TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS KEKUATAN *BODY* TERHADAP *IMPACT* PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

RYZQY KUMARA DHANA
NRP. 02111640000130

Dosen Pembimbing
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, MT.

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS KEKUATAN *BODY* TERHADAP *IMPACT* PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

RYZQY KUMARA DHANA
02111640000130

Dosen Pembimbing
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, MT.
NIP. 196807061999031004

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

FINAL PROJECT - TM184835

ANALYSIS OF BODY STRENGTH TO IMPACT ON FLOOD RESCUE VEHICLE USING FINITE ELEMENT METHOD

RYZQY KUMARA DHANA
02111640000130

Thesis Advisor
Ir. JULENDRA BAMBANG ARIATEDJA, MT.
NIP. 196807061999031004

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
Surabaya 2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALISIS KEKUATAN *BODY* TERHADAP *IMPACT* PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Ryzqy Kumara Dhana
02111640000130

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. ..... (Pembimbing)
   NIP. 196807061999031004
2. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. ..... (Penguji 1)
   NIP. 197909262005011001
3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. ..... (Penguji 2)
   NIP. 196508101991021001
4. Alief Wikarta, ST, MSc Eng, PhD. ..... (Penguji 3)
   NIP. 198202102006041002

SURABAYA
AGUSTUS 2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALISA KEKUATAN *BODY* TERHADAP *IMPACT* PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama	**:**	**Ryzqy Kumara Dhana**
NRP	**:**	**02111640000130**
Departemen	**:**	**Teknik Mesin FTIRS - ITS**
Dosen Pembimbing	**:**	**Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**

ABSTRAK

Flood rescue vehicle (FRV), sebagai salah satu kendaraan untuk mengevakuasi korban banjir haruslah memiliki struktur *body* yang kuat agar tidak mudah rusak dan juga mampu melindungi penumpang. Oleh sebab itu diperlukan suatu pengujian untuk membuktikan kekuatan struktur mobil tersebut. Dalam tugas akhir ini dilakukan pengujian tabrak samping atau *side crash test* pada struktur *body* secara simulasi menggunakan software *ANSYS*.

Body mobil *FRV* dimodelkan menggunakan *software Solidwork* dengan dimensi yang disesuaikan dengan ukuran asli dari mobil *FRV*. Simulasi pada software *ANSYS* diawali dengan memasukkan material *body FRV* dan mengatur kondisi batas yang digunakan, dilanjutkan dengan proses *meshing* dan uji konvergensi untuk menentukan konvergensi dari hasil proses *mesh*. Dilanjutkan dengan mengatur initial condition yang disesuaikan dengan pengujian standar *FMVSS 214 side pole* dan *IIHS moving deformable barier*. Setelah dilakukan simulasi, diamati hasil deformasi dan *energy* serapan yang terjadi akibat beban *impact* sehingga dapat diamati kesesuaian desain struktur *body* dengan standar produksi yang berlaku.

Hasil dari pengujian menunjukkan bahwa desain body mobil FRV lolos standar IIHS, namun memiliki hasil kurang baik pada pengujian tabrak dengan kendaraan bermassa sama dan pada side

pole dengan kecepatan maksimal, yang memiliki nilai deformasi sebesar 37,98 cm dan 37,152 cm. Adapun perbedaan hasil simulasi *impact* dipengaruhi oleh massa dan kecepatan pada kondisi batas simulasi.

Kata Kunci: ***FRV, Side Crash, FEM***

ANALYSIS OF BODY STRENGTH TO IMPACT ON FLOOD RESCUE VEHICLE USING FINITE ELEMENT METHOD

Name	**:**	**Ryzqy Kumara Dhana**
NRP	**:**	**02111640000130**
Departement	**:**	**Teknik Mesin FTIRS - ITS**
Lecturer	**:**	**Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**

ABSTRACT

Flood rescue Vehicle (FRV), as one of the vehicles to evacuate flood victims must have a strong body structure so that it is not easily damaged and also able to protect passengers. Therefore, a test is needed to prove the power of the car's structure. In this final task is carried out testing side crash or side crash test on body structure in simulation using ANSYS software.

Body FRV is modeled using Solidwork software with dimensions adjusted to the original size of the FRV car. Simulation of the ANSYS software begins with inserting the FRV body material and adjusting the boundary condition used, followed by the meshing process and convergence test to determine the convergence of the mesh process results. Proceed with setting the initial condition adjusted to the standard testing of FMVSS 214 side pole and the IIHS of moving deformable barier. After the simulation, observed the results of deformation and energy absorption that occurs due to impact load so that it can be observed suitability of the design body structure with the production standards that apply.

The results of the test showed that FRV car body design passed the IIHS standard, but had poor results on the test with the same mass vehicles and in the side pole with maximum speed, which has a deformation value of 37.98 cm and 37.152 cm. The

punyadifference in impact simulation results is influenced by mass and speed at the simulation limit condition.

Keywords: FRV, Side Crash, FEM

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur ke hadirat Allah Subhanahu Wa Ta'ala, yang telah melimpahkan rahmat-Nya dan hidayah-Nya, serta perjuangan nabi Muhammad Subhanahu Wa Ta'ala yang telah membawa umat dari zaman jahiliyah ke zaman yang terang benderang ini, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Dalam rangka mempersiapakn dan menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini penulis telah banyak memperoleh bantuan baik berupa bimbingan, informasi maupun fasilitas yang sangat membantu kelancaran penulisan ini. Pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan rasa terimakasih yang sedalam-dalamnya kepada berbagai pihak yang telah memberikan bantuan serta dorongan selama penulisan, khususnya kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc., selaku kepala departemen Teknik mesin
2. Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, MT., selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberikan petunjuk, ilmu, nasihat, serta bimbingan yang sangat bermanfaat.
3. Ibu Dr. Ir. Helena Carolina Kis Agustin, selaku dosen wali yang yang telah memberikan banyak nasihat dan membimbing penulis selama perkuliahan.
4. PT. Tugas Karya Anda yang telah memberikan ilmu dan pengalaman kerja di dunia otomotif.
5. Orang tua penulis, Bapak Agung Wisnu Prabowo dan Ibu Mulik Sulistyowati yang tak henti hentinya memberikan doa, dorongan dalam bentuk moril maupun materil, dan berbagai macam nasehat yang selalu akan teringat selama hidup.
6. Adin dan cicil, yang telah memberikan tawa maupun keributan dalam keseharian penulis.

7. Sahabat selaku partner kerja praktik, Adib Satriawan, yang selalu memberikan diskusi tak perlu dan selalu menemani dikala sendu.
8. Sobat FRV, Maulana Hanif, yang telah menemani keluh kesah bahtera tugas akhir bersama.
9. Sahabat Maria kos, Lanang, Habib, Furqon, Nuge, Komeng, Bagus, Burhan, Teo, Vano, Fatir, Raihan, yang telah membantu fasilitas maupun ilmu-ilmu jasmani maupun rohani.
10. SC angkatan 2016 yang telah memberikan ilmu dan nasihat dalam maupun luar kampus.
11. Hanifa yang telah meluangkan waktu dan tenaga dalam melewati hari-hari senang maupun sedih bersama.
12. Seluruh teman-teman M59 Departemen Teknik Mesin yang menemani selama perkuliahan.
13. Bandung Bondowoso, yang telah menginspirasi penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
14. Seluruh dosen, karyawan, dan civitas akademika Teknik Mesin, terimakasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
15. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khusunya, dan civitas akademika ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa lain.

Surabaya, 17 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL iii
COVER PAGE v
LEMBAR PENGESAHAN vii
ABSTRAK ix
ABSTRACT xi
KATA PENGANTAR xiii
DAFTAR ISI xv
DAFTAR GAMBAR xvii
DAFTAR TABEL xxi
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan 2
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Manfaat Penelitian 3
1.6 Sistematika Penulisan 3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI 5
2.1 Struktur Mobil 5
2.2 Flood rescue vehicle 7
2.3 Metode Elemen Hingga 9
2.4 Uji Tabrak 11
2.5 Tumbukan 19
2.6 Deformasi 24

2.7 Energi Serapan.....26
2.8 Kekakuan Material 29
BAB III METODE PENELITIAN 31
3.1 Diagram Alir.....31
3.2 Studi Literatur.....32
3.3 Model Material 32
3.4 Pemodelan Pengujian 33
3.5 Penentuan Kondisi Batas 37
3.6 Uji Konvergensi.....45
3.7 Simulasi 47
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....49
4.1 Uji Tabrak Samping *Side pole*.....49
4.2 Pengujian tabrak *Side Pole* kecepatan maksimal.....54
4.3 Uji Tabrak *MDB* 61
4.4 Uji Tabrak dengan mobil yang sama 67
4.5 Perbandingan hasil pengujian.....74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 79
5.1 Kesimpulan.....79
5.2 Saran 79
DAFTAR PUSTAKA..... xxiii
LAMPIRAN xxv
BIODATA PENULIS.....xxix

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Uji medan *FRV* 1
Gambar 2. 1 *Unitized Body Vehicle* 5
Gambar 2. 2 *Body on Frame Vehicle* 5
Gambar 2. 3 Flood rescue vehicle 7
Gambar 2. 4 Gambar 2D *Bracket* 10
Gambar 2. 5 *Finite element method* 2D *Bracket* 10
Gambar 2. 6 Uji tabrak chassis tanpa bumper 12
Gambar 2. 7 Uji tabrak chassis dengan bumper 12
Gambar 2. 8 Uji tabrak depan 40% *body* ESEMKA 13
Gambar 2. 9 Uji tabrak samping rigid pole *Body* ESEMKA 14
Gambar 2. 10 Grafik hubungan tegangan dan regangan 15
Gambar 2. 11 Grafik hubungan energi dalam dengan waktu 15
Gambar 2. 12 Grafik hubungan energi kinetik dengan waktu 16
Gambar 2. 13 Uji tabrak samping *moving barier* Mercedes Benz 17
Gambar 2. 14 Grafik perbandingan deformasi sebelum dan sesudah optimasi 18
Gambar 2. 15 Evaluasi desain standar *IIHS* 18
Gambar 2. 16 Uji tabrak belakang Mercedes Benz 19
Gambar 2. 17 Proses Terjadinya Tumbukan Lenting Sempurna 20
Gambar 2. 18 Proses Terjadinya Tumbukan Tidak Lenting Sama Sekali 22
Gambar 2. 19 Tumbukan Lenting Sebagian 23
Gambar 2. 20 Balok menumbuk pegas 27
Gambar 2. 21 Kontak sudut antara dua poligonial 28
Gambar 2. 22 *Hourglass mode* 29
Gambar 2. 23 Grafik tegangan regangan material 30
Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian 31
Gambar 3. 2 Grafik bilinier isotropic AISI 1018 33
Gambar 3. 3 Desain awal *FRV* 34
Gambar 3. 4 Desain Surface *Body FRV* 35

Gambar 3. 5 Pengujian *Side pole* 35
Gambar 3. 6 Pegujian *MDB* 36
Gambar 3. 7 Pengujian tabrak terhadap mobil bermassa sama.. 37
Gambar 3. 8 Fixed Support pada pengujian *Side pole* 38
Gambar 3. 9 Bounded contact pengujian *side pole* 38
Gambar 3. 10 Displacement pada pengujian *side pole* 39
Gambar 3. 11 Kecepatan pada pengujian *side pole* 40
Gambar 3. 12 Fixed Support pada pengujian *MDB* 42
Gambar 3. 13 Bounded contact *MDB* pada pengujian *MDB* 42
Gambar 3. 14 Displacement pada pengujian *MDB* 43
Gambar 3. 15 Kecepatan pada pengujian *MDB* 44
Gambar 3. 16 Titik Konvergensi 46
Gambar 3. 17 Grafik Uji Konvergensi 46
Gambar 3. 18 Kategori standar deformasi uji tabrak samping *IIHS* 47
Gambar 4. 1 Deformasi total pengujian tabrak *side pole* 49
Gambar 4. 2 Deformasi arah X dan *Stress* maksimal pada pengujian tabrak *side pole* 50
Gambar 4. 3 Kerusakan pada body FRV pengujian *side pole* ... 50
Gambar 4. 4 Titik deformasi 51
Gambar 4. 5 *Stress* pada bagian samping mobil 52
Gambar 4. 6 Grafik energi kinetik pengujian side pole 53
Gambar 4. 7 Grafik energi internal pengujian side pole 53
Gambar 4. 8 *Energy summary* pengujian tabrak *side pole* 54
Gambar 4. 9 Deformasi total pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal 55
Gambar 4. 10 Deformasi arah X dan *Stress* maksimal pada pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal .. 55
Gambar 4. 11 Kerusakan pada body FRV pengujian *side pole* dengan kecepatan maksimal 56
Gambar 4. 12 Titik deformasi 57
Gambar 4. 13 *Stress* pada bagian samping mobil 58
Gambar 4. 14 Grafik energi internal pengujian *side pole* kecepatan maksimal 58

Gambar 4. 15 Grafik energi kinetik pengujian side pole kecepatan maksimal 59
Gambar 4. 16 *Energy summary* pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal.....60
Gambar 4. 17 Fenomena mobil terjatuh 61
Gambar 4. 18 Deformasi total pengujian tabrak dengan *MDB*..62
Gambar 4. 19 Deformasi arah X pengujian tabrak dengan *MDB* 62
Gambar 4. 20 Kerusakan pada body FRV pengujian tabrak dengan MDB 63
Gambar 4. 21 Titik Deformasi 64
Gambar 4. 22 *Stress* yang terjadi pada pengujian tabrak samping dengan *MDB*.....65
Gambar 4. 23 Energi internal pengujian tabrak samping dengan *MDB* 66
Gambar 4. 24 Energi kinetik pengujian tabrak samping dengan *MDB* 66
Gambar 4. 25 *Energy summary* pengujian tabrak samping dengan *MDB* 67
Gambar 4. 26 Deformasi total pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama.....68
Gambar 4. 27 Deformasi arah x pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama 68
Gambar 4. 28 *Stress* terbesar pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama.....69
Gambar 4. 29 Kerusakan pada body FRV pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama.....70
Gambar 4. 30 Titik Deformasi 70
Gambar 4. 31 *Stress* yang terjadi pada pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama.....71
Gambar 4. 32 Energi internal pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama 72
Gambar 4. 33 Energi kinetik pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama 73

Gambar 4. 34 *Energy summary* pengujian tabrak samping dengan *MDB*.....73
Gambar 4. 35 Defleksi hasil pengujian.....74
Gambar 4. 36 Kategori Standar *IIHS*.....75
Gambar 4. 37 Grafik energi internal 76
Gambar 4. 38 Grafik hubungan energi dan deforma.....78

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Material *Body FRV* 8
Tabel 2. 2 Spesifikasi Mobil *FRV* 8
Tabel 2. 3 Defleksi pada *chassis* tanpa bumper 12
Tabel 2. 4 Defleksi chassis dengan bumper 13
Tabel 3. 1 Parameter Pemodelan Plastis AISI 1018 33
Tabel 3. 2 Perhitungan densitas material *MDB* pengujian tabrak terhadap *MDB* 41
Tabel 3. 3 Properti material penyusun *MDB* pengujian tabrak terhadap *MDB* 41
Tabel 3. 4 Perhitungan densitas *MDB* pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama 44
Tabel 3. 5 Properti material *MDB* pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama 45

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bencana alam merupakan fenomena alam yang tidak bisa terprediksi kedatangnanya sehingga dapat menyebabkan kerugian secara materil atau pun korban jiwa apabila terjadi. Salah satu fenomena yang sering terjadi di indonesia adalah banjir. Genangan air dari banjir dapat menghambat laju akomodasi, sehingga kegiatan penyelamatan atau penyaluran bahan makanan dapat terhambat. Maka dari itu dibutuhkan suatu kendaraan yang dapat mempermudah laju akomodasi di daerah banjir.

FRV BPD Gresik atau *flood rescue vehicle* merupakan salah satu kendaraan yang didesain untuk mampu melalui medan banjir, dimana mobil ini didesain untuk keperluan penyelamatan dan evakuasi banjir yang terjadi di kabupaten Gresik. Mobil ini didesain dengan ketinggian yang lebih tinggi dari mobil pada umumnya (*city car*), mobil ini menggunakan jenis *chassis ladder frame* yang pada umumnya digunakan pada mboil 4wd untuk melalui medan medan ekstrem. Selain *chassis* yang mendukung untuk mendan ekstrem, mobil ini pun diperkuat dengan *body* mobil yang tersusun atas plat mild steel dengan ketebalan 3mm. (Sudarmanta & Ariatedja, 2019)

Gambar 1. 1 Uji medan *FRV*

Dapat dilihat dari gambar 1.1 mobil *FRV* tidak hanya didesain untuk melalui medan berair, namun juga medan ekstrem. Dalam kondisi tersebut dapat memungkinkan terjadinya kecelakaan, seperti terguling, menabrak pohon, dan lain sebagainya yang menyebabkan deformasi dan kerusakan pada mobil *FRV*. Untuk itu dibutuhkan ketangguhan dari *body* mobil dan rangka yang kuat, sehingga pada saat terjadi kecelakaan struktur *body* dan *chassis* mobil dapat tetap aman dan mampu menyerap energi pada saat terjadi kecelakaan agar pengemudi dan penumpang dapat menggunakan kendaraan dengan aman.

Maka dari itu dibutuhkan suatu pengujian untuk membuktikan bahwa desain dari mobil *FRV* ini aman digunakan saat melalui medan ekstrem. Salah satu pengujian yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah uji tabrak samping diana uji tabrak ini dapat mevisualisasikan defleksi yang terjadi apabila bagian samping mobil menabrak pohon ataupun ditabrak oleh kendaraan dari arah samping. Dalam tugas akhir ini pengujian tabrak samping dilakukan secara simulasi menggunakan aplikasi *ANSYS* dan struktur *body* mobil dimodelkan dengan aplikasi *solidwork*.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam tugas akhir ini, dirumuskan beberapa masalah yaitu sebagai berikut:

a) Bagimana mendesain simulasi pengujian *side crash* mobil *FRV*?
b) Bagaimana kemampuann *body* mobil *FRV* dalam menyerap *energy* dalam dengan uji *side crash*?

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Memvisualisasikan deformasi daerah kritis *body* mobil *FRV* pengujian *side crash*
2. Mengetahui kemampuan *body* mobil *FRV* dalam menyerap energi dalam dengan pengujian *side crash*.

1.4 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini, diberikan batasan masalah yaitu sebagai berikut:

1. Material *body* mobil *FRV* adalah mild steel.
2. Mekanisme pengujian *side crash* disesuaikan dengan standar *FMVSS 214 rigid pole* dan *IIHS moving barier*.
3. Desain bentuk *body FRV* hanya satu jenis tanpa roda, mesin, maupun asesoris didalamnya
4. Analisa menggunakan aplikasi *ANSYS*.
5. Permukaan *body FRV* dianggap *frictionless*/rata.
6. *Chassis* dianggap rigid.
7. Pengujian tanpa dummy manusia.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah:

1. Sebagai referensi dan literatur perusahaan untuk mendesain kendaraan yang lebih baik dan aman untuk keselamatan penumpang.
2. Sebagai sarana pembelajaran dan pengembangan ilmu pengetahuan terkait desain struktur kendaraan.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan proposal tugas akhir ini, sistematika penulisan adalah sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan
   Berisikan latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan.
2. Bab II Tinjauan Pustaka
   Berisikan teori teori pendukung yang digunakan dlam menyusun tugas akhir ini.
3. Bab III Metodologi
   Berisikan prosedur pelaksanaan pengujian dan pengambilan data serta prosedur analisa.
4. Bab IV Pembahasan

Berisikan analisa data dari hasil penelitian yang sudah dilakukan.

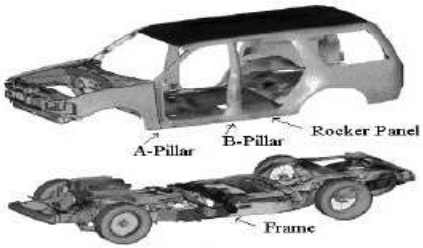
5. Bab V Kesimpulan dan Saran
   Berisikan kesimpulan dari penelitian yang dilakukan dan saran untuk penelitian pada masa mendatang.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Struktur Mobil

Chassis merupakan rangka, tempat berbagai komponen mobil terpasang. *Chassis* biasanya terbuat dari lembaran logam ringan atau bahan komposit. Bahan tersebut dibentuk sedemikian rupa untuk memberikan kekuatan pada struktur mobil atau menopang komponen komponen kendaraan dan muatan yang diletakkan diatasnya.

Gambar 2. 1 *Unitized Body Vehicle*



Gambar 2. 2 *Body on Frame Vehicle*

Gambar di atas merupakan jenis struktur *body* mobil yang biasanya ditemukan di kehidupan sehari hari. Gambar 2.1 merupakan jenis *body* mobil yang menyatu dengan *chassis*nya (seperti *monocoque*) dan Gambar 2.2 merupakan gambar mobil dengan type *body* mobil yang terpisah dengan *chassis*nya pun dengan *chassis* yang berbeda beda (seperti contoh *ladder frame*). Desain dari struktur *body* mobil ini didsesuakian dengan kebutuhan, sepeti bobot yang ringan, cocok digunakan untuk jalan bergelombang atau hal hal lainnya, *unitized body* dan *body on frame* memiliki keunggulan dan kekurangannya masing masing.

Unitized body vehicle tidak memiliki *body* yang terpisah, dimana *body* mobil terbentuk dari plat tipis yang dibentuk sedemikian rupa dan disatukan dengan cara dilas agar menjadi satu kesatuan *body* mobil sehingga bisa sekuat *chassis*. Mobil dengan jenis *unitized body* biasanya memiliki struktur yang lebih kaku dan lebih ringan dibandingkan dengan mobi dengan struktru yang lain. *Unitized body vehicle* biasanya dipakai oleh mobil mobil kecil seperti *city car*. Kerugian dari mobil dengan struktur *unitized body* adalah lebih berisik dan ikut menyalurkan getaran jalan, kerusakan yang serius apabila terjadi tabrakan pada rangka pelindung mesin, biaya perbaikan yang mahal karena apabila ada kerusakan pada *body* , *body* akan dipotong dan digantikan dengan sturktur yang baru, dan yang terakhir adalah biaya manufaktur yang mahal karena dibutuhkan peralatan pemesinan yang banyak untuk membentuk bentuk yang rumit dan peralatan las yang memadai.

Struktur *Body* on frame biasanya ditemukan pada mobil jenis SUV atau truk. Frame atau *chassis body* on frame biasayna terbuat dari pipa besi tubular yang dibentuk persegi yang disatukan dengan cara dilas. Frame diperkuat dengan adanya batang yang disusun secara melintang agar frame semakin rigid dan sebagai tempat peletakan powertrain (transmisi). Mobil dengan struktur *body* on frame biasayna lebih berat dan daya yang lebih besar untuk menggerakkannya. Keunggulan dari mobil dengan struktur ini adalah struktur yang lebih kuat karena adanya *chassis* dan

kemampuannya dalam meredam getaran sehingga lebih nyaman untuk dikendarai. (Huang, 2002)

2.2 Flood rescue vehicle

Kendaraan khusus banjir (atau *flood rescue vehicle-FRV*) merupakan mobil yang dijadikan solusi sebagai salah satu bentuk penanggulangan bencana alam yang dialami oleh beberapa daerah di kabupaten Gresik. Kendaraan evakuasi ini memiliki tiga fungsi utama yaitu, mampu berfungsi dalam medan banjir, mampu mengevakuasi korban, dan mampu melalui medan *off road*. Selain tiga fungsi utama, kebutuhan akan trasnportasi tersebut ditambah dengan tuntutan agar dapat membawa muatan evakuasi, perahu karet, sejumlahkru penanggulangan bencana. Secara sederhana cara kerja mobil *FRV* dalam medan banjir adalah air akan masuk kabin agar fungsi utama mobil tetap terjaga seperti terjaganya traksi mobil dan stabilitas yang terjaga. (Sudarmanta & Ariatedja, 2019)

Gambar 2. 3 Flood rescue vehicle

Adapun data mengenai material dan spesifikasi dari mobil *FRV* ini adalah sebagai berikut :

Tabel 2. 1 Material *Body FRV*

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

Tabel 2. 2 Spesifikasi Mobil *FRV*

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		
Berat mobil	Kg	3270
Max G.V.W	Kg	3830
Mesin		

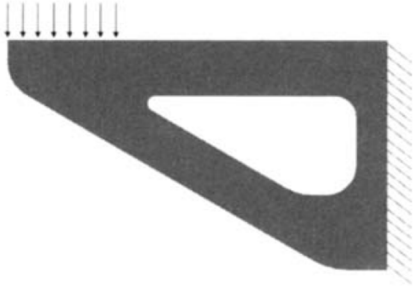
Spesifikasi Mobil *FRV*		
Dimensi		
Model		4N15 DI C/R T/C
Tipe		DOHC 16 valve, in-line 4-cylinder
Isi silinder	cc	2442
Daya maksimum	PS(kW)/rpm	136(100)/3500
Torsi Maksimum	Kg.m(N.m)/rpm	33.1(324)/1500-2500
Transmisi		
Tipe		6 Speed M/T
Roda		
Ban	in	37x12,5X17

2.3 Metode Elemen Hingga

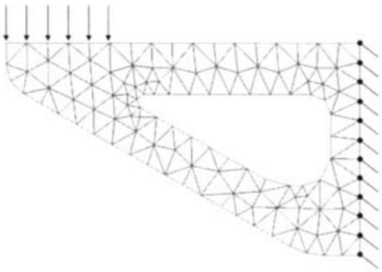
Metode elemen hingga atau bisa disebut sebagai analisa elemen hingga merupakan sebuah alat yang digunakan untuk menganasila suatu desain, dimana proses analisa desain adalah proses meneliti suatu komponen, kumpulan komponen, maupun suatu struktur. Analisa desain dapat dilakukan pada benda asli atau model dari benda asli tersebut. Apabila model dari benda dijadikan sasaran pengujian, maka proses analisa desain dapat diselesaikan lebih cepat, hal ini dapat ditemukan pada pengujian *prototype* sebelum benda asli dibuat.

Metode elemen hingga didasarkan pada rumus rumus numeris yang bergantung pada jenis permasalahan yang ada. Pada penerapannya, metode ini membagi suatu benda yang akan dianalisa menjadi beberapa bagian dengan jumlah terhingga atau

dapat disebut sebagai proses diskritisasi atau *meshing*. Dimana diskritisasi adalah membagi domain menjadi sub sub domain yang lebih kecil, dan bagian kecil ini dibatasi oleh garis elemen yang menghubungkan *node* ke *node*.



Gambar 2. 4 Gambar 2D *Bracket*



Gambar 2. 5 *Finite element method* 2D *Bracket*

Adapun persamaan dasar dari finite elemen method seperti dibawah ini,

$$[F] = [K] * [D]$$

dimana $[F]$ adalah vektor dari beban atau gaya, $[K]$ adalah matriks kekakuan, dan $[D]$ adalah matriks dari perpindahan *node* yang terjadi ketika suatu benda terkena gaya. (Kurowski, 2004)

2.4 Uji Tabrak

Uji tabrak merupakan salah satu bentuk destructive test yang biasanya digunakan untuk melihat keseuaian desain suatu kedaraan terhadap standar crashworthiness dan kecelakaan yang mungkin terjadi untuk berbagai jenis kendaraan. Semakin bagus hasil dari uji tabrak ini menunjukkan bahwa suatu kendaraan semakin aman digunakan.

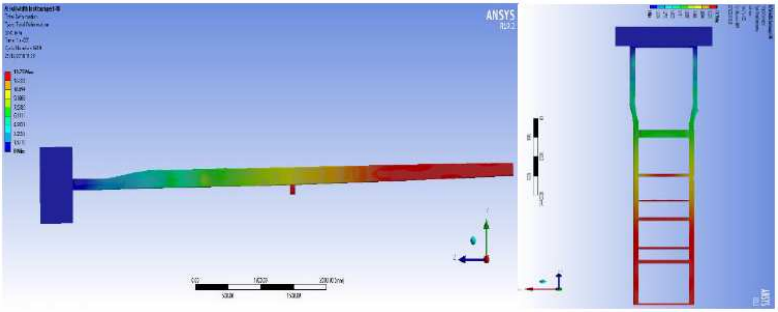
Dalam pengembangan dunia otomotif, digunakan simulasi yang berhubungan dengan perhitugnan matematis sehingga dapat menurunkan biaya pengujian. Dimasa ini, pengujian *crashworthiness* menggunakan dua jenis pengujian, yaitu pengujian fisik (seperti uji tabrak mobil yang akan diproduksi) dan pengujian tabrak yang berbasis simulasi pada komputer. Pengujian berbasis simulasi ini akan memprediksi apa yang akan terjadi pada kendaraan saat terjadi tabrakan, sehingga tes fisik menjadi lebih efektif karena desain telah teruji secara simulasi sebelum akhirnya dilakukan uji fisik. (Leonardi, 2012). Adapun uji tabrak yang ada di indsutri saat ini adalah sebagai berikut :

2.4.1 Uji Tabrak Depan

Uji tabrak depan atau *frontal impact test* merupakan pengujian kendaraan dimana, sebuah kendaraan digerakkan dengan kecepatan 50 km/jam sehingga bagian depan mobil menabrak tembok yang kaku sehingga menyebabkan deformasi pada daerah depan mobil. (Euro NCAP, 2020)

Dwi Dhani, dalam peneltiannya yang berjudul “ analisa kekuatan *chassis* terhadap *impact* pada kendaraan bus mitsubishi Fuso FE 84G BC dengan menggunakan metode elemen hingga” menyatakan bahwa *chassis* dai bus Fuso FE 84g BC aman. Pada percobaan ini dilakukan simulasi uji *chassis* tanpa bumper dan dengan bumper. Salah satu hasil yaitu ketika *chassis* diuji tabrak depan dengan kecepatan 48 km/jam, *chassis* terdeformasi sebesar 2,8436 mm. sedangkan pada simulasi *chassis* dengan bumper pada kecepatan yang sama dihasilkan defleksi sebesaar 2,23349 mm

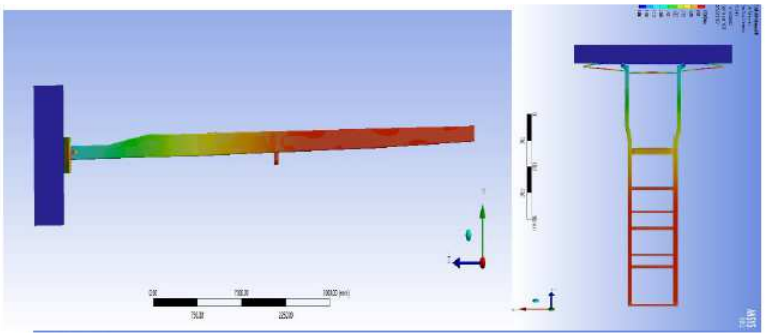
yang mana besarnya kurang dari 127 mm, sehingga desain dari *chassis* aman menurut standar pengujian *FMVSS* 204. (Fakhri, 2019)



Gambar 2. 6 Uji tabrak chassis tanpa bumper

Tabel 2. 3 Defleksi pada *chassis* tanpa bumper

Koordinat	Posisi	Koordinat titik (sumbu z)	Jarak X1 (mm)	Besar Deformasi (mm)	Jarak X2 (mm)	Perpindahan (mm)
1	Steering	2512	936	1,6698	933,1564	2,8436
2	Pengemudi	1576		4,5134		



Gambar 2. 7 Uji tabrak chassis dengan bumper

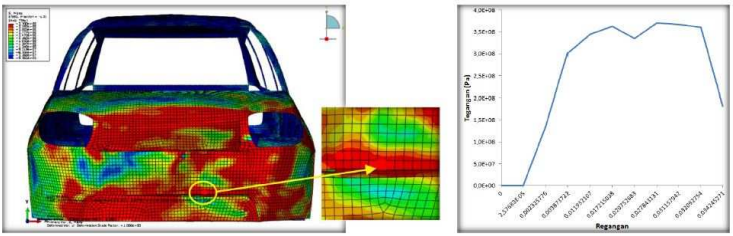
Tabel 2. 4 Defleksi chassis dengan bumper

Koordinat	Posisi	Koordinat titik (sumbu z)	Jarak X1 (mm)	Besar Deformasi (mm)	Jarak X2 (mm)	Perpindahan (mm)
1	Steering	2753	936	4,871	933,6651	2,3349
2	Pengemudi	1817		7,2059		

2.4.2 Uji Tabrak Depan 40%

Merupakan bentuk lain dari uji tabrak depan dimana hanya 40% bagian depan mobil yang ditabrakkan dengan *deformable barrier* dengan kecepatan 64 km/jam sehingga deformasi yang timbul akibat pengujianakan lebih besar dari pengujian tabrak depan penuh karena energi tabrakan hanya diserap oleh 40% bagian depan mobil. (Euro NCAP, 2020)

Salah satu contoh uji tabrak depan 40% dilakukan pada *body* mobil ESEMKA, dimana pengujian dilakukan dengan kecepatan 64 km/jam diperoleh nilai tegangan sebesar $3{,}393 \times 10^{8}$ Pa dengan kerusakan terjadi pada bemper depan mobil dan defleksi yang cukup signifikan terjadi di bemper depan bagian kiri sebesar sebesar $3{,}62 \times 10^{13}$nm. (Darmawan, 2016)



Gambar 2. 8 Uji tabrak depan 40% *body* ESEMKA

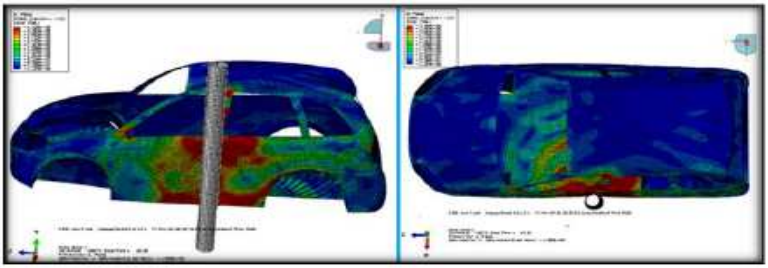
2.4.3 Uji Tabrak Samping *Side pole*

Uji ini dikembangkan untuk menguji kelayakan keselamatan pada *body* samping kendaraan, dimana mobil akan digerakkan menyamping dengan kecepatan sebesar 32,20 km/jam dan menabrak tiang kaku dengan diameter 254 mm sehingga akan terlihat deformasi yang terjadi. (National Highway Traffic Safety Administration, 2020)

Dimana standar untuk pengujian ini adalah :

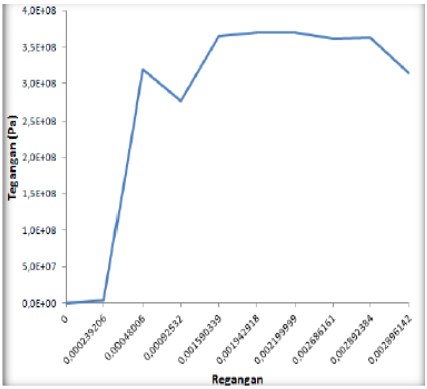
- HIC < 1000
- Perlvis < 5525 N
- Deflection (rib) < 42 mm

Penelitian sebelumnya dilakukan oleh Agus Darmawan pada *body* mobil ESEMKA. Pada pengujiannya, samping *body* mobil ditabrakkan dengan kecepatan 29 km/jam sehingga diperoeh nilai von misses sebesar $2{,}470 \times 10^8$ Pa pada step time 10,5 detik, perubahan terjadi pada pintu kiri mobil dan ke bagian elemen lain.

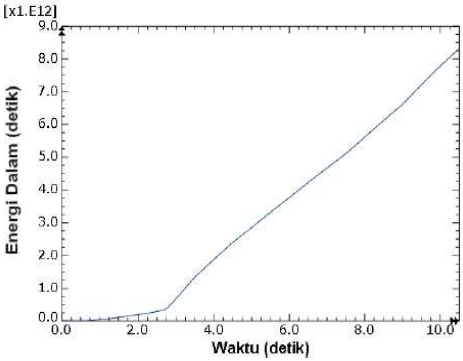


Gambar 2. 9 Uji tabrak samping rigid pole *Body* ESEMKA

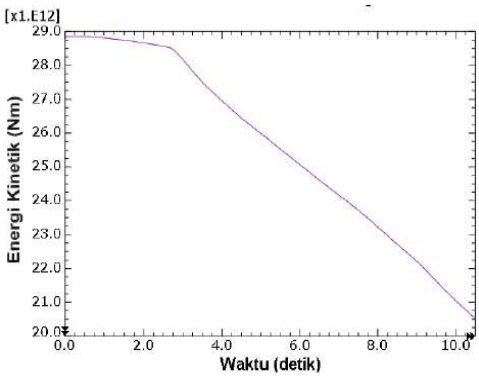
Dalam penelitian ini ada tiga grafik yang dihasilkan, yaitu hubungan antara tegangan dengan regangan yang terjadi, grafik hubungan antara energi kinetik dengan waktu, dan grafik hubungan antara energi dalam dengan waktu.



Gambar 2. 10 Grafik hubungan tegangan dan regangan



Gambar 2. 11 Grafik hubungan energi dalam dengan waktu



Gambar 2. 12 Grafik hubungan energi kinetik dengan waktu

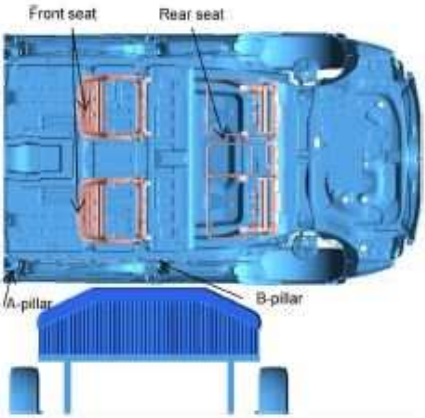
Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa penyerapan energi yang dapat menimbulkan perubahan bentuk pada *body*, dimana defleksi yang terjadi pada simulasi tabrak sisi sebesar $8{,}31 \times 10^{12}$nm. (Darmawan, 2016)

2.4.4 Uji Tabrak Samping Moving Barier

Uji ini merupakan pengembangan dari uji tabrak samping sebelumnya yang menggunakan tiang diganti dengan barier (berbentuk sperti bemper mobil) yang digerakkan dengan kecepatan sebesar 51 km/jam sehingga akan menabrak bagian samping mobil, dimana pengujian ini diharapkan dapat menggambarkan kecelakaan pada kondisi aktual dimana terjadi tabrakan dengan sesama kendaraan. (Insurance Institute for Highway Safety, 2020)

Dimana standar untuk pengujian ini adalah :

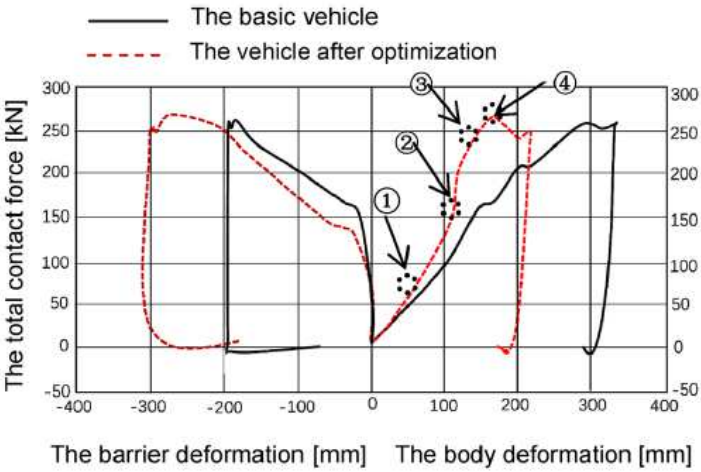
- HIC < 1000
- Pelvis < 6000 N
- Deflection (rib) < 44 mm



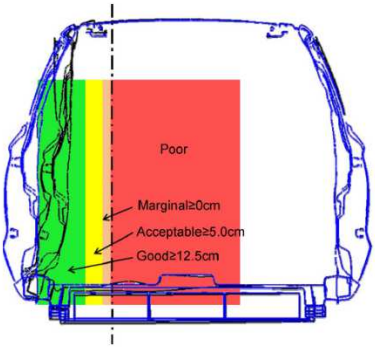
Gambar 2. 13 Uji tabrak samping *moving barier* Mercedes Benz

Xinchun Liu, Maoyan L., dan Qiang L. melakukan percobaan pada kendaraan mobil listrik, diamana dalam pengujian ini digunkaan standar *IIHS* sebagai acuan. *Moving deformable barier* digerakkan dengan kecepatan 50 km/jam sehigga terjadi tumbukan antara *body* mobil dan *MDB*.

Dalam percobaan ini dilakukan inovasi terhadap desain mobil dengan penambahan desain *side door colision*. Optimasi pada penelitian ini didasarkan pada grafik gaya kontak dengan deformasi, dimana deformasi setelah dilakukannya optimasi dapat berkurang, dan dinyatakan bahwa desain dari mobil listrik termasuk dalam kategori "*good*". (Liu, Liang, & Luo, 2019)



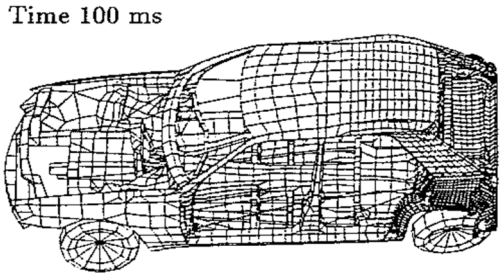
Gambar 2. 14 Grafik perbandingan deformasi sebelum dan sesudah optimasi



Gambar 2. 15 Evaluasi desain standar *IIHS*

2.4.5 Uji Tabrak Belakang

Uji tabrak belakang merupakan pengujian dimana bagian belakang mobil ditabrak dengan moving barier, salah satu pengujian dilakukan pada model Mercedes Benz AG (18050 shell element dan 122 beam element). Moving barier atau *impact*or digerakkan dengan kecepatan 50 Km/jam sehingga menabrak bagian belakang mobil sehingga terjadi deformasi seperti pada gambar 2.16. (Schwizerhof & Nilssen, 1992)



Gambar 2. 16 Uji tabrak belakang Mercedes Benz

2.5 Tumbukan

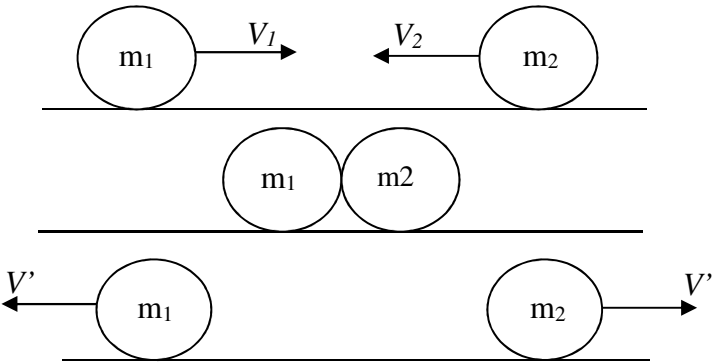
Tumbukan yang paling sederhana adalah tumbukan sentral. Tumbukan sentral adalah tumbukan yang terjadi bila titik pusat benda yang satu menuju ke titik pusat benda yang lain. Banyak kejadian dalam kehidupan sehari-hari yang dapat dijelaskan dengan konsep momentum dan impuls. Di antaranya peristiwa tumbukan antara dua kendaraan. Salah satu penggunaan konsep momentum yang penting adalah pada persoalan yang menyangkut tumbukan. Misalnya tumbukan antara partikel-partikel gas dengan dinding tempat gas berada. Hal ini dapat digunakan untuk menjelaskan sifat-sifat gas dengan menggunakan analisis mekanika.

Berdasarkan sifat kelentingan atau elastisitas benda yang bertumbukan, tumbukan dapat dibedakan menjadi tiga,

yaitu tumbukan lenting sempurna, tumbukan lenting sebagian, dan tumbukan tidak lenting sama sekali. (Hibbeler R. C., 2010)

2.5.1 Tumbukan Lenting Sempurna

Tumbukan lenting sempurna (elastik) terjadi di antara atom-atom, inti atom, dan partikel-partikel lain yang seukuran dengan atom atau lebih kecil lagi. Dua buah benda dikatakan mengalami tumbukan lenting sempurna jika pada tumbukan itu tidak terjadi kehilangan energi kinetik. Jadi, energi kinetik total kedua benda sebelum dan sesudah tumbukan adalah tetap. Oleh karena itu, pada tumbukan lenting sempurna berlaku hukum kekekalan momentum dan hukum kekekalan energi kinetik. Tumbukan lenting sempurna hanya terjadi pada benda yang bergeraksaja.



Gambar 2. 17 Proses Terjadinya Tumbukan Lenting Sempurna

Dua buah benda memiliki massa masing-masing m_1 dan m_2 bergerak saling mendekati dengan kecepatan sebesar v_1 dan v_2 sepanjang lintasan yang lurus. Setelah keduanya bertumbukan masing-masing bergerak dengan kecepatan sebesar v'_1 dan v'_2 dengan arah saling berlawanan. Berdasarkan hukum kekekalan momentum dapat ditulis sebagai berikut.

$m_1v_1 + m_2v_2 = m_1v'_1 + m_2v'_2$
$m_1v_1 - m_1v'_1 = m_2v'_2 - m_2v_2$
$m_1(v_1 - v'_1) = m\ (v'_2 - v_2)$

Sedangkan berdasarkan hukum kekekalan energi kinetik, diperoleh persamaan sebagai berikut.

$E_{k1} + E_{k2} = E'_{k1} + E'_{k2}$
$\frac{1}{2}\ m_1v_1^2 + \frac{1}{2}\ m_2v_2^2 = \frac{1}{2}\ m_1(v_1)^2 + \frac{1}{2}\ m_2(v_2)^2$
$m_1((v'_1)^2 - (v_1)^2) = m_2((v'_2)^2 - (v_2)^2)$
$m_1(v_1 + v'_1)(v_1 - v'_1) = m\ (v'_2 + v_2)(v'_2 - v_2)$

Jika persamaan di atas saling disubtitusikan, maka diperoleh persamaan sebagai berikut.

$m_1(v_1 + v'_1)(v_1 - v'_1) = m_1(v'_2 + v_2)(v_1 - v'_1)$
$v_1 + v'_1 = v'_2 + v_2$
$v_1 - v_2 = v'_2 - v'_1$
$-(v_2 - v_1) = v'_2 - v'_1$

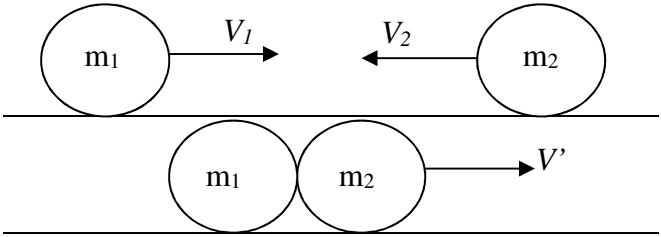
Persamaan di atas menunjukan bahwa pada tumbukan lenting sempurna kecepatan relatif benda sebelum dan sesudah tumbukan besarnya tetap tetapi arahnya berlawanan.

2.5.2 Tumbukan Tidak Lenting Sama Sekali

Pada tumbukan tidak lenting sama sekali, kecepatan benda-benda sesudah tumbukan sama besar (benda yang bertumbukan saling melekat). Misalnya, tumbukan antara peluru dengan sebuah target di mana setelah tumbukan peluru mengeram dalam target. Secara matematis dapat ditulis sebagai berikut.

$m_1v_1 + m_2v_2 = m_1v'_1 + m_2v'_2$

Jika $v'_1 = v'_2 = v'$, maka $m_1v_1 + m_2v_2 = (m_1 + m_2)\ v'$



Gambar 2. 18 Proses Terjadinya Tumbukan Tidak Lenting Sama Sekali

Contoh tumbukan tidak lenting sama sekali adalah ayunan balistik. Ayunan balistik merupakan seperangkat alat yang digunakan untuk mengukur benda yang bergerak dengan keceptan cukup besar, misalnya kecepatan peluru. Prinsip kerja ayunan balistik berdasarkan hal-hal berikut.

a. Penerapan sifat tumbukan tidak lenting.

$m_1v_1 + m_2v_2 = (m_1 + m_2)\ v'$

$m_1v_1 + 0 = (m_1 + m_2)\ v'$

$v_1 = \frac{m1m2}{m1}\ v'$

b. Hukum kekekalan energi mekanik

$\frac{1}{2}\ (m_1 + m_2)(v')^2 = (m_1 + m_2)gh$

$v_1 = \sqrt{2gh}$

Jika persamaan pertama disubtitusikan ke dalam persamaan kedua, maka diketahui kecepatan peluru sebelum bersarang dalam balok.

$v_1 = \frac{m_1+m_2}{m_1}\sqrt{2gh}$ atau $v_p = \frac{m_p+m_b}{m_p}\sqrt{2gh}$

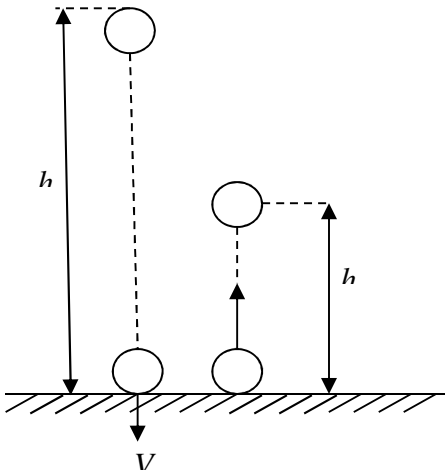
Dimana m_1 merupakan beban benda 1 (kg), m_2 merupakan beban benda 2 (kg), v_1 merupakan kecepatan benda 1 (m/s), v_2 merupakan kecepatan benda 2 (m/s), dan v' merupakan kecepatan benda setelah tumbukan (m/s).

2.5.3 Tumbukan Lenting Sebagian

Kebanyakan benda-benda yang ada di alam mengalami tumbukan lenting sebagian, di mana energi kinetik berkurang selama tumbukan. Oleh karena itu, hukum kekekalan energi mekanik tidak berlaku. Besarnya kecepatan relatif juga berkurang dengan suatu faktor tertentu yang disebut koefisien restitusi. Bila koefisien restitusi dinyatakan dengan huruf e, maka derajat berkurangnya kecepatan relatif benda setelah tumbukan dirumuskan sebagai berikut.

$$e = -\frac{v'_2 - v'_1}{v_2 - v_1}$$

Nilai restitusi berkisar antara 0 dan 1 ($0 \leq e \leq 1$). Untuk tumbukan lenting sempurna, nilai e = 1. Untuk tumbukan tidak lenting nilai e = 0. Sedangkan untuk tumbukan lenting sebagian mempunyai nilai e antara 0 dan 1 ($0 < e < 1$). Misalnya, sebuah bola tenis dilepas dari ketinggian h_1 di atas lantai. Setelah menumbuk lantai bola akan terpental setinggi h_2, nilai h_2 selalu lebih kecil dari h_1.



Gambar 2. 19 Tumbukan Lenting Sebagian

Coba kita perhatikan gambar diatas. Kecepatan bola sesaat sebelum tumbukan adalah v1 dan sesaat setelah tumbukan v1 . Berdasarkan persamaan gerak jatuh bebas, besar kecepatan bola memenuhi persamaan :

V = $\sqrt{2gh}$

Untuk kecepatan lantai sebelum dan sesudah tumbukan sama dengan nol ($v_2 = v'_2 = 0$). Jika arah ke benda diberi harga negatif, maka akan diperoleh persamaan sebagai berikut.

V = -$\sqrt{2gh1}$

Persamaan diatas digunakan untuk tumbukan lenting sebagian (Hibbler,R.2010)

2.6 Deformasi

Ketika suatu benda dikenai gaya, maka gaya tersebut akan cenderung mengubah bentuk maupun ukuran dari benda tersebut. Perubahan ini disebut sebagai deformasi, meskipun perubahan tersebut sangat besar ataupun tidak begitu terlihat dengan mata. Seperti contohnya pada karet gelang yang mudah memanjang apabila ditarik, dan bangunan yang tidak mudah terdeformasi meskipun dilalui oleh orang yang berlalu lalang. Persamaan deformasi dapat diperoleh melalui hubungan antara tegangan-regangan sebagai berikut :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\frac{P}{A}}{\frac{\delta}{L}}$$

Sehingga deformasi (δ) adalah

$$\delta = \frac{P \times L}{A \times E}$$

Keterangan :

P = Beban (N)

L = Panjang awal (mm)

E = Modulus elastisitas (N/m^2)

δ = Deformasi

σ = Tegangan (Mpa)
ε = Regangan

Selain bergantung pada gaya, besar kecilnya deformasi juga bergantung pada sifat materialnya. Pada awal pembebanan akan mengalami deformasi elastis yang besarnya linier sesuai dengan hubungan tegangan-regangandan benda bisa kembali ke bentuk awalanya. Peningkatan beban melebihi *yield stress* menyebabkan benda berdeformasi plastis sehingga benda tidak akan kembali ke bentuk semulanya. (Hibbeler R. C., 2011)

Dalam analisa finite element method, kondisi elastis dan plastis mempengaruhi hasil analisa. Kondisi ini sangat penting untuk menentukan asumsi asumsi yang dipakai agar hasil dari analisa mendekati kondisi sesungguhnya, perbedaan itu dapat dilihat dalam persaan yang digunakan pada kondisi yang ada.

2.6.1 Statically Linear System

Pada statically linear system, respon untuk deformasi adalah linear, sesuai dengan beban atau gaya yang diberikan. Untuk beberapa kasus, matiks kekakuan adalah konstan dan tidak bergantung pada amplitudo gaya. Sehingga persamaannya cukup sederhana, yaitu

$$F = Ku$$

Dimana F adalah gaya yang bekerja, K adalah matriks kekakuan dan u adalah nodal deformasi. (Cook, Malkus, & Plesha, 2001)

2.6.2 Statically Non-linear System

Pada suatu kasus karakteristik material, bentuk atau kondisi suatu benda berubah karena deformasi dari struktur benda tersebut. Sehingga matriks kekakuan akan berubah, bergantung pada deformasi yang terjadi dan kasus menjadi non linear. Ada dua jenis kasus non linear yaitu material non linear dan geometri non linear. Pada kasus yang pertama, respon dari material non linear (grafik tegangan-regangan berbentuk kurva) sehingga nodulus elastisitas

dari benda bergantung pada regangan yang terjadi. Hal ini menyebabkan matriks kekakuan akan bergantung juga pada regangan yang terjadi dimana regangan ini merupakan deformasi.

Geometri non linear, ada beberapa kasus yang diakibatkan oleh bentuk benda yang berubah, salah satunya adalah deformasi yang besar yang dapat merubah kondisi batas, dimana hal ini terjadi karena adanya tumbukan atau kontak antar benda, sehingga menyebabkan struktur berubah dan titik terjadinya kontak pun berubah. Persamaan dari kasus ini adalah

$$F(u) = K(u)u$$

Meskipun kasusnya adalah non linear namun dalam penyelesaian persamanny menggunakan persamaan linear, dimana $K\delta u=\delta F$, yang menunjukkan bahwa matriks K bergantung pada u. (Cook, Malkus, & Plesha, 2001)

2.7 Energi Serapan

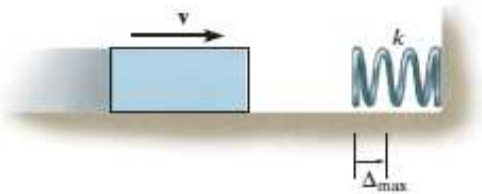
Energi adalah suatu hal yang tidak bisa di musnahkan namun bisa diubah ke dalam bentuk lain. Energi dapat diserap oleh suatu benda pada saat terjadi tumbukan dalam berbagai macam cara. Salah satunya adalah deformasi, dimana perubahan bentuk dari suatu struktur dapat terlihat dan diamati. Penyerapan energi dalam bentuk ini ada yang bersifat menguntungkan atau merugikan, salah satu contoh yang menguntungkan terjadinya deformasi adalah bemper mobil, bemper mobil didesain agar rusak, sehingga deformasi tidak diteruskan ke bagian yang lain sehingga pengendara mobil jadi lebih aman. Sedangkan deformasi yang merugikan adalah deformasi pada *chassis* mobil, apabila *chassis* mobil terdeformasi akan sangat membahayakan penumpang akibat tertekan oleh dasboard atau pun pergeseran stang setir dan lain sebagainya. Dalam penelitian ini, ada beberapa energi yang diperhatikan pada aman tidaknya suatu kendaraan seperti berikut :

2.7.1 Energi Kinetik

Energi kinetik merupakan energi yang dihasilkan oleh suatu benda akibat perubahan kecepatan, dimana semakin cepat perubahan kecepatannya maka energi kinetik dari benda tersebut semakin besar. Besarnya energi kinetik adalah

$$E_K = \frac{1}{2}mv^2$$

Adapun hubungan antara deformasi/regangan pada pegas akibat tumbukan balok



Gambar 2. 20 Balok menumbuk pegas

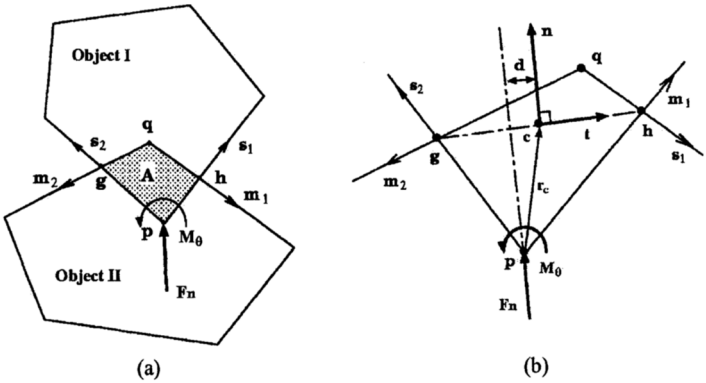
$$\frac{1}{2}\left(\frac{W}{g}\right)v^2 = \frac{1}{2}k\Delta_{max}^2$$

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{Wv^2}{gk}}$$

Dimana Δ_{max} adalah regangan maksimal, *W* adalah berat, *v* adalah kecepatan balok, *g* adalah gravitasi dan *k* adalah kekakuan pegas. (Hibbeler R. C., 2011)

2.7.2 Energi Kontak

Energy kontak terjadi secara cepat, dimana *energy* ini muncul ketika ada dua benda saling bersentuhan permukaannya. Dimisalkan ada dua benda poligonial yang *rigid* saling kontak di salah satu sudutnya sehingga menyebabkan adanya *overlapping* pada waktu yang sangat cepat dan terjadi di ujung dari benda tersebut seperti pada gambar 2.21.



Gambar 2. 21 Kontak sudut antara dua poligonial

Sehingga didapatkan hubungan antara energi kontak dan gaya F_n, sebagai berikut :

$$\|F_n\| = b_w W'(A)$$

Dimana F_n adalah gaya normal yang terjadi, b_w adalah lebar kontak (jarak antara dua titik yang berpotongan), dan W(A) adalah energi kontak yang dihasilkan. (Feng & Owen, 2002)

2.7.3 Energi Dalam

Hukum pertama termodinamika menyatakan bahwa energi bersifat kekal dalam sistem yang tertutup. Hukum ini dapat dinyatakan dengan persamaan dibawah ini

$$\delta Q - \delta W = \delta U$$

Dimana δQ adalah panas dan δW adalah usaha yang berpindah dari dalam maupun keluar sistem, sehingga merubah nilai δU atau energi dalam dari sistem tersebut. Apabila mengasumsikan benda *solid* elastis yang dikenai gaya dalam kondisi setimbang sebagai sistem tertutup,maka pada saat gaya sedikit meningkat, usaha dari luar atau $-\delta W$ yang bekerja pada benda maka akan berubah menjadi positif pada energi dalam ($+\delta U$). Ketika diasumsikan adiabatik, maka

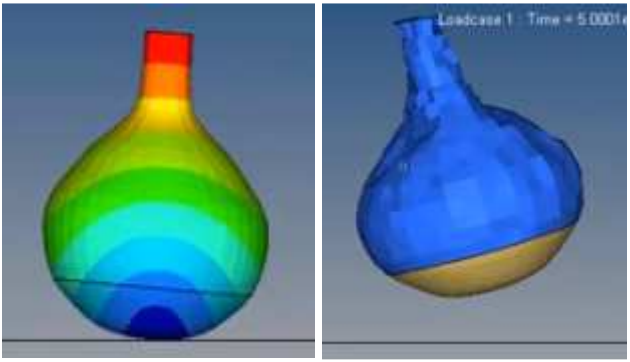
$$\delta W = \delta U$$

Dari persamaan tersebut menunjukkan bahwa usaha luar yang diakibatkan gaya yang bekerja sama dengan peningkatan energi dalam dari benda. Asalkan gaya yang diterima perlahan, energi kinetik akibat laju deformasi dapat diabaikan, maka δU adalah peningkatan energi regangan elastis yang tersimpan dalam benda tersebut. (Rees, 1997)

2.7.4 Energi *Hourglass*

Energi *hourglass* adalah *energy* yang dilakukan oleh gaya yang dikalkulasi kan untuk menolak *hourglass mode* yang mana dapat mengurangi energi fisik dari sistem. Energi *hourglass* haruslah bernilai kurang dari 10% besarnya energi dalam. Apabila *hourglass mode* terjadi dalam analisa suatu solid sistem, analisanya akan menjadi tidak akurat karena integrasinya dianggap satu poin integrasi dan tidak menghasilkan *stress* pada analisnya. (Islam, Netula, & Singh, 2019)

A **B**

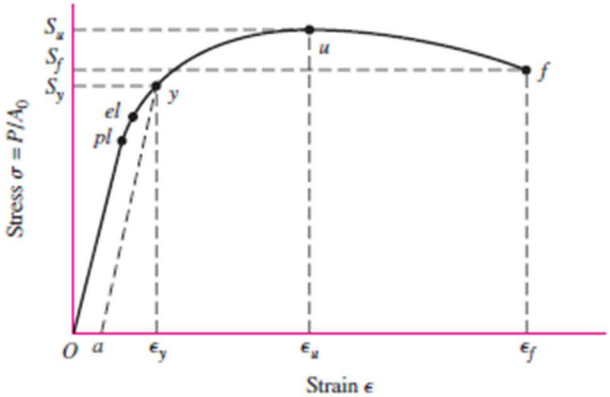


Gambar 2. 22 *Hourglass mode*

2.8 Kekakuan Material

Kekakuan material atau *stiffness of material* merupakan kemampuan suatu material untuk menahan deformasi akibat gaya yang dialaminya, adapun data *stiffness of material* didapatkan dari

hasil uji tarik (*tensile test*). Hasil dari uji tarik dimasukkan dalam bentuk diagram tegangan-regangan (*stress-strain diagram*). Pada kurva tegangan-regang anter dapat bagian yang memiliki gradient linear disebut sebagai modulus Young atau modulus elastisitas. Terdapat juga suatutitik saat regangan mulai meningkat secara terus menerus tanpa ada nilai yang proporsi dengan tegangannya yang disebut sebagai titik *yield* (*yield point*).



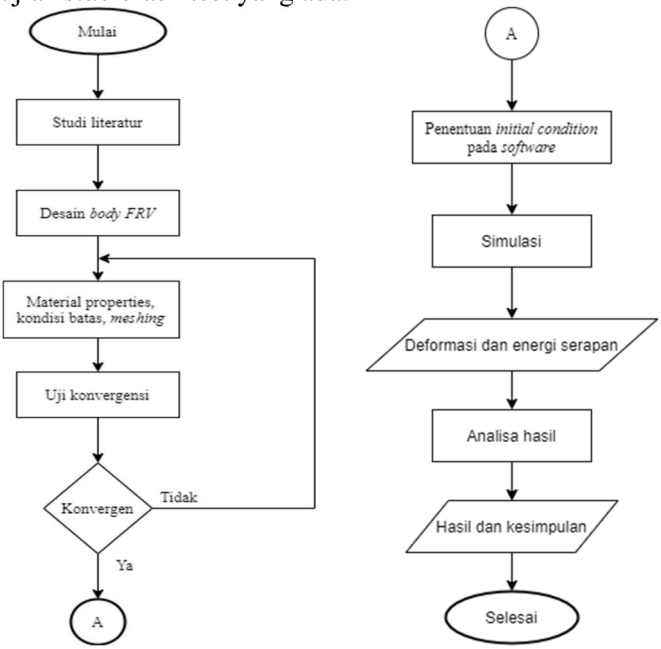
Gambar 2. 23 Grafik tegangan regangan material

Dari data modulus elastisitas dan *yield point* yang termasuk sebagai *properties of material*, Maka terdapat klasifikasi material menurut kekakuan (*stiffness*). Terdapat material *ductile* dan *brittle*, material ductile merupakan material yang memiliki nilai *yield point* lebih besar daripada material *brittle*. Dengan demikian maka pada material *ductile* memiliki kemampuan atau resistensi terhadap *fatigue* lebih tinggi daripada material *brittle* karena memiliki sifat yang lebih lentur. (Hibbeler R. C., 2010)

BAB III
METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir

Dalam penelitian ini, diperlukan tahapan atau langkah langkah yang dilakukan untuk mencapai tujuan dari penelitian ini. Dimana diagram alir dari penelitian 'Analisa Kekuatan *Body* terhadap *Impact* pada Mobil *Flood rescue vehicle* dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga' ini dimulai dari studi literatur mengenai analisa elemen hingga dan pengujian *side crash test* pada suatu kendaraan. Sehingga didapatkan hasil simulasi yang nantinya akan dianalisa kesesuaiannya dengan teori dan standar pengujian *side* crash test yang ada.



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.2 Studi Literatur

Pada penelitian ini, studi literatur dilakukan untuk mendapatkan data data yang diperlukan untuk menunjang terlaksananya tugas akhir ini. Studi literatur dilakukan dengan cara membaca jurnal-jurnal, penelitian sebelumnya, buku buku keteknikan, dan media internet. Beberapa teori dari literatur yang digunakan penulis diambil sebagai acuan penulisan tugas akhir maupun sebagai data pembanding dalam penelitian tugas akhir ini.

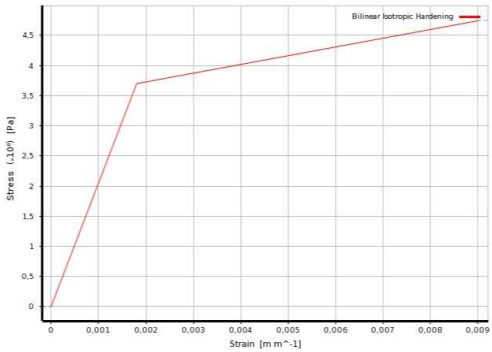
Dalam studi literatur ini, prosedur penelitian disesuaikan dengan metode yang ada, dimana dibutuhkan data tentang properti material *body FRV* yang nanti nya dijadikan acuan dalam simulasi.

3.3 Model Material

Material penyusun *body FRV* merupakan mild steel AISI 1018. Dimana dalam simulasi ini properti material AISI 1018 dimodelkan sebagai material plastis. Pemodelan ini digunakan untuk mengetahui kurva setelah melewati titik yield (daerah elastis) sehingga menjadikankurva *stress* strain yang terjadi akan tidak linier kembali.

Pemodelan material plastis yang digunakan dalam pengujian ini menggunakan jenis pemodelan material plastis Bilinier isotropic hardening dimana parameter *yield strength* dan tangent modulus yang akan menjelaskan bagaimana perubahan deformasi plasti yang terjadi selama pengujian.

Bilinier isotropic hardening memiliki kondisi dimana permukaan yield material akan mengalami perluasan secara uniform ketika terjadi pembebanan.



Gambar 3. 2 Grafik bilinier isotropic AISI 1018

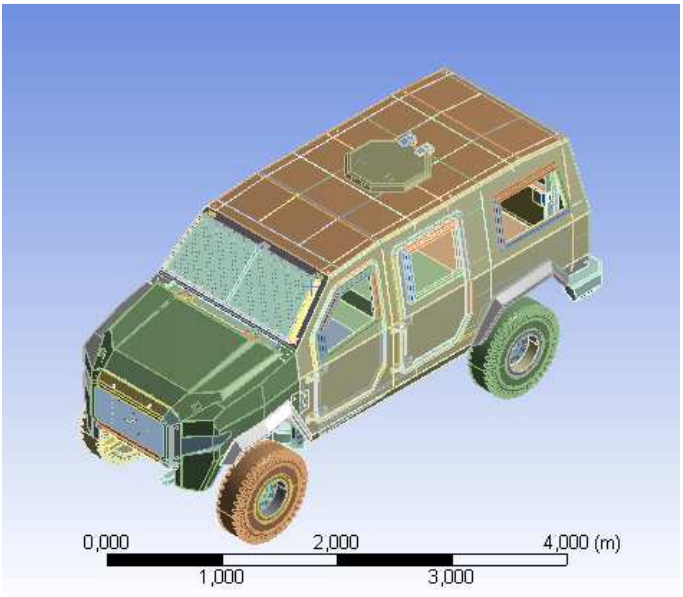
Tabel 3. 1 Parameter Pemodelan Plastis AISI 1018

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
Tangent Modulus	1450 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

3.4 Pemodelan Pengujian

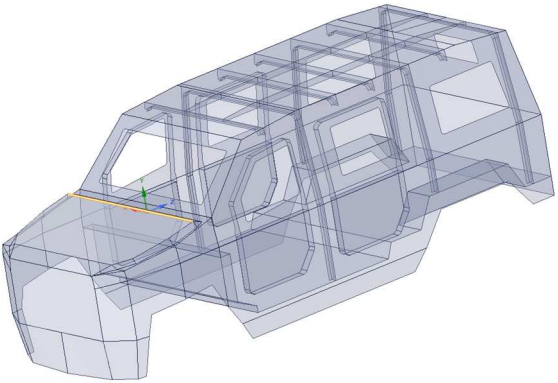
Body FRV di desain menggunakan aplikasi Solidwork 2019. Proses desain ini memerlukan ketelitian, agar desain *body FRV* dapat mendekati analisa *body FRV* sesungguhnya.

Proses desain dimulai dengan mengukur dimensy *FRV*, dimensi ini dijadikan sebagai sketsa 2D yang kemudian dilanjutkan dengan mendesain 3D *body FRV* yang nantinya akan digunakan sebagai model simulasi.



Gambar 3. 3 Desain awal *FRV*

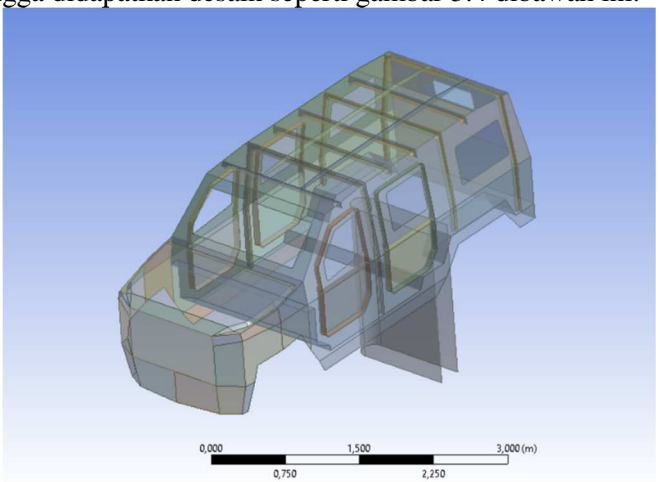
Dalam pemodelan pengujian ini, desain 3D solid dari solidwork disederhanakan dengan menggunakan surface element yang diberikan ketebalan dan dimensi yang disesuaikan dengan desain awal. Dimana penyedehanaan ini ditujukan untuk mempercepat proses simulasi pada ansys.



Gambar 3. 4 Desain Surface *Body FRV*

3.4.1 Desain Pengujian *Side pole*

Pada pengujian ini, desain *body FRV* ditabrakkan pada pole atau tiang dengan diameter 254 mm. pemodelan tiang menggunakan surface yang didekatkan pada bagian kiri *body FRV* sehingga didapatkan desain seperti gambar 3.4 dibawah ini:



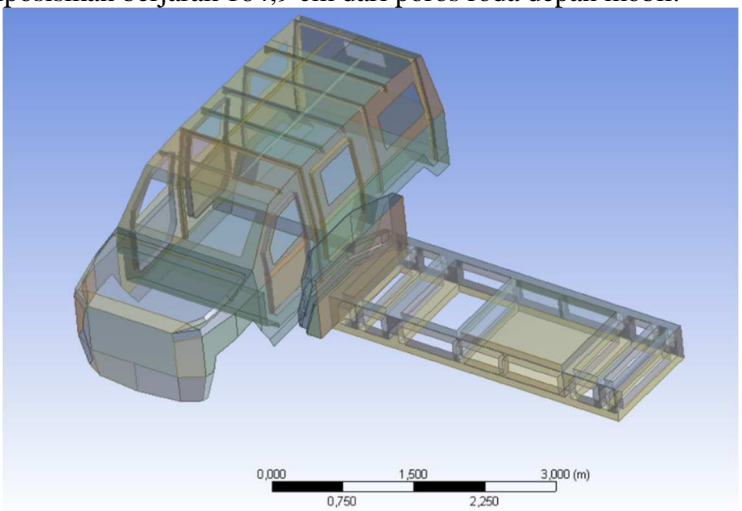
Gambar 3. 5 Pengujian *Side pole*

3.4.2 Desain Pengujian *Side pole* Kecepatan Maksimal

Pada pengujian ini *body FRV* ditabrakkan dengan *side pole*, dimana pada pengujian ini dapat menggambarkan keadaan struktur *body* mobil ketika mobil jatuh kedalam jurang. Dimana desain pengujiannya sama dengan pengujian *side pole*.

3.4.3 Desain pengujian *MDB*

Pada pengujian ini, desain *body FRV* ditabrak dengan menggunakan *MDB* (*moving deformable barrier*) dengan massa sekitar 1500 kg yang terdiri dari bemper dan chasis yang dimodelkan menggunakan surface. Titik kontak antara *MDB* dan *body* mobil disesuaikan dengan standar *IIHS*, dimana *MDB* diposisikan berjarak 164,9 cm dari poros roda depan mobil.

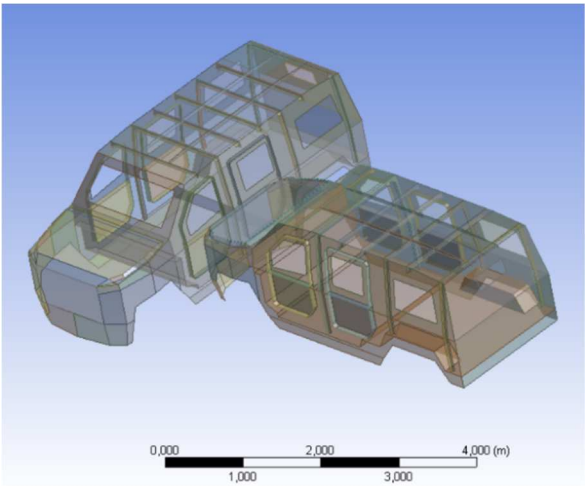


Gambar 3. 6 Pegujian *MDB*

3.4.4 Desain pengujian tabrak terhadap mobil bermassa sama

Pada pengujian ini, desain *body FRV* ditabrak dengan desain *body* yang sama. Titik kontak antara *body* dan *body* penabrak

disesuaikan dengan standar *IIHS* yaitu berjarak 164,9 cm dari poros roda depan.



Gambar 3. 7 Pengujian tabrak terhadap mobil bermassa sama

3.5 Penentuan Kondisi Batas

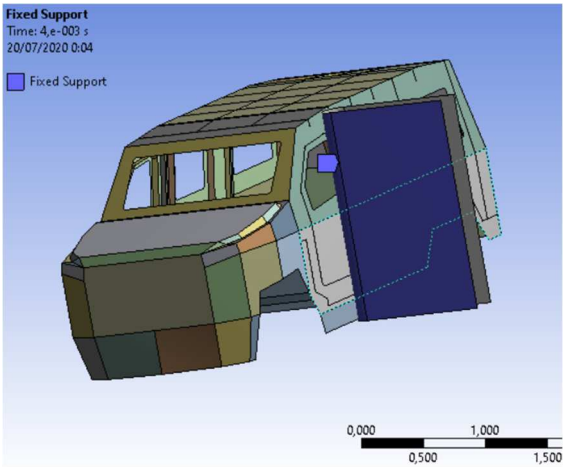
Kondisi batas adalah kondisi yang menyatakan batasan batasan apa saja yang dilakukan sebelum dilakukannya simulasi. Adapun pada percobaan ini adalah analisa menggunakan *ANSYS explicit dynamic*.

3.5.1 Pengujian tabrak *Side pole*

Kondisi batas yang diberikan untuk pengujian tabrak samping *side pole* yaitu:

a. Fixed support

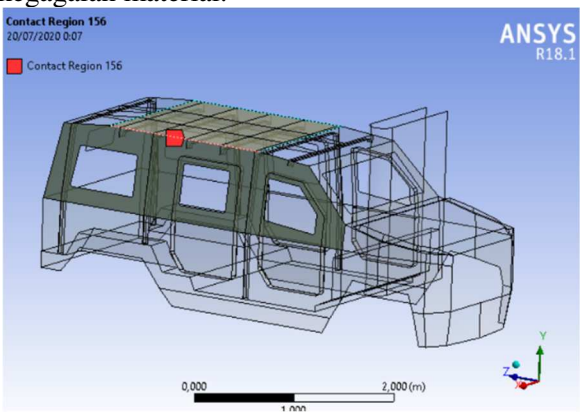
Fixed support diberikan pada seluruh permukaan pole. Dimana fixed support ini menggambarkan pole atau tiang kaku, sehingga tidak terjadi deformasi dan pole tidak bergeser ketika terjadi tumbukan.



Gambar 3. 8 Fixed Support pada pengujian *Side pole*

b. Bounded contact

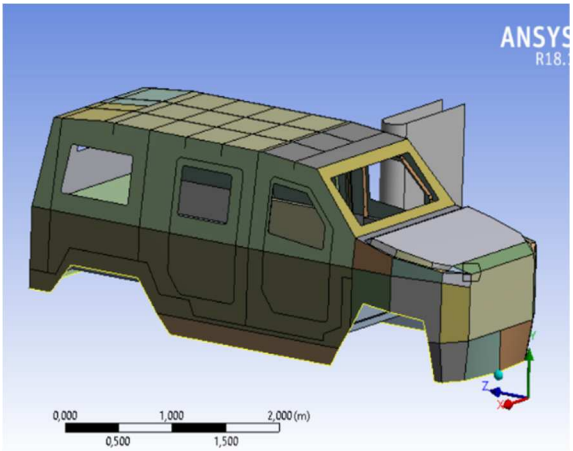
Bounded contact diberikan untuk mewakili sambungan las, dimana tiap komponen pada *body* mobil digabungkan secara sempurna dan tidak bergeser saat terdeformasi hingga batas kegagalan material.



Gambar 3. 9 Bounded contact pengujian *side pole*

c. Displacement

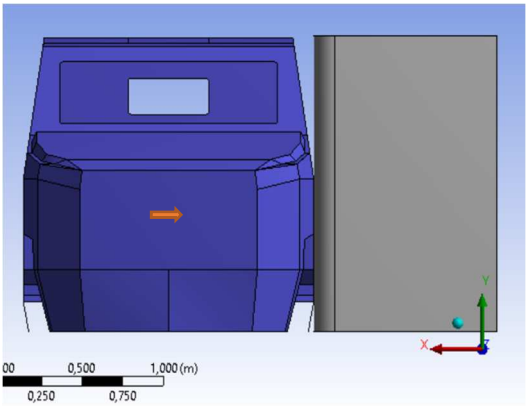
Pada pengujian ini diberikan Batasan arah pergerakan, dimana untuk arah X= Free, Y= Free, dan Z= fix. Hal ini diberikan untuk mewakili pada saat terjadi tabrakan mobil tidak bergerak ke arah Z yaitu depan atau belakang.



Gambar 3. 10 Displacement pada pengujian *side pole*

d. Kecepatan 32,2 Km/jam atau 8,94 m/s

Pada pengujian ini, *body* mobil menabrak pole dengan kecepatan 8,94 m/s searah sumbu X yang disesuaikan dengan standar *FMVSS 214* seperti pada gambar dibawah ini



Gambar 3. 11 Kecepatan pada pengujian *side pole*

e. *End time*

Pemberian *end time* simulasi berdasarkan pada lamanya proses tumbukan, pada simulasi ini ditentukan *end time* pada waktu 0,05 s.

3.5.2 Pengujian tabrak *Side pole* kecepatan maksimal.

Pada pengujian ini, skema pengujian sama dengan pengujian tabrak samping dengan side pole, sehingga kondisi batas yang digunakan juga sama, namun untuk kecepatan dirubah hingga menemukan deformasi maksimal atau melebihi standar pengujian *IIHS*.

3.5.3 Pengujian tabrak Moving Deformable Barier

Kondisi batas yang diberikan untuk pengujian tabrak samping *moving deformable barrier* (*MDB*) yaitu:

a. Properti material *MDB*

Pada uji tabrak samping dengan *MDB*, digunakan pemodelan kendaraan untuk menabrak *body* berupa barrier yang dimodelkan sesuai dengan standar *IIHS* dimana barrier ini tersusun atas dua bagian yaitu bemper dan chassis.

Bemper *MDB* berbahan alumunium dan chassis berbahan structural steel dengan massa total sebesar 1500 kg, sehingga diperlukan perubahan densitas material agar massa struktur sesuai dengan massa *MDB* untuk standar *IIHS*.

Tabel 3. 2 Perhitungan densitas material *MDB* pengujian tabrak terhadap *MDB*

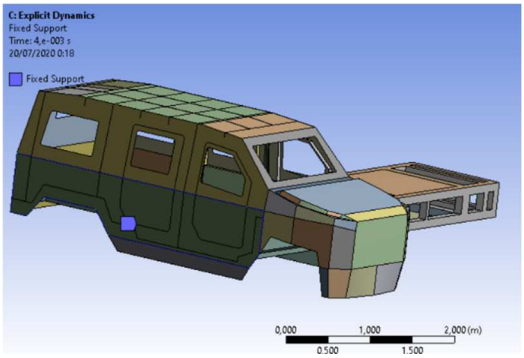
Perhitungan Densitas			
Komponen	Volume	Massa	Densitas
Bemper	0,034089	249,8694 Kg	7330 Kg/m^3
Chassis	0,030648	1250,422 Kg	40800 Kg/m^3
Total		1500 Kg	

Tabel 3. 3 Properti material penyusun *MDB* pengujian tabrak terhadap *MDB*

MDB		
Properties of Alumuniul Alloy		
Properties	Nilai	Satuan
Density	7330	Kg/m3
Tensile strength, yield	280	Mpa
Tangent Modulus	500	Mpa
Modulus of Elasticity	71	Gpa
Poission Ratio	0.33	
Properties of Structural Steel		
Properties	Nilai	Satuan
Density	40800	Kg/m3
Tensile strength, yield	250	Mpa
Modulus of Elasticity	200	Gpa
Poission Ratio	0.3	

b. Fixed support

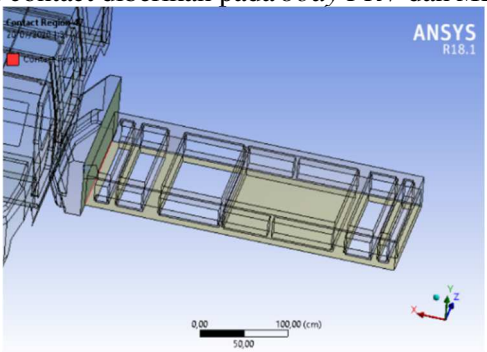
Fixed support diberikan pada *body* bagian kanan mobil *FRV*. Dimana pemberian fixed support ini menggambarkan mobil diam saat ditabrak *MDB*.



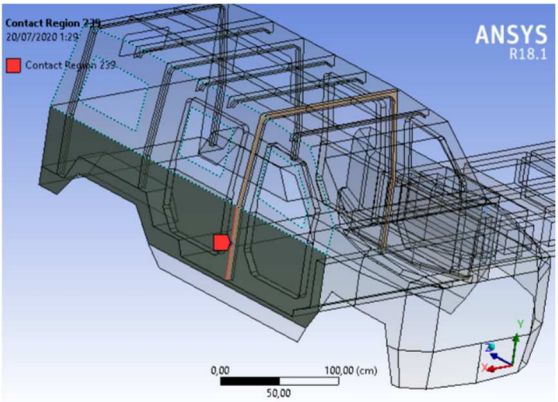
Gambar 3. 12 Fixed Support pada pengujian *MDB*

c. Bounded contact

Bounded contact dimaksudkan untuk mewakili sambungan las, dimana tiap komponen pada *body* mobil digabungkan secara sempurna dan tidak bergeser saat terdeformasi hingga batas kegagalan material. Pada pengujian menggunakan *MDB* ini, bounded contact diberikan pada *body FRV* dan *MDB*.



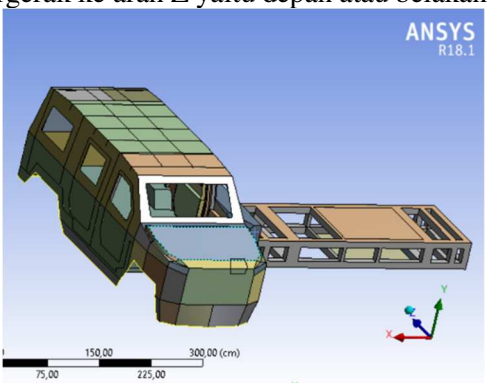
Gambar 3. 13 Bounded contact *MDB* pada pengujian *MDB*



Gambar 3.1 Bounded contact *body FRV* pada pengujian *MDB*

d. Displacement

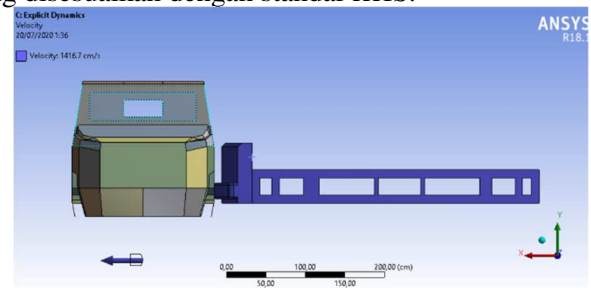
Pada pengujian ini diberikan Batasan arah pergerakan, dimana untuk arah X= Free, Y= Free, dan Z= fix. Hal ini diberikan untuk mewakili pada saat terjadi tabrakan mobil tidak bergerak ke arah Z yaitu depan atau belakang.



Gambar 3. 14 Displacement pada pengujian *MDB*

e. Kecepatan 51 Km/jam atau 14,167 m/s

Pada pengujian ini, *body* mobil ditabrak oleh impactor berupa *MDB* dengan kecepatan 14,167 m/s searah sumbu x yang disesuaikan dengan standar *IIHS*.



Gambar 3. 15 Kecepatan pada pengujian *MDB*

f. *End time*

Pemberian *end time* simulasi berdasarkan pada lamanya proses tumbukan, pada simulasi ini ditentukan *end time* pada waktu 0,05 s

3.5.4 Pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama

Pada pengujian ini digunakan impactor sama dengan pengujian tabrak samping dengan *MDB* sehingga kondisi batas yag digunakan dalam simulasi uji tabrak dengan mobil bermassa sama, sama dengan kondisi batas pengujian tabrak samping dengan *MDB*. Namun berat dari *MDB* diubah densitasnya agar massa *MDB* meningkat sesuai dengan massa.

Tabel 3. 4 Perhitungan densitas *MDB* pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama

Perhitungan Densitas			
Komponen	Volume	Massa	Densitas
Bemper	0,034089	326,9097	7330
Chassis	0,030648	2943,17	96000
Total		3270	

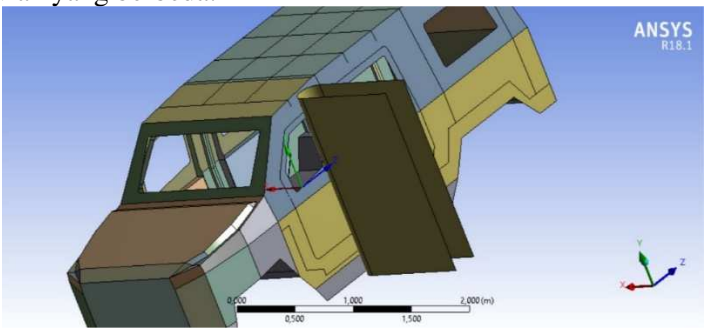
Tabel 3. 5 Properti material *MDB* pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama

Mobil Bermassa Sama		
Properties of Alumuniul Alloy		
Properties	Nilai	Satuan
Density	9590	Kg/m3
Tensile strength, yield	280	Mpa
Tangent Modulus	500	Mpa
Modulus of Elasticity	71	Gpa
Poission Ratio	0.33	
Properties of Structural Steel		
Properties	Nilai	Satuan
Density	96000	Kg/m3
Tensile strength, yield	250	Mpa
Modulus of Elasticity	200	Gpa
Poission Ratio	0.3	

3.6 Uji Konvergensi

Uji konvergensi merupakan suatu proses untuk menguji apakah quality *mesh* baik dari pemilihan ukuran *mesh* untuk mendapatkan hasil deformasi yang valid. Dalam uji konvergensi ini diharapkan hasil dari proses *meshing* memberikan hasil yang konvergen. Semakin kecil ukuran elemen atau semakin banyak elemen maka didapatkan hasil yang valid, akan tetapi hal ini akan berpengaruh pada proses simulasi yang memakan waktu lebih lama. Uji konvergensi dilakukan dengan cara membuat grafik hubungan antara hasil simulasi besar tegangan pada suatu titik dalam model dengan variasi beberapa bentuk ukuran *meshing*,

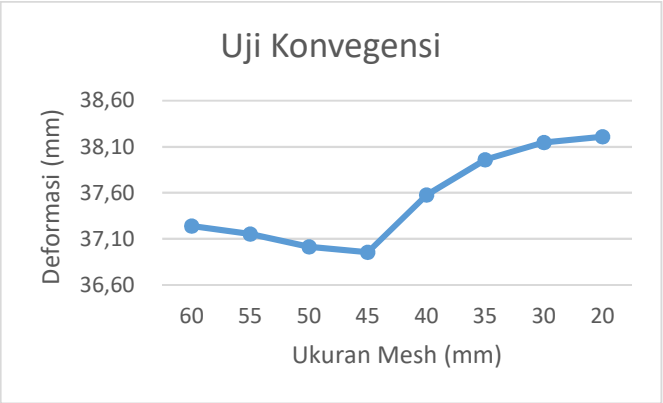
sehingga nantinya didapatkan ukuran yang baik pada saat selisih besar tegangan sangat kecil atau mendekati sama dari beberapa ukuran yang berbeda.



Gambar 3. 16 Titik Konvergensi

Pada simulasi ini, digunakan uji konvergensi dengan melihat perubahan deformasi yang terjadi pada titik konvergensi yang telah ditentukan. Uji konvergensi dilakukan dengan menentukan titik pada daerah yang terkena *stress* kemudian dilakukan simulasi dengan variasi mesh hingga menemukan eror kurang dari 5%.

Dengan hasil uji konvergensi seperti gambar grafik dibawah ini.

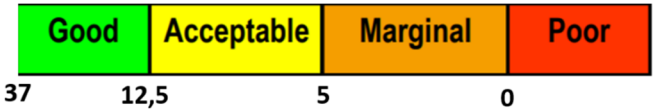


Gambar 3. 17 Grafik Uji Konvergensi

Dari grafik tersebut ditentukan bahwa ukuran mesh yang digunakan adalah 35 mm dengan eror kurang dari 5% dan ukuran mesh dapat mempersingkat proses simulasi.

3.7 Simulasi

Pada simulasi pengujian yang dilakukan, akan didapatkan hasil berupa deformasi, *stress* dan energi yang didapatkan dari tiap jenis pengujian tabrak samping. Hasil dari tiap deformasi akan dinilai menggunakan kategori standar *IIHS* sehingga dapat dilihat bagaimana kemampuan *body* mobil *FRV* dalam menahan tabrakan yang terjadi. Untuk standar *IIHS body* mobil dikategorikan *good* apabila deformasi kurang dari 24,5 cm, kategori *acceptable* apabila deformasi berada pada range 24,5 cm hingga 32 cm, kategori *marginal* pada range 32 hingga 37 cm, dan kategori *poor* apabila lebih dari 37 cm.



Gambar 3. 18 Kategori standar deformasi uji tabrak samping *IIHS*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

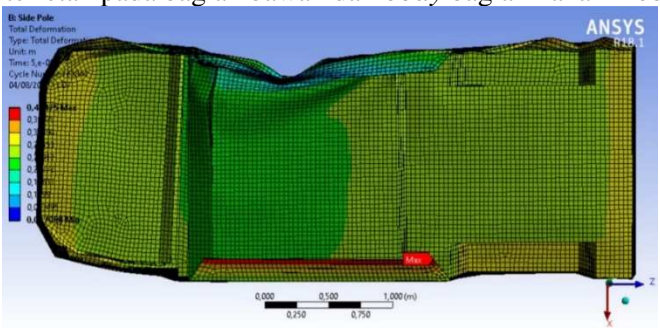
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Uji Tabrak Samping *Side pole*

4.1.1 Deformasi total

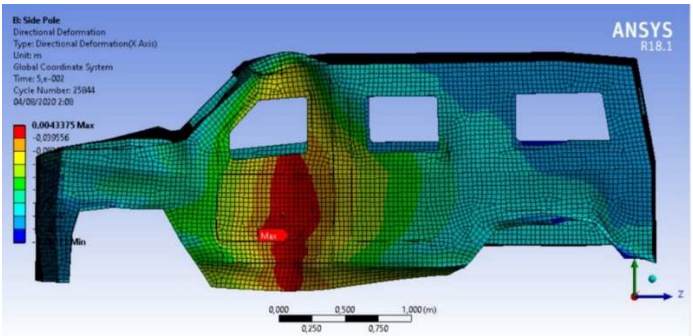
Pada Gambar 4.1 dapat dilihat bahwa deformasi terjadi pada bagian samping *body* mobil *FRV* dimana pada pengujian ini *body* mobil digerakkan dengan kecepatan sebesar 32,20 Km/jam searah sumbu X hingga menabrak tiang atau pole. Kerusakan dapat terlihat pada pintu kiri hingga bagian bawah *body* mobil.

Deformasi yang terjadi dapat diamati pada kontur warna deformasi total, dimana daerah yang terkena kontak langsung dengan tiang memiliki nilai deformasi yang kecil, hal ini dikarenakan pintu bagian kiri mobil tertahan oleh tiang penahan. Nilai deformasi total terbesar dari pengujian ini adalah 0,43475 m yang terletak pada bagian bawah dari *body* bagian kanan mobil.



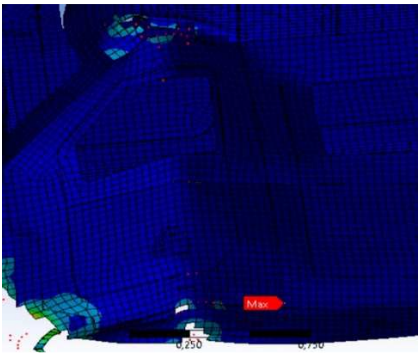
Gambar 4. 1 Deformasi total pengujian tabrak *side pole*

Untuk deformasi pada arah X didapatkan pintu bagian kiri mobil seperti ditunjukkan pada Gambar 4.2 dimana daerah ini merupakan daerah yang bersentuhan langsung dengan pole.



Gambar 4. 2 Deformasi arah X dan *Stress* maksimal pada pengujian tabrak *side pole*

Pada pengujian ini didapatkan nilai strain yang melebihi strain limit, sehingga dapat dilihat bahwa mobil mengalami *fracture* atau kerusakan material akibat adanya tumbukan. Strain limit dari material AISI 1018 adalah 0,0889, sedangkan pada pengujian ini didapatkan nilai strain maksimal pada time step 0,05 s adalah 0,195.

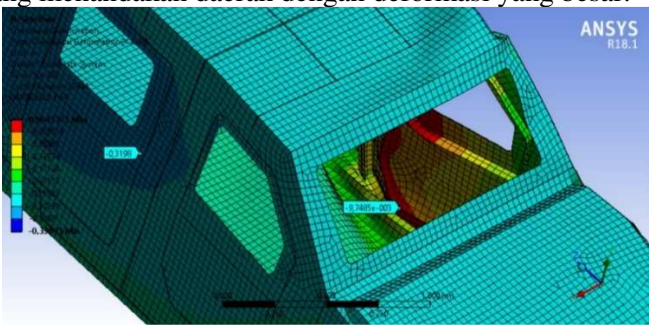


Gambar 4. 3 Kerusakan pada body FRV pengujian *side pole*

4.1.2 Perhitungan deformasi

Sebagai acuan besarnya deformasi yang terjadi akibat pengujian pada bagian samping *body* mobil, maka perlu dilakukan

peninjauan terhadap deformasi arah X *body* mobil. Hal ini dilakukan dengan meninjau directional deformation pada ansys solution, dan dilihat pada kontur dengan warna merah pintu kiri mobil yang menandakan daerah dengan deformasi yang besar.

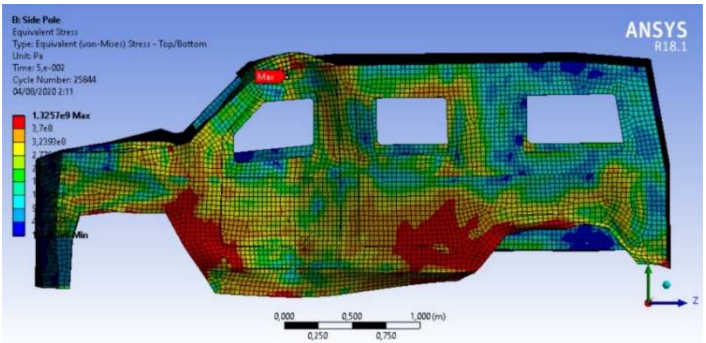


Gambar 4. 4 Titik deformasi

Kontur dengan warna biru menandakan adanya perpindahan akibat kecepatan dari mobil dengan nilai 0,3198 m dan kontur merah terjadi akibat tumbukan dengan tiang dengan nilai 9,75e-03 m, sehingga nilai deformasi pada bagian kiri pintu mobil adalah 0,31005 m atau 31,005 cm yang pada standar *IIHS* masih termasuk dalam kategori "*acceptable*".

4.1.3 Energi Serapan

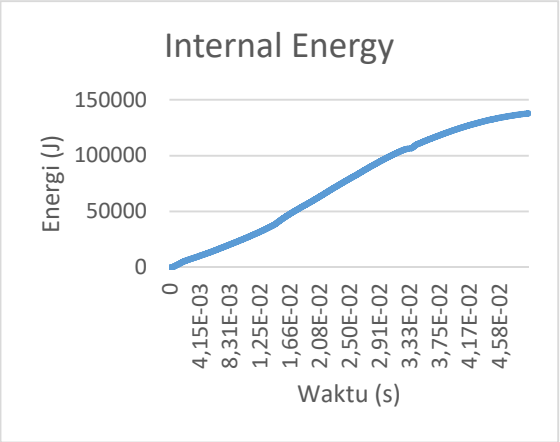
Stress yang terjadi akibat tumbukan *body* mobil dengan tiang cukup besar, dimana *stress* maksimal yang tejadi melebihi *yield strength* material dan menyebabkan deformasi. *Stress* tertinggi berada pada bagian atap *body* dengan nilai 1,3257e+009 Pa. Hal ini diakibatkan dari bentuk mobil yang tidak simetris dimana tumbukan menyebabkan mobil sedikit mengalami twist sehingga bagian atap mobil turut menahan tumbukan. *Stress* menyebar dari bagian yang bersentuhan langsung dengan tiang dan menyebar ke arah kanan dan kiri tiang, hal ini menunjukkan bahwa *stress* tersebar merata pada permukaan *body* mobil yang terkena tumbukan.



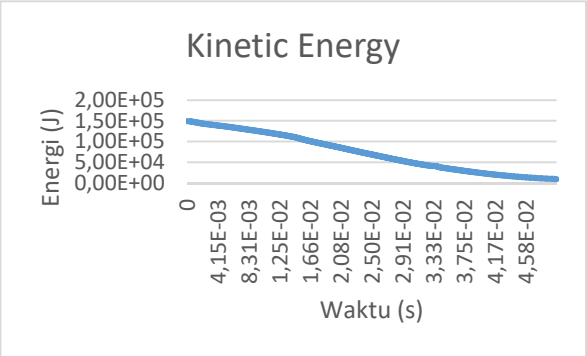
Gambar 4. 5 *Stress* pada bagian samping mobil

Kontur berwarna orange menunjukkan batas daerah elastis dimana nilai 3,7e+008 Pa merupakan *yield strength* dari material AISI 1018, dan kontur dengan warna merah menunjukkan *stress* yang melebihi *yield strength* sehingga menyebabkan deformasi yang besar.

Adapun grafik dari energi internal dan enegi kinetik dari mobil sesuai dengan teori, dimana energi kinetik yang dihasilkan oleh kecepatan mobil semakin menurun akibat mengalami tumbukan dengan tiang kaku. Energi kinetik yang hilang berubah menjadi energi internal yang diwujudkan dengan munculnya deformasi. Pada pengujian ini didapatkan energi internal meningkat dari titik nol hingga sebesar 137950 joule sedangkan energi kinetik menurun dari 149300 joule hingga sebesar 9850,5 joule.



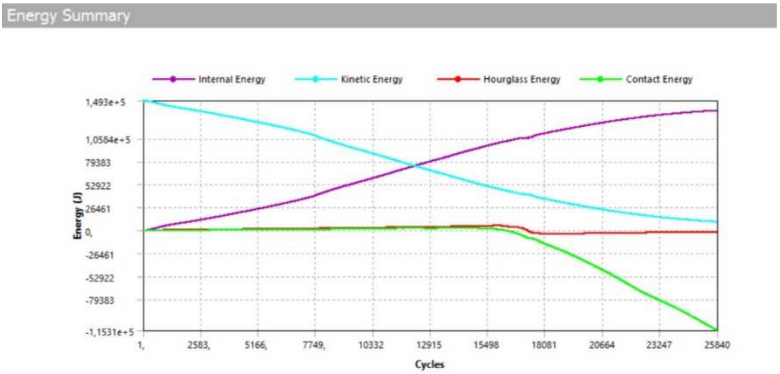
Gambar 4. 7 Grafik energi internal pengujian side pole



Gambar 4. 6 Grafik energi kinetik pengujian side pole

Adanya grafik energi kinetik yang menurun menyatakn bahwa energi akibat perubahan kecepatan berkurang akibat adanya tabrakan sehingga menyebabkan energi menurun mendekati nol. Hubungan antara penurunan energi kinetik dapat diamati dari

grafik *energy summary* pada ansys information solution pada Gambar 4.8 dibawah ini.



Gambar 4. 8 *Energy summary* pengujian tabrak *side pole*

Trendline dari grafik *energy summary* sudah mendekati kesesuaian pengujian, dimana energi kinetik menurun, energi internal naik, dan *hourglass* energi dijaga agar kurang dari 5% energi internal. Energi kinetik yang belum mencapai titik nol dapat disebabkan karena *end time* yang diberikan terlalu singkat sehingga menyebabkan iterasi ansys untuk menurunkan *trendline* grafik energi kinetik yang besar belum selesai.

4.2 Pengujian tabrak *Side Pole* kecepatan maksimal

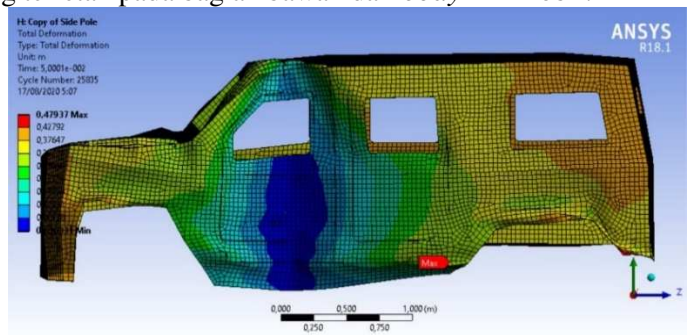
FRV sebagai mobil yang digunakan dalam medan offroad tentunya harus tahan terhadap pengujian yang berlaku, adapun contohnya adalah pengujian tabrak samping dengan side pole, dimana pada pengujian ini dapat menggambarkan fenomena kecelakaan yang akan terjadi, salah satunya adalah fenomena FRV jatuh dari tebing.

4.2.1 Deformasi total

Pada Gambar 4.1 dapat dilihat bahwa deformasi terjadi pada bagian samping *body* mobil *FRV* dimana pada pengujian ini *body* mobil digerakkan dengan kecepatan sebesar 32,20 Km/jam searah

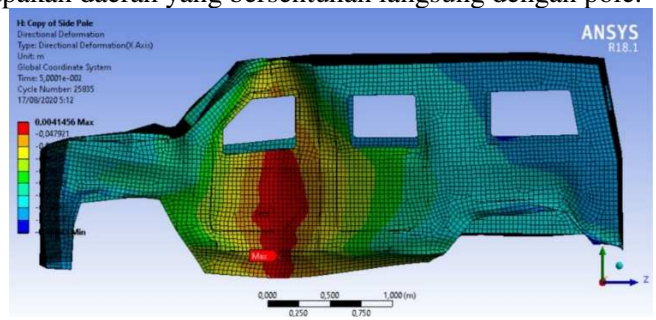
sumbu X hingga menabrak tiang atau pole. Kerusakan dapat terlihat pada pintu kiri hingga bagian bawah *body* mobil.

Deformasi yang terjadi dapat diamati pada kontur warna deformasi total, dimana daerah yang terkena kontak langsung dengan tiang memiliki nilai deformasi yang kecil, hal ini dikarenakan pintu bagian kiri mobil tertahan oleh tiang penahan. Nilai deformasi total terbesar dari pengujian ini adalah 0,47397 m yang terletak pada bagian bawah dari *body* kiri mobil.



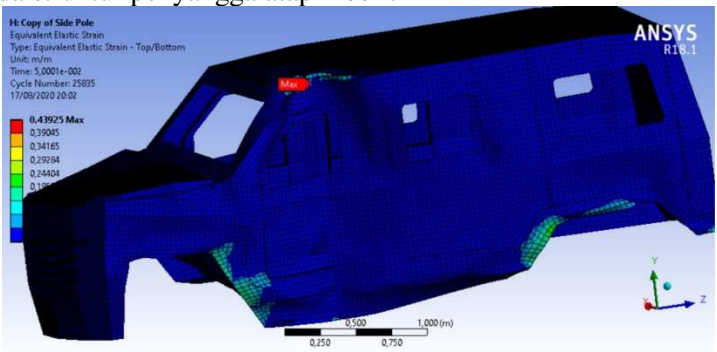
Gambar 4. 9 Deformasi total pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal

Untuk deformasi pada arah X didapatkan pintu bagian kiri mobil seperti ditunjukkan pada Gambar 4.10 dimana daerah ini merupakan daerah yang bersentuhan langsung dengan pole.



Gambar 4. 10 Deformasi arah X dan *Stress* maksimal pada pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal

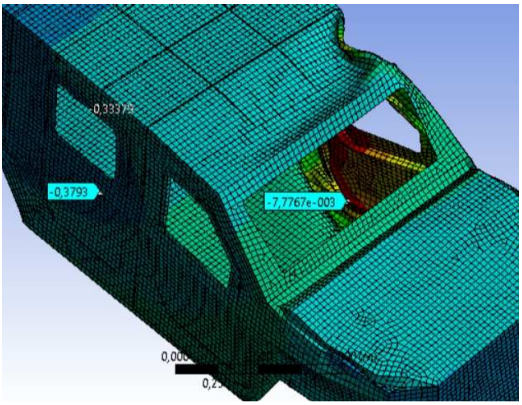
Pada pengujian ini didapatkan nilai strain yang melebihi strain limit, sehingga dapat dilihat bahwa mobil mengalami *fracture* atau kerusakan material akibat adanya tumbukan. Strain limit dari material AISI 1018 adalah 0,0889, sedangkan pada pengujian ini didapatkan nilai strain maksimal pada time step 0,05 s adalah 0,4392. Dimana strain maksimal menyebabkan kerusakan pada struktur penyangga atap mobil.



Gambar 4. 11 Kerusakan pada body FRV pengujian *side pole* dengan kecepatan maksimal

4.2.2 Perhitungan deformasi

Sebagai acuan besarnya deformasi yang terjadi akibat pengujian pada bagian samping *body* mobil, maka perlu dilakukan peninjauan terhadap deformasi arah X *body* mobil. Hal ini dilakukan dengan meninjau directional deformation pada ansys solution, dan dilihat pada kontur dengan warna merah pintu kiri mobil yang menandakan daerah dengan deformasi yang besar.

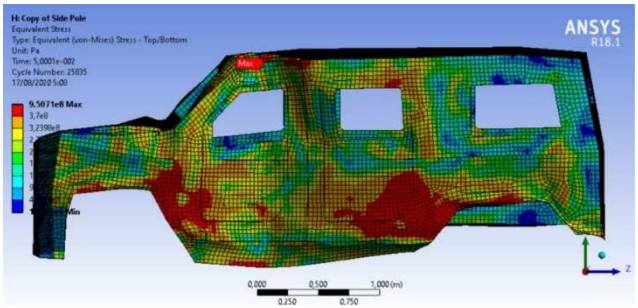


Gambar 4. 12 Titik deformasi

Kontur dengan warna biru menandakan adanya perpindahan akibat kecepatan dari mobil dengan nilai 0,3793 m dan kontur merah terjadi akibat tumbukan dengan tiang dengan nilai 7,7767e-03 m, sehingga nilai deformasi pada bagian kiri pintu mobil adalah 0,37152 m atau 37,152 cm yang pada standar *IIHS* masih termasuk dalam kategori "*poor*".

4.2.3 Energi Serapan

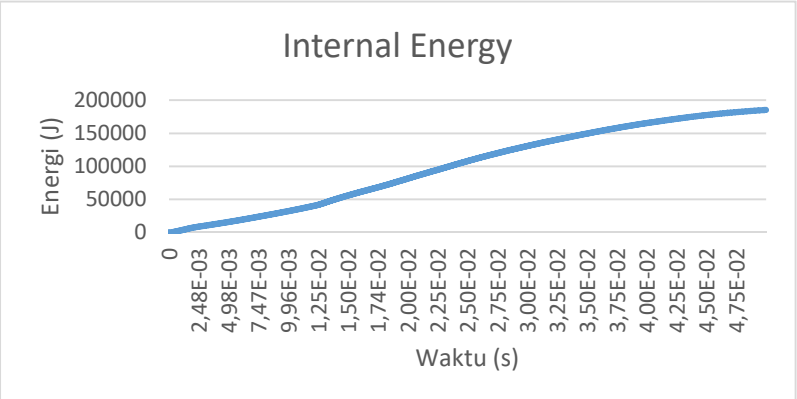
Stress yang terjadi akibat tumbukan *body* mobil dengan tiang cukup besar, dimana *stress* maksimal yang tejadi melebihi *yield strength* material dan menyebabkan deformasi. *Stress* tertinggi berada pada bagian atap *body* dengan nilai 9,5071e+008 Pa. Hal ini diakibatkan dari bentuk mobil yang tidak simetris dimana tumbukan menyebabkan mobil sedikit mengalami twist sehingga bagian atap mobil turut menahan tumbukan. *Stress* menyebar dari bagian yang bersentuhan langsung dengan tiang dan menyebar ke arah kanan dan kiri tiang, hal ini menunjukkan bahwa *stress* tersebar merata pada permukaan *body* mobil yang terkena tumbukan.



Gambar 4. 13 *Stress* pada bagian samping mobil

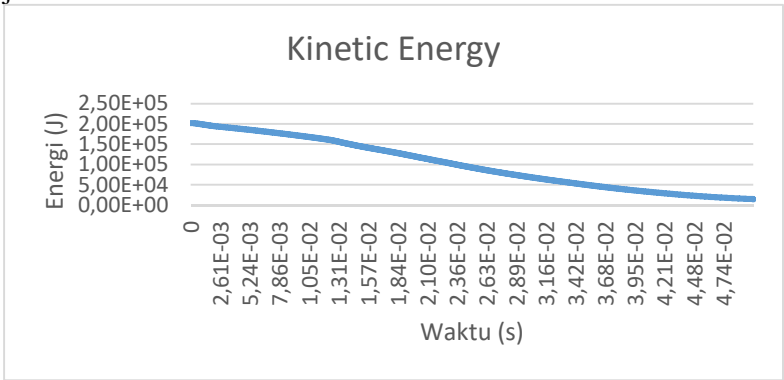
Kontur berwarna orange menunjukkan batas daerah elastis dimana nilai 3,7e+008 Pa merupakan *yield strength* dari material AISI 1018, dan kontur dengan warna merah menunjukkan *stress* yang melebihi *yield strength* sehingga menyebabkan deformasi yang besar dan defleksi menyebabkan material rusak pada bagian struktur penyangga atap.

Adapun grafik dari energi internal dan enegi kinetik dari mobil sesuai dengan teori, dimana energi kinetik yang dihasilkan oleh kecepatan mobil semakin menurun akibat mengalami tumbukan dengan tiang kaku. Energi kinetik yang hilang berubah



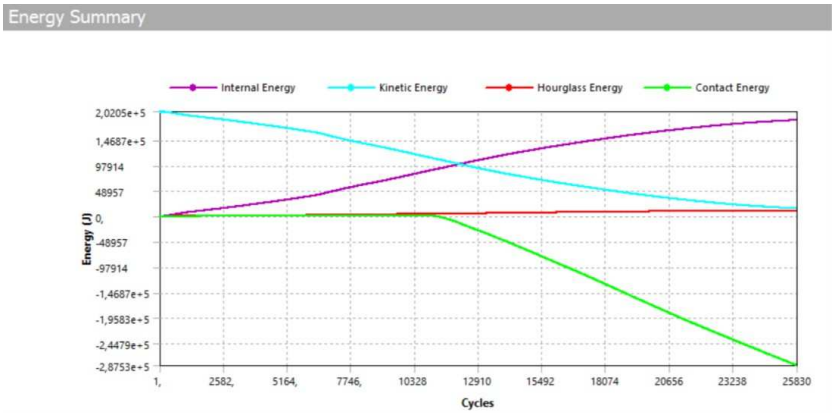
Gambar 4. 14 Grafik energi internal pengujian *side pole* kecepatan maksimal

menjadi energi internal yang diwujudkan dengan munculnya deformasi. Pada pengujian ini didapatkan energi internal meningkat dari titik nol hingga sebesar 185420 joule sedangkan energi kinetik menurun dari 202050 joule hingga sebesar 14877 joule.



Gambar 4. 15 Grafik energi kinetik pengujian side pole kecepatan maksimal

Adanya grafik energi kinetik yang menurun menyatakn bahwa energi akibat perubahan kecepatan berkurang akibat adanya tabrakan sehingga menyebabkan energi menurun mendekati nol. Hubungan antara penurunan energi kinetik dapat diamati dari grafik *energy summary* pada ansys information solution pada Gambar 4.16 dibawah ini.

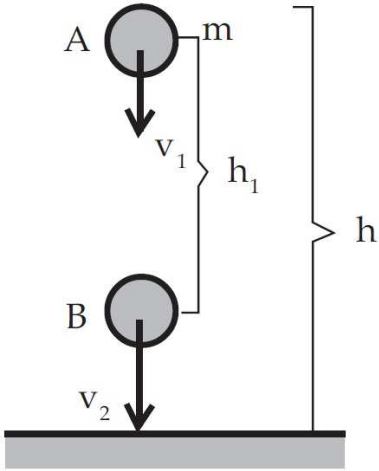


Gambar 4. 16 *Energy summary* pengujian tabrak *side pole* kecepatan maksimal

Trendline dari grafik *energy summary* sudah mendekati kesesuaian pengujian, dimana energi kinetik menurun, energi internal naik, dan *hourglass* energi dijaga agar kurang dari 5% energi internal. Energi kinetik yang belum mencapai titik nol dapat disebabkan karena *end time* yang diberikan terlalu singkat sehingga menyebabkan iterasi ansys untuk menurunkan *trendline* grafik energi kinetik yang besar belum selesai.

4.2.4 Ketinggian maksimal saat jatuh

Menurut hukum kekekalan energi mekanik, saat benda jatuh energi potensial dari benda tersebut akan berkurang, sedangkan energi kinetiknya semakin besar. Ketika mencapai titik terendah, energi kinetik memiliki nilai terbesar namun energi potensialnya memiliki nilai terkecil.



Gambar 4. 17 Fenomena mobil terjatuh

Dimana A sebagai posisi awal mobil FRV, B sebagai posisi akhir saat mobil FRV mencapai tanah, V_1 adalah kecepatan awal yaitu 0 m/s, V_2 adalah kecepatan maksimal, dan h adalah ketinggian yang dicari.

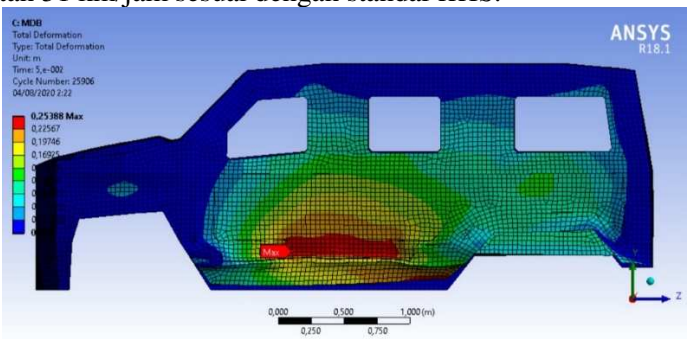
Fenomena mobil terjatuh ini menggambarkan hukum kekekalan energi mekanik, dimana kecepatan maksimal dapat dikonversikan menjadi ketinggian maksimal dari benda. Pada pengujian ini didapatkan kecepatan maksimal pengujian adalah 10,4 m/s atau 37,44 km/jam, sehingga didapatkan ketinggian maksimal saat mobil jatuh dengan perhitungan kekekalan energi mekanik adalah 5,5 m.

4.3 Uji Tabrak *MDB*

4.3.1 Deformasi total

Pada Gambar 4.18 dibawah dapat dilihat kerusakan terjadi pada bagian samping kiri mobil pada pintu depan dan pintu tengah, hal ini terjadi karena tumbukan yang terjadi akibat *body FRV*

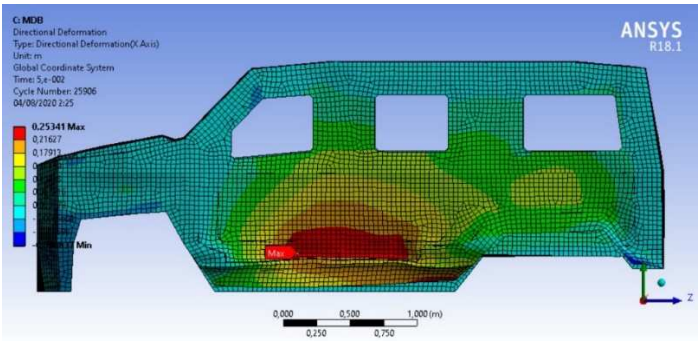
ditabrak oleh *moving deformable barrier* bermasa 1500 kg dengan kecepatan 51 km/jam sesuai dengan standar *IIHS*.



Gambar 4. 18 Deformasi total pengujian tabrak dengan *MDB*

Berbeda dari pengujian *side pole*, pada pengujian ini mobil diposisikan diam sehingga sebagian besar kontur dari deformasi pada hasil pengujian ini berwarna biru yang menandakan deformasi bernilai kecil. Deformasi total terbesar berada pada pintu kiri bagian tengah mobil dengan nilai sebesar 0,25388 m.

.

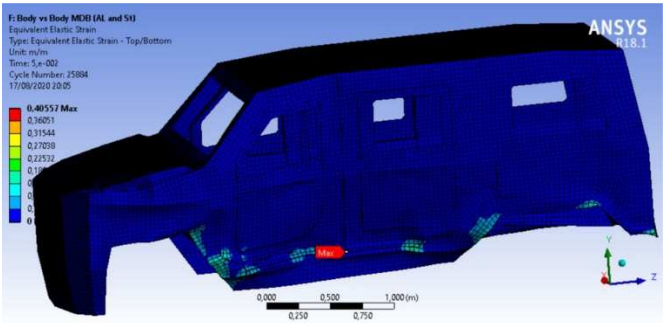


Gambar 4. 19 Deformasi arah X pengujian tabrak dengan *MDB*

Deformasi maksimal pada arah X untuk pengujian tabrak samping terhadap *MDB* ini bernilai 0,25341 m yang terletak pada

bagian luar dari pintu kiri bagian depan mobil dimana pada bagian ini yang menjadi penahan dari tabrakan terhadap *MDB*.

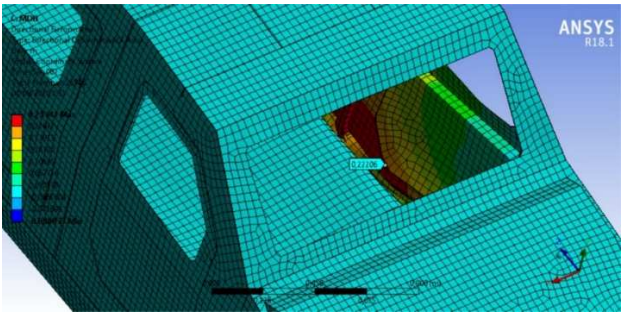
Pada pengujian ini didapatkan nilai strain yang melebihi strain limit, sehingga dapat dilihat bahwa mobil mengalami *fracture* atau kerusakan material akibat adanya tumbukan. Strain limit dari material AISI 1018 adalah 0,0889, sedangkan pada pengujian ini didapatkan nilai strain maksimal pada time step 0,05 s adalah 0,4392. Dimana strain maksimal menyebabkan kerusakan pada sambungan antara body belakang dan bagian bawah dari body mobil *FRV*.



Gambar 4. 20 Kerusakan pada body FRV pengujian tabrak dengan MDB

4.3.2 Perhitungan deformasi

Sebagai acuan besarnya deformasi yang terjadi akibat pengujian pada bagian samping *body* mobil, maka perlu dilakukan peninjauan terhadap deformasi arah X *body* mobil. Hal ini dilakukan dengan meninjau directional deformation pada ansys solution, dan dilihat pada kontur dengan warna yang menunjukan deformasi terbesar pada pintu kiri mobil.

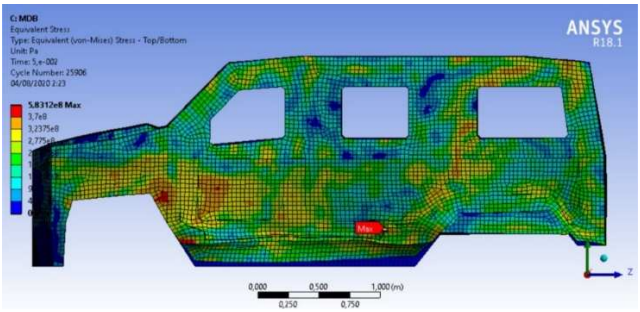


Gambar 4. 21 Titik Deformasi

Pada pengujian ini didapatkan deformasi terbesar yang terjadi pada struktur pintu kiri berwarna kuning mendekati merah dengan nilai sebesar 0,22206 m. Nilai ini menjadi nilai actual dari pengujian ini, dikarenakan pada saat pengujian mobil dikondisikan diam dan ditabrak dengan *MDB* sehingga tidak ada perpindahan dari *body* mobil itu sendiri yang berbeda dari pemodelan simulasi tabrak dengan *side pole*. Nilai sebesar 0,22206 m atau 22,206 cm dikategorikan dalam kategori "*good*" untuk standar *IIHS*.

4.3.3 Energi serapan

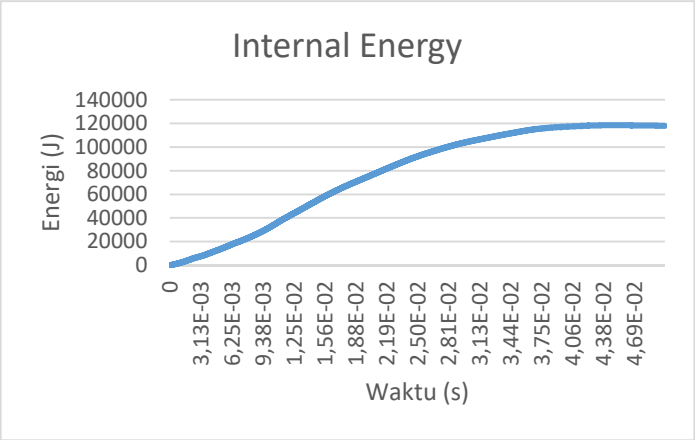
Stress yang terjadi akibat pengujian tabrak *MDB* cukup besar, dimana *stress* yang tejadi melebihi *yield strength* material dan menyebabkan deformasi plastis. *Stress* tertinggi berada pada sambungan antara *body* kiri dengan bagian bawah dari mobil dengan nilai 5,8312e8 Pa, dimana struktur ini menjadi penahan tumbukan. *Stress* menyebar dari bagian yang bersentuhan langsung dengan *MDB* dan menyebar ke arah kanan dan kiri *body* kiri mobil, hal ini menunjukkan bahwa *stress* tersebar merata pada permukaan *body* mobil yang terkena tumbukan.



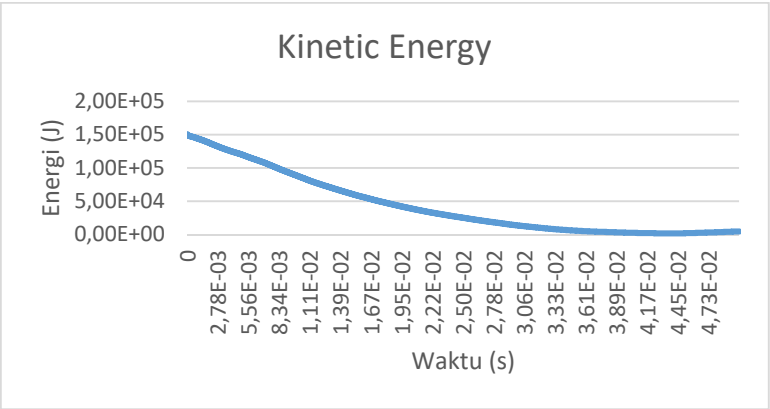
Gambar 4. 22 *Stress* yang terjadi pada pengujian tabrak samping dengan *MDB*

Kontur berwarna orange menunjukkan batas daerah elastis dimana nilai 3,7e8 Pa merupakan *yield strength* dari material AISI 1018, dan kontur dengan warna merah menunjukkan *stress* yang melebihi *yield strength* sehingga menyebabkan deformasi yang besar.

Adapun grafik dari energi internal dan enegi kinetik dari mobil sesuai dengan teori, dimana energi kinetik yang dihasilkan oleh kecepatan mobil semakin menurun akibat mengalami tumbukan dengan *MDB*. Energi kinetik yang hilang berubah menjadi energi internal yang diwujudkan dengan munculnya deformasi. Pada pengujian ini didapatkan energi internal meningkat dari titik nol hingga sebesar 118110 joule sedangkan energi kinetik menurun dari 150550 joule hingga sebesar 4388,6 joule.



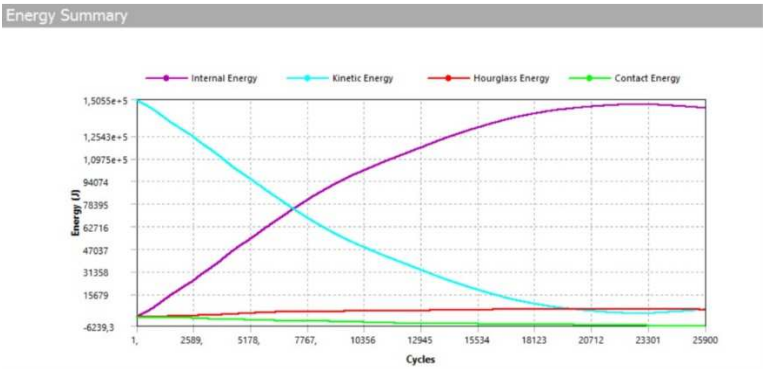
Gambar 4. 23 Energi internal pengujian tabrak samping dengan *MDB*



Gambar 4. 24 Energi kinetik pengujian tabrak samping dengan *MDB*

Adanya grafik energi kinetik yang menurun menyatakan bahwa energi akibat perubahan kecepatan berkurang akibat adanya tabrak yang menyebabkan deformasi, deformasi inilah yang

menyatakan adanya perubahan energi internal. Hubungan antara energi kinetik dan energi internal dapat dilihat grafik *energy summary* pada ansys information solution pada Gambar 4.25 dibawah ini.



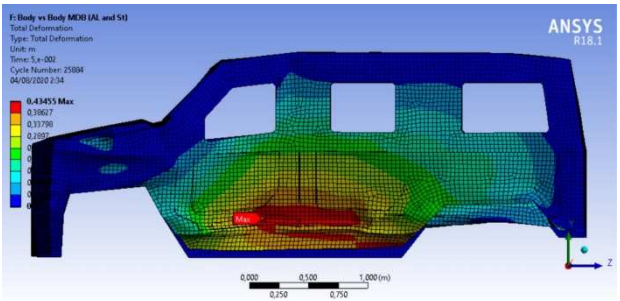
Gambar 4. 25 *Energy summary* pengujian tabrak samping dengan *MDB*

Trendline dari grafik *energy summary* sudah mendekati kesesuaian pengujian, dimana energi kinetik menurun, energi internal naik, dan *hourglass* energi dijaga agar kurang dari 5% energi internal. Energi kinetik yang belum mencapai titik nol dapat disebabkan karena *end time* yang diberikan terlalu singkat sehingga menyebabkan iterasi ansys untuk menurunkan *trendline* grafik energi kinetik yang besar belum selesai.

4.4 Uji Tabrak dengan mobil yang sama

4.4.1 Deformasi total

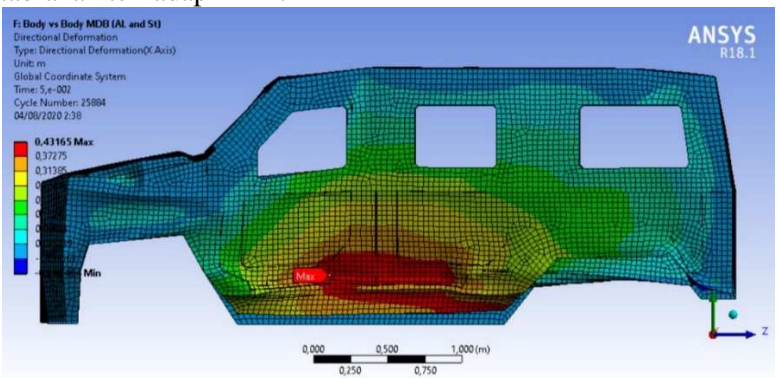
Pada Gambar 4.26 dibawah dapat dilihat kerusakan terjadi pada bagian samping kiri mobil pada pintu depan dan pintu tengah, hal ini terjadi karena tumbukan yang terjadi akibat *body FRV* ditabrak oleh *moving deformable barrier* bermasa 3270 kg dengan kecepatan 51 km/jam untuk menggambarkan uji tabrak dengan massa kendaraan yang sama.



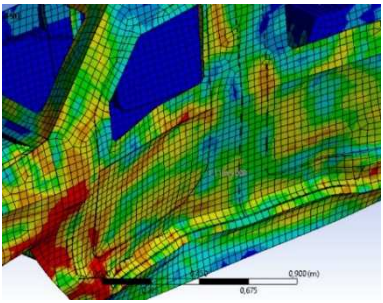
Gambar 4. 26 Deformasi total pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama

Terlihat kerusakan banyak terjadi pada bangian bawah *body* kiri mobil. Sebagian besar kontur berwarna biru menunjukkan deformasi yang kecil karena pada simulasi mobil diposisikan diam. Deformasi total terbesar berada pada pintu kiri bagian bawah mobil dengan nilai sebesar 0,43455 m.

Deformasi maksimal pada arah x untuk pengujian tabrak samping terhadap kendaraan dengan massa yang sama ini bernilai 0,43165 m yang terletak pada bagian luar dari pintu kiri bagian bawah mobil dimana pada bagian ini yang menjadi penahan dari tabrakan terhadap *MDB*.



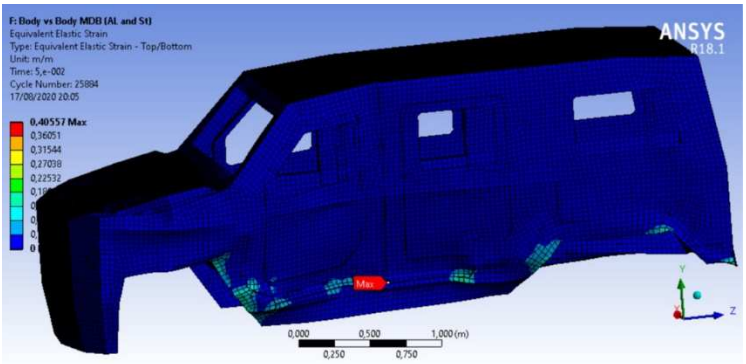
Gambar 4. 27 Deformasi arah x pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama



Gambar 4. 28 *Stress* terbesar pengujian tabrak dengan kendaraan dengan massa sama

Pada Gambar 4.28 dapat terlihat bahwa *stress* yang terjadi pada daerah dengan deformasi x terbesar bernilai kecil, hal ini diakibatkan *body* mengalami kerusakan cukup parah pada daerah pintu kiri.

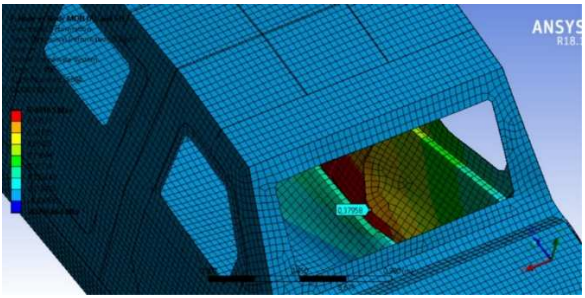
Pada pengujian ini didapatkan nilai strain yang melebihi strain limit, sehingga dapat dilihat bahwa mobil mengalami *fracture* atau kerusakan material akibat adanya tumbukan. Strain limit dari material AISI 1018 adalah 0,0889, sedangkan pada pengujian ini didapatkan nilai strain maksimal pada time step 0,05 s adalah 0,40557. Dimana strain maksimal menyebabkan kerusakan pada struktur *body* antara pintu depan dan pintu belakang dari bagian samping kiri mobil.



Gambar 4. 29 Kerusakan pada body FRV pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama

4.4.2 Perhitungan deformasi

Sebagai acuan besarnya deformasi yang terjadi akibat pengujian pada bagian samping *body* mobil, maka perlu dilakukan peninjauan terhadap deformasi arah x *body* mobil. Hal ini dilakukan dengan meninjau directional simulation pada ansys solution, dan dilihat pada kontur dengan warna yang menunjukan deformasi terbesar pada pintu kiri mobil.

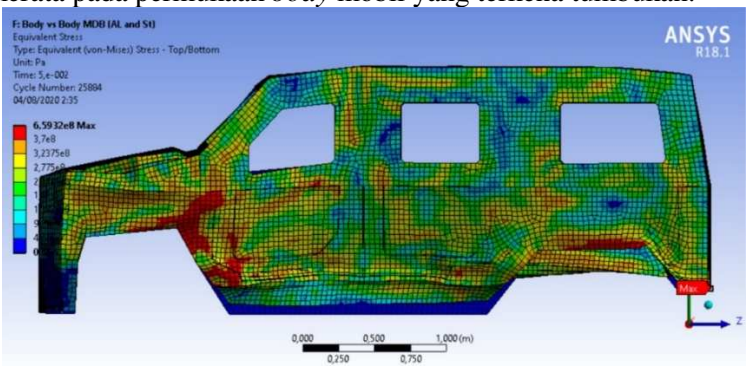


Gambar 4. 30 Titik Deformasi

Pada pengujian ini didapatkan deformasi maksimal yang terjadi pada struktur pintu kiri berwarna kuning dengan nilai sebesar 0,37958 m. Nilai ini menjadi nilai aktual dari pengujian ini, dikarenakan pada saat pengujian mobil dikondisikan diam dan ditabrak dengan *MDB* sehingga tidak ada perpindahan dari *body* mobil itu sendiri yang berbeda dari pemodelan simulasi tabrak dengan *side pole*. Nilai sebesar 0,37958 m atau 37,958 dikategorikan dalam kategori "*poor*" untuk standar *IIHS*.

4.4.3 Energi serapan

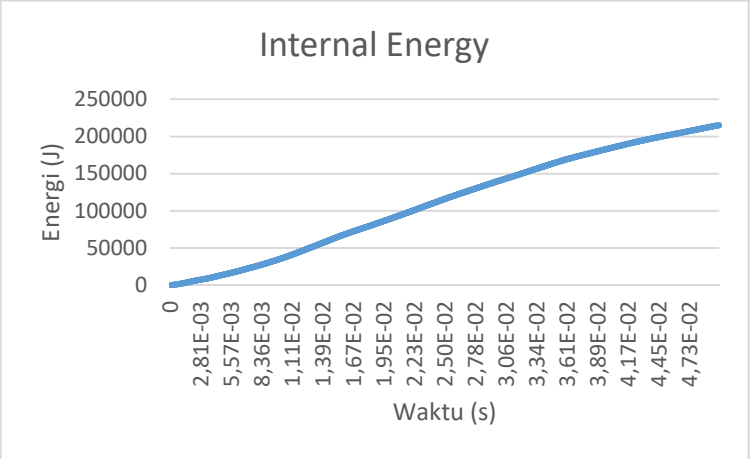
Stress yang terjadi akibat pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama cukup besar, dimana *stress* yang tejadi melebihi *yield strength* material dan menyebabkan deformasi plastis. *Stress* tertinggi berada pada sambungan antara *body* samping dan *body* belakang mobil dengan nilai 6,5932e8 Pa, dimana struktur ini menjadi penahan tumbukan akibat *body* bagian samping sudah terdesak cukup dalam. *Stress* menyebar dari bagian yang bersentuhan langsung dengan *MDB* dan menyebar ke arah kanan dan kiri *body* kiri mobil, hal ini menunjukkan bahwa *stress* tersebar merata pada permukaan *body* mobil yang terkena tumbukan.



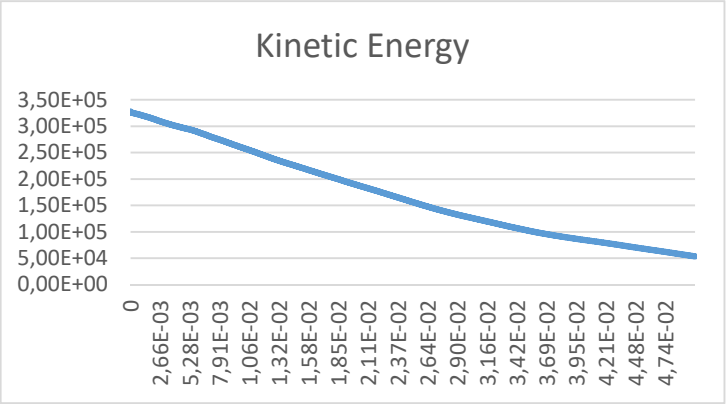
Gambar 4. 31 *Stress* yang terjadi pada pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama

Kontur berwarna orange menunjukkan batas daerah elastis dimana nilai 3,78e Pa merupakan *yield strength* dari material AISI 1018, dan kontur dengan warna merah menunjukkan *stress* yang melebihi *yield strength* sehingga menyebabkan deformasi yang besar.

Adapun grafik dari energi internal dan enegi kinetik dari mobil sesuai dengan teori, dimana energi kinetik yang dihasilkan oleh kecepatan mobil semakin menurun akibat mengalami tumbukan dengan tiang kaku. Energi kinetik yang hilang berubah menjadi energi internal yang diwujudkan dengan munculnya deformasi. Pada pengujian ini didapatkan energi internal meningkat dari titik nol hingga sebesar 215240 joule sedangkan energi kinetik menurun dari 328060 joule hingga sebesar 53521 joule.

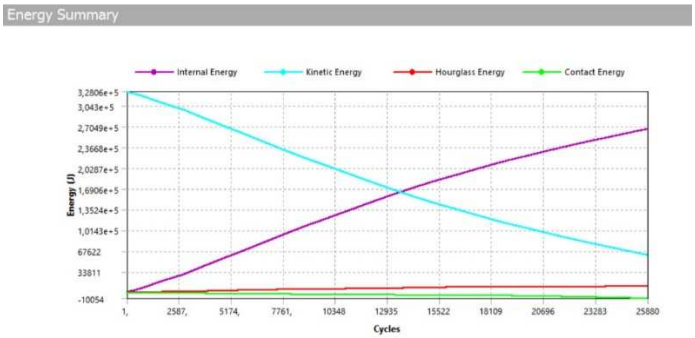


Gambar 4. 32 Energi internal pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama



Gambar 4. 33 Energi kinetik pengujian tabrak samping dengan kendaraan dengan massa sama

Adanya grafik energi kinetik yang menurun namun belum mencapai atau mendekati nilai nol menunjukkan bahwa tumbukan masih berlangsung dimana mobil yang bergerak menabrak tiang belum berhenti, namun pengujian sudah mendekati benar dimana *hourglass energy* dapat terjaga dengan nilai dibawah 5% dari nilai energi internal. Hal ini dapat diamati dari grafik *energy summary* pada ansys information solution pada Gambar 4.34 dibawah ini.

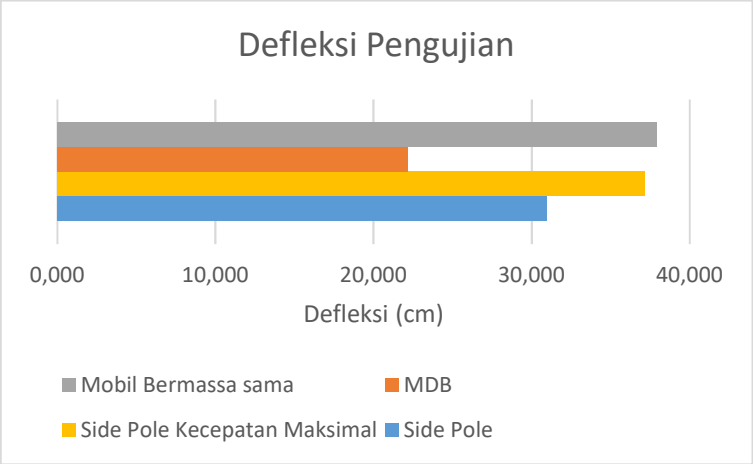


Gambar 4. 34 *Energy summary* pengujian tabrak samping dengan *MDB*

Energi kinetik yang belum mencapai titik nol dapat disebabkan karena *end time* yang diberikan terlalu singkat sehingga menyebabkan iterasi ansys untuk menurunkan *trendline* grafik energi kinetik yang besar belum selesai.

4.5 Perbandingan hasil pengujian

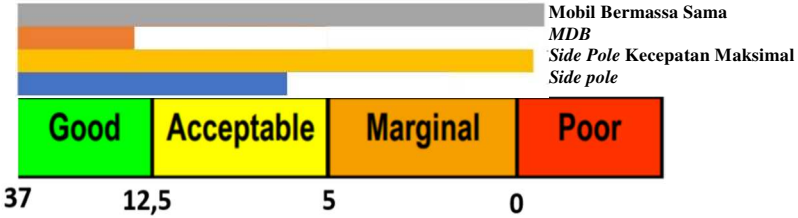
Dalam pengujian tabrak samping, deformasi merupakan nilai yang dijadikan acuan yang menyatakan bahwa struktur dari *body* mobil baik digunakan atau diperlukan desain ulang ketika defleksi yang dihasilkan teralu besar dan melebihi standar. Dalam simulasi pengujian ini didapatkan hasil untuk tabrak samping dengan *side pole* sebesar 31,005 cm, uji tabrak samping *side pole* dengan kecepatan maksimal sebesar 37,152 cm, uji tabrak samping dengan *MDB* sebesar 22,206 cm, dan uji tabrak samping dengan mobil bermassa sama sebesar 37,958 cm.



Gambar 4. 35 Defleksi hasil pengujian

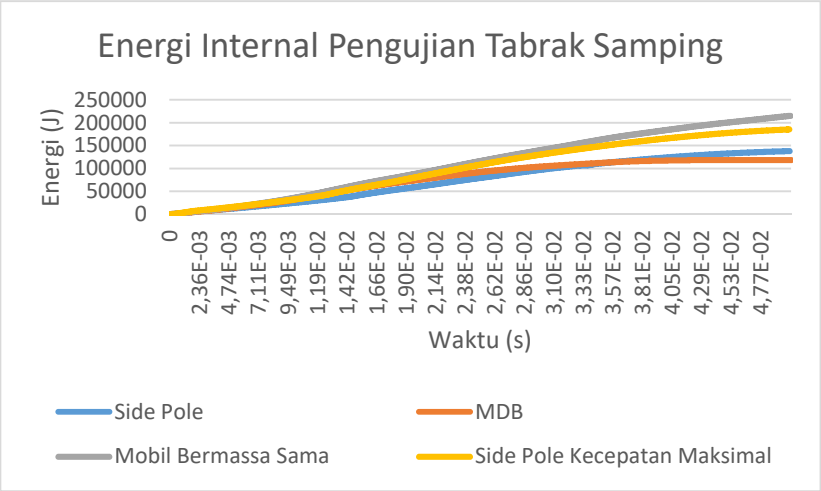
Defleksi dari empat jenis pengujian ini termasuk dalam kategori yang berbeda beda. Kategori terendah (*poor*) terdapat pada hasil pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama serta side pole dengan kecepatan maksimal, sedangkan untuk hasil pengujian

tabrak terhadap *MDB* dan *side pole* masuk kategori aman seperti pada Gambar 4.36 dibawah ini



Gambar 4. 36 Kategori Standar *IIHS*

Adapun besarnya defleksi yang terjadi pada pengujian tabrak samping dipengaruhi oleh besarnya energi serapan dari body mobil FRV. Energi adalah suatu hal yang tidak bisa di musnahkan namun bisa diubah ke dalam bentuk lain. Energi dapat diserap oleh suatu benda pada saat terjadi tumbukan dalam berbagai macam cara. Salah satunya adalah deformasi, dimana perubahan bentuk dari suatu struktur dapat terlihat dan diamati. Dalam simulasi ini didapatkan *trendline* dimana energi internal dari tiap tiap pengujian naik yang menandakan *body FRV* menyerap energi kinetik akibat tumbukan.



Gambar 4. 37 Grafik energi internal

Dari grafik 4.37 dapat dilihat bahwa penyerapan energi terbesar terjadi pada tumbukan *body* mobil *FRV* terhadap mobil bermassa sama dengan energi sebesar 215240 joule, 185420 joule pada pengujian tabrak *side pole* dengan kecepatan maksimal, kemudian tumbukan *body FRV* terhadap *side pole* dengan nilai 137950 joule, dan tumbukan *body FRV* dengan *MDB* degan nilai 118110 joule.

Pada setiap skema pengujian didapatkan hasil yang berbeda beda, dimana hasil dari pengujian dipengaruhi oleh massa dan kecepatan yang mempengaruhi besarnya energi kinetik pengujian.

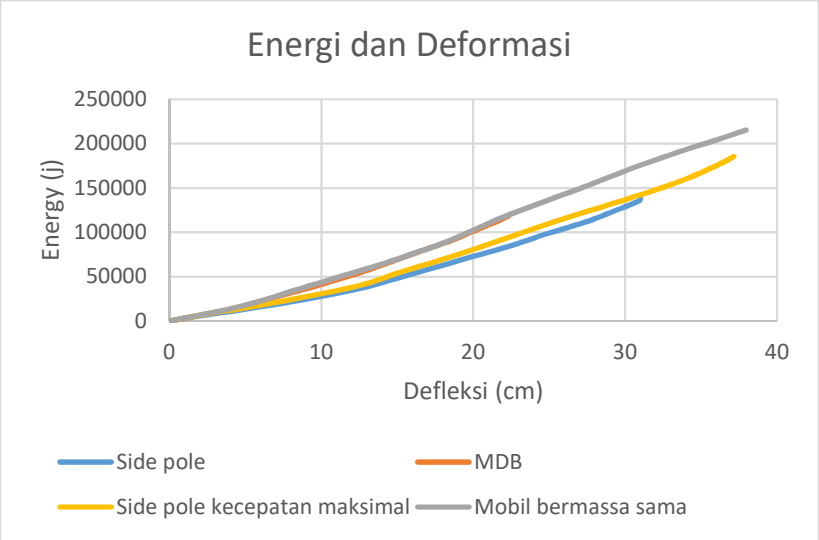
Pada Gambar 4.36 didapatkan hasil pengujian terbesar terjadi pada uji tabrak samping dengan mobil bermassa sama, meskipun memiliki skema pengujian yang sama dengan uji tabrak samping dengan MDB namun massa penumbuk berbeda, dimana pada pengujian tabrak samping dengan mobil bermassa sama terserap energi sebesar 215240 joule, sedangkan pada pengujian tabrak dengan *MDB* didapatkan energi terserap sebesar 118110

joule. Perbedaan ini mengakibatkan besarnya defleksi yang cukup jauh antara pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama dengan pengujian tabrak dengan *MDB*.

Pengujian dengan nilai terbesar kedua terjadi pada pengujian tabrak samping *side pole* dengan kecepatan maksimal, dimana energi yang terserap sebesar 185420 joule. Jika dibandingkan dengan energi terserap pada uji tabrak samping dengan *side pole* yang hanya 137950 joule, energi terserap pada uji tabrak samping side pole dengan kecepatan maksimal lebih besar, sehingga defleksi yang terjadi pada pengujian tabrak samping side pole dengan kecepatan maksimal sebesar 37,152 cm, sedangkan pada pengujian tabrak samping dengan side pole sebesar 31,005 cm. Perbedaan ini dipengaruhi oleh kecepatan yang diberikan pada skema pengujian, sehingga defleksi yang terjadi pun memiliki perbedaan.

Pengujian ketiga dengan nilai defleksi sebesar 31,005 cm terjadi pada pengujian *side pole* dimana pada pengujian ini terserap energi sebesar 137950 joule, dimana energi serapan lebih besar dibandingkan dengan uji tabrak terhadap *MDB* yang hanya sebesar 118110 joule dengan nilai defleksi sebesar 22,206 cm. Perbedaan ini diakibatkan oleh skema yang berbeda pada pengujian tabrak, dimana pada pengujian *side pole* merupakan beban terpusat dan *barrier* yang berupa *pole* tidak terdeformasi, berbeda dengan skema pengujian tabrak dengan *MDB* dimana beban yang terjadi merupakan beban merata yang ditahan oleh *body* samping dan *barrier MDB* terdeformasi.

Dari grafik hubungan energi serapan dan defleksi yang terjadi dapat terlihat bahwa energi serapan mempengaruhi besarnya deformasi yang terjadi, dimana semakin meningkat energi serapan maka semakin besar pula defleksi yang terjadi.



Gambar 4. 38 Grafik hubungan energi dan deforma

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil simulasi uji tabrak samping pada *body* mobil *FRV* yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa :

1. Hasil deformasi yang terjadi pada pengujian terjadi pada *body* bagian samping cukup beragam. Deformasi pada pengujian *side pole* terfokus pada pintu. Untuk pengujian tabrak terhadap *MDB* dan mobil bermassa sama terfokus pada *body* samping bagian bawah dari mobil.
2. Deformasi yang terjadi pada *body* mobil *FRV* memiliki kategori yang beragam, dimana desain dari mobil *FRV* lolos uji untuk standar *IIHS*, namun memiliki hasil yang kurang baik pada pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama.
3. Besar energi serapan yang diterima oleh *body FRV* bergantung pada kecepatan dan massa kendaraan yang menabraknya, penyerapan energi terbesar terjadi dalam pengujian tabrak dengan mobil bermassa sama.

5.2 Saran

Adapun saran yang bias diberikan antara lain :

1. Sebaiknya pada pemodelan *FRV* pada penelitian selanjutnya lebih ditingkatkan, dimana pemodelan *body* dibuat dengan part yang lebih sedikit agar proses simulasi dapat berjalan lebih cepat.
2. Pemodelan *MDB* penumbuk diperbaiki agar lebih sesuai dengan standar *IIHS* yang berlaku.
3. Diperlukannya struktur tambahan pada pintu mobil agar dapat menahan beban tabrak maksimal, sehingga dapat mengurangi deformasi sehingga dapat melindungi penumpang lebih aman.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Cook, R. D., Malkus, D. S., & Plesha, M. E. (2001). *Concepts and Applications of Finite Element Analysis (Eds.4).* United States of America: John Wiley & Sons Inc.

Darmawan, A. (2016). Analisa Uji Tabrak Bodi Mobil ESEMKA dengan Metode Elemen Hingga. *Universitas Muhammadiyah Surakarta.*

Euro NCAP. (2020, Mei 18). *Full Width Rigid Barrier.* Diambil kembali dari https://www.euroncap.com/: https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/frontal-*impact*/full-width-rigid-barrier/

Euro NCAP. (2020, Mei 18). *Offset Deformable Barrier.* Retrieved from https://www.euroncap.com/: https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/previous-tests/offset-deformable-barrier/

Fakhri, D. D. (2019). Analisa Kekuatan Chassis Terhadap *Impact* pada Mitsubishi FUSO FE 84G BC dengan Menggunakan Elemen Hingga. *Institut Teknologi Sepuluh Nopember.*

Feng, Y., & Owen, D. R. (2002). An *Energy* Based Corner to Corner Contact Algorithm. *Geo-Institute ASCE Special Publication*, 32-34.

Hibbeler, R. C. (2010). *Engineering Mechanics : Dynamics (Eds.12).* United States of America: Pearson Pretince Hall.

Hibbeler, R. C. (2011). *Engineering Mechanics : Statics (Eds.11).* United States of America: Pearson Pretince Hall.

Huang, M. (2002). *Vehicle Crash Mechanics.* United States of America: CRC Press LLC.

Insurance Institute for Highway Safety. (2020, Mei 15). *Test protocols and technical information.* Retrieved from www.*iihs*.org: https://www.*iihs*.org/ratings/about-our-tests/test-protocols-and-technical-information

Islam, M. T., Netula, O., & Singh, A. (2019). Study of Behavior of RCC Beam under *Impact* Loading and Effect of *Hourglass Energy* by Finite Element Analysis using *ANSYS*. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 128-131.

Kurowski, P. M. (2004). *Finite Element Analysis For Design Engineers*. United States of America: SAE International.

Leonardi, P. M. (2012). *Car Crashes Without Cars*. London: The MIT Press.

Liu, X., Liang, M., & Luo, Q. (2019). Innovative Electric Vehicle *Body* Design Based on Insurance Institute for Highway Safety Impcat Condition. *China Society of Automotive Engineers*, 203-211.

National Highway Traffic Safety Administration. (2020, Mei 15). *Side Impact Protection.* Diambil kembali dari www.nhtsa.gov: https://www.nhtsa.gov/*fmvss*/side-*impact*-protection

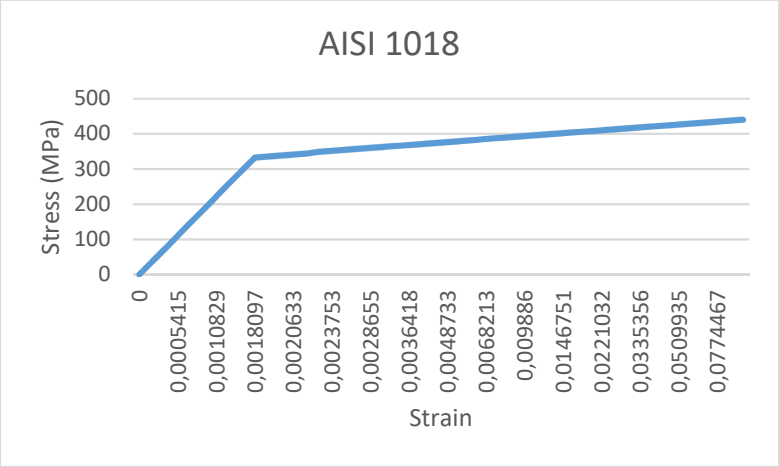
Rees, D. W. (1997). *Basic Solid Mechanics*. London: Macmillan Press LTD.

Schwizerhof, K., & Nilssen, L. (1992). Crashworthiness Analysis in the Automotive Industry. *International Journal of Computer Application in Technology*, 146-148.

Sudarmanta, B., & Ariatedja, J. B. (2019). *Kajian Teknis Kendaraan Khusus Banjir*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

LAMPIRAN

Lampiran 1 Grafik *Stress Strain* AISI 1018 *Isotropic*



Lampiran 2 Tabel uji konvergensi

KONVERGENSI			
size(mm)	deformation	element	Node
60	37,2	11286	13766
55	37,155	13052	15717
50	37,015	15431	18333
45	36,955	18673	21878
40	37,577	22965	26537
35	37,958	30062	34123
30	38,148	39231	43908
20	38,209	88890	95919

Lampiran 3 Tabel *deformation probe* pengujian

Side Pole					
Type	Value	Unit	Location X	Location Y	Location Z
Result	-0,3198	m	1.606.905	2.743.661	3.945.120
Result	-9,75E-03	m	0.213811	2.083.487	3.397.227

Side Pole Kecepatan Maksimal					
Type	Value	Unit	Location X	Location Y	Location Z
Result	-7,78E-03	m	0.216131	2.083.792	3.436.127
Result	-0,3793	m	1.558.746	2.673.878	4.133.118

MDB					
Type	Value	Unit	Location X	Location Y	Location Z
Result	0,22206	m	-0.598795	0.965366	4.607.133

Mobil bermassa sama					
Type	Value	Unit	Location X	Location Y	Location Z
Result	0,37958	m	-0.440514	1.005.088	4.588.644

Lampiran 4 Perhitungan ketinggian

$$EmA = EmB$$

$$EkA + EpA = EkB + EpB$$

$$0 + EpA = EkB + 0$$

$$mA.g.h = \frac{1}{2}mB.v2^2$$

$$g.h = \frac{1}{2}v2^2$$

$$9{,}81m/s^2.h = \frac{1}{2}(10{,}4m/s)^2$$

$$h = \frac{108{,}6}{2x9{,}81}m$$

$$h = 5{,}51m \approx 5{,}5m$$

Keterangan:

EmA = energi mekanik posisi A

EmB = energi mekanik posisi B

EkA = energi kinetik posisi A (v1=0)

EkB = energi kinetik posisi B (v2=10,4 m/s)

EpA = energi potensial posisi A

EpB = energi potensial posisi b

V = kecepatan

m = masa benda (mA=mB)

g = percepatan gravitasi

h = ketingian

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS

Ryzqy Kumara Dhana merupakan nama lengkap penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Banyuwangi pada 20 Maret 1998 ini merupakan anak pertama dari tiga bersaudara, anak dari pasangan Bapak Agung Wisnu Prabowo dan Ibu Mulik Sulistyowati. Penulis memulai Pendidikan formal di TK Dharma Wanita Sukomaju kemudian melanjutkan ke SDN 1 Sukomaju. Setelah lulus tahun 2010 penulis melanjutkan ke SMPN 1 Srono dan kemudian melanjutkan ke SMAN 1 Glagah Banyuwangi pada tahun 2013. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis melanjutkan studi S1 dan diterima di program S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111640000130.

Selama menempuh pendidikan S1, penulis mengikuti kegiatan perkuliahan layaknya mahasiswa lainnya. Selain itu penulis aktif berkegiatan di Himpunan Mahasiswa Mesin dalam departemen PPIM dan lembaga dakwah Departemen Teknik Mesin yaitu Ash-Shaff. Selain itu penulis juga aktif mengikuti kegiatan dan pelatihan dari dalam maupun luar Departemen Teknik Mesin. Penulis juga pernah melakukan kerja praktik di PT. Dirgantara Indonesia divisi fatigue. Pengalaman kerja praktik ini lah yang memunculkan keingintahuan lebih terhadap struktur dan material suatu kendaraan, sehingga lahir lah tugas akhir dengan judul "ANALISIS KEKUATAN *BODY* TERHADAP *IMPACT* PADA MOBIL *FLOOD RESCUE VEHICLE* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA" ini. Untuk

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