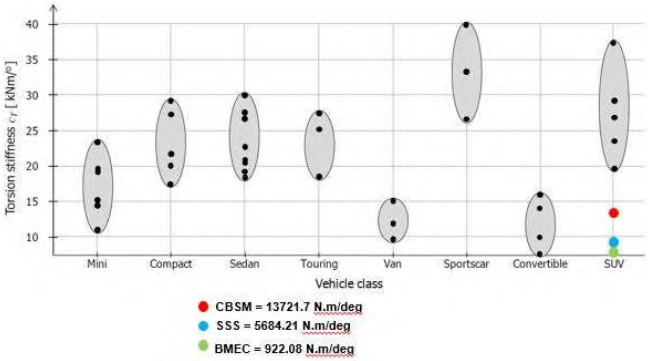
Gambar 4.16 Nilai *torsional stiffness* movil FRV

Dari hasil yang didapatkan berdasarkan grafik pada Gambar 4.15 dan 4.16, dapat dilihat bahwa model CBSM pada box verifikator dan mobil FRV memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan model yang lain. Sedangkan pada model SSS, pada box verifikator dan mobil FRV menempati posisi kedua tertinggi setelah model CBSM. Nilai torsional stiffness pada box verifikator dan mobil FRV dengan model BMEC menempati posisi terbawah dibandingkan dengan nilai keseluruhan model.

Dari hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa variasi metode (SSS, BMEC dan CBSM) mencari nilai *torsional stiffness* yang diterapkan pada objek yang berbeda memiliki perbandingan hasil yang sama. Adanya jarak yang jauh pada nilai torsional stiffness model CBSM dengan yang lain bisa dipengaruhi karena adanya faktor geometri objek yang digunakan dan juga jumlah *meshing* yang digunakan dalam simulasi.

4.4 Analisis Pebandingan Metode SSS dan Metode Simulasi 3D

Didapatkan nilai *torsional stiffness* rata – rata dari ketiga metode berdasarkan hasil perhitungan metode SSS, dan simulasi 3D (model BMEC dan CBSM) sesuai dengan Gambar 4.12. Dari segi hasil *torsional stiffness* tiap metode didapatkan nilai yang paling mendekati dari komparasi dengan *nilai torsional stiffness* dari *range* SUV yakni adalah simulasi 3D dengan model CBSM. Sedangkan nilai *torsional stiffness* yang dihasilkan dari metode BMEC berada pada nilai yang paling rendah sebesar 1409.48 N.m/^{0} dibandingkan dengan nilai *torsional stiffness* metode CBSM dan SSS. Sedangkan metode SSS menempati nilai kedua dengan nilai torsional stiffness sebesar 5684.21 N.m/^{0} dibandingkan dengan range nilai *torsional stiffness* SUV pada umumnya. Berdasarkan hasil yang didapat, metode CBSM merupakan metode yang lebih merepresentasikan nilai aktual atau metode yang lebih mencapai nilai mobil SUV pada umumnya dibandingkan dengan metode yang lain.



Gambar 4.17 Perbandingan nilai *torsional stiffness* metode SSS dan simulasi model BMEC dan CBSM

Hal ini disebabkan karena model CBSM yang paling merepresentasikan struktur mobil FRV aslinya, namun dengan modifikasi pemodelan menggunakan *surface* dan *beam element*. Dibandingkan dengan model dan metode lain yang banyak mereduksi dari seluruh struktur mobil FRV atau memodelkan struktur – struktur pada mobil FRV yang memiliki peran krusial seperti *ladder chassis*, *pillar sideframe* dan *dash* mobil. Bisa dilihat pada model SSS, lekukan pada mobil FRV yang sesungguhnya seharusnya ada yang bisa berdampak terhadap kekakuan dari struktur ditiadakan karena metode SSS merupakan metode penyederhanaan dari tiap – tiap panelnya. Pada model BMEC, nilai *torsional stiffness* yang didapatkan bisa sangat rendah dibandingkan dengan yang lainnya yakni adanya penyederhanaan seperti contoh pada *ladder chassis* yang disederhanakan dengan mencari titik tengah dari lubang *ladder chassis* dan dijadikan sebagai titik penampang *beam element*. Faktor ketebalan sangat berpengaruh dalam pencarian nilai *torsional stiffness* hal ini juga selaras dengan rumus dalam mencari nilai *torsional stiffness* yang mempertimbangkan ketebalan dari suatu objek.

Berdasarkan Tabel 4.13, langkah – langkah yang harus dilakukan dalam pencarian nilai *torsional stiffness* mobil FRV, metode SSS merupakan metode dimana langkah dalam pencarian nilai *torsional stiffness* lebih banyak dibandingkan dengan metode yang lainnya sebanyak delapan langkah dibandingkan dengan metode simulasi yang hanya melakukan lima langkah. Diharuskan mencari detail gaya – gaya yang terjadi akibat pembebanan torsi terlebih dahulu dan setelah itu dilakukan perhitungan menggunakan persamaan *torsional strain energy* dan *elastic strain energy* dalam pencarian nilai *torsional stiffness*.

Dapat dilihat bahwa model BMEC dan CBSM memiliki jumlah langkah yang sama dalam mencari nilai *torsional stiffness* yang dimana mengharuskan untuk melakukan pemodelan terhadap mobil yang akan dikenai uji torsi. Setelah uji torsi diberikan lalu dilakukan pencarian defleksi menggunakan *deformation probe* pada *software* ANSYS *Workbench* untuk mengetahui seberapa

besar defleksi yang disebabkan pembebanan torsi. Lalu dilakukan perhitungan sudut akibat pembebanan torsi yang telah diberikan dan bisa menemukan nilai *torsional stiffness* dari stuktur mobil FRV.

Tabel 4.12 Perbandingan jumlah langkah tiap metode dan model simulasi 3D

Langkah			
No.	SSS	Simulasi 3D	
		BMEC	CBSM
1	Penyederhanaan mobil FRV dengan SSS model	pemodelan mobil FRV dengan CAD menggunakan *beam element*	pemodelan mobil FRV dengan CAD menggunakan *beam element*
2	Penentuan beban torsi yang diberikan	penentuan beban torsi yang diberikan	penentuan beban torsi yang diberikan
3	Pembuatan *Free Body Diagram* dari setiap panel SSS	setup simulasi (*boundary condition*)	setup simulasi (*boundary condition*)
4	Perhitungan gaya tepi (Q) berdasarkan *Free Body Diagram* tiap panel SSS	Didapatkan hasil defleksi setelah diberi uji torsi	Didapatkan hasil defleksi setelah diberi uji torsi
5	Mencari defleksi *sideframe* dengan *software* ANSYS *Workbench*	Mencari *torsional stiffness* dengan rumus K=T/teta	Mencari *torsional stiffness* dengan rumus K=T/teta
6	Perhitungan *effective shear rigidity* setiap panel		
7	Perhitungan *torsional stiffness* dengan persaman *torsional strain energy* dengan *elastic strain energy*		
8	Nilai *torsional stiffness* dengan SSS didapatkan		

Berdasarkan langkah yang digunakan, metode SSS jelas memakan waktu yang lebih banyak dikarenakan banyaknya langkah yang harus dilakukan dalam mencari nilai *torsional stiffness* dari mobil FRV dibandingkan dengan metode simulasi 3D. Sedangkan dari segi waktu pada model BMEC dan CBSM membutuhkan waktu yang cukup pendek dikarenakan langkah yang dilakukan dalam pencarian nilai *torsional stiffness* hanya lima langkah.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dari hasil yang didapatkan oleh penelitian ini, nilai kekakuan struktur atau *torsional stiffness* yang didapatkan menggunakan metode *Simple Structural Surface* (SSS) sebesar 5684.21 N.m/^{0} dengan beban torsi yang diaplikasikan pada model SSS ini sebesar 0.1*Wsprung* hingga 1*Wsprung*.
2. Pada metode simulasi 3D, digunakan beberapa metode dan model yang divariasikan dengan dua metode, yakni *Beam-based Model of the Entire vehicle Cabin* (BMEC) dan *Coupled – Beam Surface Model* (CBSM). Kedua model diberi beban torsi sebesar 0.1W*sprung* hingga 1W*sprung* dan didapatkan nilai kekakuan struktur atau *torsional stiffness* pada model BMEC dan CBSM sebesar :
   a. Nilai *torsional stiffness* dengan model BMEC didapatkan sebesar 922.08 N.m/^{0}.
   b. Nilai *torsional stiffness* dengan model CBSM didapatkan sebesar 13721.7 N.m/^{0}.
3. Perbandingan hasil dari metode *Simple Strutural Surface* (SSS) dibanding dengan nilai *torsional stiffness* mobil SUV (*range* nilai 20000 – 37500 N.m/^{0}) pada umunya memiliki selisih sebesar 14315.79 N.m/^{0}, model BMEC memiliki selisih sebesar 19077.92 N.m/^{0} sedangkan selisih dari model CBSM sebesar 6278.3 N.m/^{0} yang dimana model CBSM memiliki nilai yang lebih merepresentasikan mobil FRV (SUV) pada umumnya. Dari segi langkah pengerjaan metode, metode SSS memiliki delapan langkah pengerjaan yang dimana lebih banyak dengan metode simulasi 3D (BMEC dan CBSM) yang hanya memiliki lima langkah pengerjaan dimana metode SSS lebih banyak

memakan waktu dalam proses pencarian nilai *torsional stiffness* dibanding dengan metode simulasi 3D.

5.2 Saran

Adapun saran dari penelitian adalah sebagai berikut :

1. Perlu diadakan penelitian uji torsi untuk mencari nilai *torsional stiffness* dengan metode eksperimen sebagai salah satu pembanding dalam melakukan optimasi struktur kendaraan.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terkait ketiga metode yakni SSS,model BMEC dan model CBSM dalam hal pengaruh terhadap nilai torsional stiffness yang dihasilkan.
3. Perlu dilakukan *modelling* secara mendetail dengan menggunakan *solid element* agar merepresentasikan hasil simulasi yang lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

BNPB. (2018). *Data Informasi Bencana Indonesia.* https://bnpb.cloud/dibi/laporan5a.

BNPB. (2019). *Data Informasi Bencana Indonesia.* https://bnpb.cloud/dibi/laporan5a.

Brown, J. C. (2002). *Motor Vehicle Structures : Concepts and Fundamentals.* Oxford: Butterworth-Heinemann.

Chen, X. &. (2014). *Finite element modeling and simulation with ANSYS workbench.* Northwestern: CRC Press,https://doi.org/10.1201/b17284.

Cook, R. D. (2002). *Concepts and Applications of Finite Element Analysis : Fourth Edition. New Jersey.* New Jersey: John Wiley & Sons. Inc.

Costin, M. &. (1961). *Racing and Sports Car Chassis Design.* London: B. T. BATSFORD LTD.

Donders, S. T. (2009). A reduced beam and joint concept modeling approach to optimize global vehicle body dynamics. Finite Elements in Analysis and Design.

Fakhri, D. D. (2019). Analisis Kekuatan Chassis Terhadap Impact pada Kendaraan Bus Mitsubishi FUSO FE 84G BC dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga.

Genta, G. a. (2009). *The Automotive Chassis vol. 2: System Design.* New York: Springer, New York, ISBN 978-1-4020-8673-1.

George, A., & Riley, W. (2002). Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis.

germancarforum.com. (2007). *Test Data of Torsional Rigidity.* https://www.germancarforum.com/threads/the-list-torsional-rigidity.12334/.

Happian-Smith, J. (2002). *An Introduction to Modern Vehicle Design.* United States of America: Butterworth Heinemann.

Hibbeler, R. (2016). *Engineering Mechanics : Statics & Dynamics Fourteen Edition.* New Jersey: Pearson Education, Inc.

Hirz, M. (2016). *Re: What are the typical stiffness values while designing car chassis?* https://www.researchgate.net/post/What_are_the_typical_stiffness_values_while_designing_car_chassis/57dbd0da3d7f4b50e51dcf21/citation/download.

International, A. (1990).

ITS, B. P. (2019). *Kajian Teknis Kendaraan Khusus Banjir.* Surabaya: ITS.

Krzikalla, D. M. (2019). Analysis of Torsional Stiffness of the Frame of a Formula Student Vehicle.

Law, E., Raju, S., & Sone, P. (1998). The Effects of Chassis Flexibility on Roll Stiffness of a Winston Cup Race Car.

Madenci, E. &. (2015). *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS.* London: Springer International Publishing.

Mallen, D. (2010). *Fundamentals of Automobile Body Structure Design.* Pennsylvania, USA: SAE International.

Motors, M. (2015). *All New Triton Sport Utility Double Cabin.* PT. Krama Yudha Tiga Berlian Motors.

N., R. K. (2015). *Chassis Frame Torsional Stiffness Analysis*, 313.

Sampo', E. S. (2010). Chassis torsional stiffness: Analysis of the influence on vehicle dynamics.

Sampo', E. S. (2010). Chassis torsional stiffness: Analysis of the influence on vehicle dynamics.

Setiawan, R. W. (2018). *Analisis Mekanika Patahan Pada Kasus Slewing Tower Level Luffing Crane.* Surabaya: Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Shojaeefard, M. H. (2015). Investigation on the optimal simplified model of BIW structure using FEM.

Tebby, S. (2011). Methods to Determine Torsion Stiffness in an Automotive Chassis.

Wikarta, A. S. (2013). Analisa Kekuatan dan Kekakuan Chassis Mobil Listrik Nasional ITS (Molina – ITS).

Wood, I. B. (2014). Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for bending stiffness and natural frequency.

Wood, I. B. (2014). Using the simple structural beam (SSB) model to optimize and analyze automotive structures for torsion stiffness and natural frequency.

www.matweb.com. (n.d.). *mild low carbon steel AISI 1018.*

youwheel.com. (2014). *Car Body Torsional Rigidity.* http://youwheel.com/home/2016/06/20/car-body-torsional-rigidity-a-comprehensive-list/.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

LAMPIRAN

A. Variasi Perhitungan *Torsional Stiffness* Metode SSS

Tabel 1 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.1W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm^{/0}$)	TS ($N.m^{/0}$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05	5684148.3	5684.1483
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25		
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340011	621725.8243		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621799.3993		

Tabel 2 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.2W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm^{/0}$)	TS ($N.m^{/0}$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05	5684148.3	5684.1483
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25		
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340011	621725.8243		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621799.3993		

Tabel 3 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.3W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684148.3	5684.1483
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340011	621725.8243		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621799.3993		

Tabel 4 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.4W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684308.5	5684.30855
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340246	621708.2951		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621781.8701		

Tabel 5 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.5W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684276.5	5684.2765
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340199	621711.8009		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621785.3759		

Tabel 6 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.6W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684255.1	5684.25513
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340167	621714.1381		
Jumlah (Area of surf/ $(G.t)_{eff}$)					621787.7131		

Tabel 7 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.7W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684239.9	5684.23987
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340145	621715.8076		
Jumlah (Area of surf/ $(G.t)_{eff}$)					621789.3826		

Tabel 8 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.8W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684228.4	5684.22843
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340128	621717.0597		
Jumlah (Area of surf/ $(G.t)_{eff}$)					621790.6347		

Tabel 9 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 0.9W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684219.5	5684.21952
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340115	621718.0335		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621791.6085		

Tabel 10 Contoh perhitungan *torsional stiffness* metode SSS dengan variasi beban 1W*sprung*

Panel	Area of Surface (mm^2)	Shear Modulus (N/mm^2)	Tebal Panel (mm)	$(G.t)_{eff}$	Area of surf/$(G.t)_{eff}$	TS ($N.mm/^0$)	TS ($N.m/^0$)
Dash	1692000	80000	3	240000	7.05		
Windshield	1566000	80000	3	240000	6.525		
Roof	5256000	80000	3	240000	21.9		
Rear frame	2700000	80000	3	240000	11.25	5684212.4	5684.2124
Floor	6444000	80000	3	240000	26.85		
Side frame	5185200	-	-	8.340105	621718.8126		
Jumlah (Area of surf / $(G.t)_{eff}$)					621792.3876		

BIODATA PENULIS

Maulana Hanif Labiib Muchdor adalah anak kedua dari tiga bersaudara pasangan Muchdor dan Dwi Permati yang lahir di Malang pada 5 Juni 1998. Penulis memulai Pendidikan di TK Al – Falah Surabaya selama 2 tahun, kemudian melanjutkan di SD Al – Falah Surabaya selama 6 tahun, SMP Al – Hikmah Surabaya selama 3 tahun, SMA Negeri 5 Surabaya selama 3 tahun dan mengambil gelar sarjana di Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Di masa perkuliahan, penulis aktif mengikuti kegiatan akademik dan non – akademik. Dalam keorganisasian, penulis pernah menjabat menjadi Ketua Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) FTI – ITS pada tahun 2018 – 2019, lalu menjadi koordinator legislatif jurusan yaitu Dewan Presidium pada tahun 2019 – 2020. Selain aktif berorganisasi, penulis juga pernah megikuti *Internship* di PT. Pindad pada divisi alat berat yang berfokus pada perancangan *crane*.

Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email mlnhanif01@gmail.com.