

**ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN POLA DEFORMASI
ADDITIONAL CRASH BOX DENGAN VARIASI PANJANG DAN
DIAMETER PADA UJI *FRONTAL CRASH***

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

**AGUS WAHYU PRASETYO
NIM. 115060200111062-62**

KEMENTERIAN RISET TEKNOLOGI DAN PENDIDIKAN TINGGI

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2015

LEMBAR PERSETUJUAN

ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN POLA DEFORMASI *ADDITIONAL CRASH BOX* DENGAN VARIASI PANJANG DAN DIAMETER PADA UJI *FRONTAL CRASH*

SKRIPSI KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh

AGUS WAHYU PRASETYO
NIM. 115060200111062-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Eng Moch. Agus Choiron, ST., MT.
NIP. 19720817 200003 1 001

Dr. Eng Sofyan Arief Setyabudi, ST. M. Eng
NIP. 19731124 199802 1 001

LEMBAR PERSETUJUAN

ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN POLA DEFORMASI *ADDITIONAL CRASH BOX* DENGAN VARIASI PANJANG DAN DIAMETER PADA UJI *FRONTAL CRASH*

SKRIPSI KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

AGUS WAHYU PRASETYO
NIM. 115060200111062-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 3 Agustus 2015

MAJELIS PENGUJI

Skripsi I

Skripsi II

Prof. Ir. ING. Wardana, M. Eng., Ph. D.
NIP. 19490911 198403 1 001

Dr. Eng. Lilis Yuliati, ST., MT.
NIP. 19750702 200003 2 001

Skripsi III

Agung Sugeng Widodo, ST., MT., Ph. D
NIP. 19710321 199802 1 001

Mengetahui,
Ketua Program Studi S1
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Dr.Eng. Widya Wijayanti, ST., MT.
NIP. 19750802 199903 2 002

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan ke hadirat Allah SWT atas segala limpahan rahmat, hidayah, inayah, dan karunia-Nya yang telah diberikan kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan judul, “**Analisis Penyerapan Energi dan Pola Deformasi *Additional Crash Box* Dengan Variasi Panjang dan Diameter Pada Uji *Frontal Crash***” dengan baik. Sholawat serta salam semoga tetap tercurahkan kepada junjungan kita Nabi Besar Muhammad SAW.

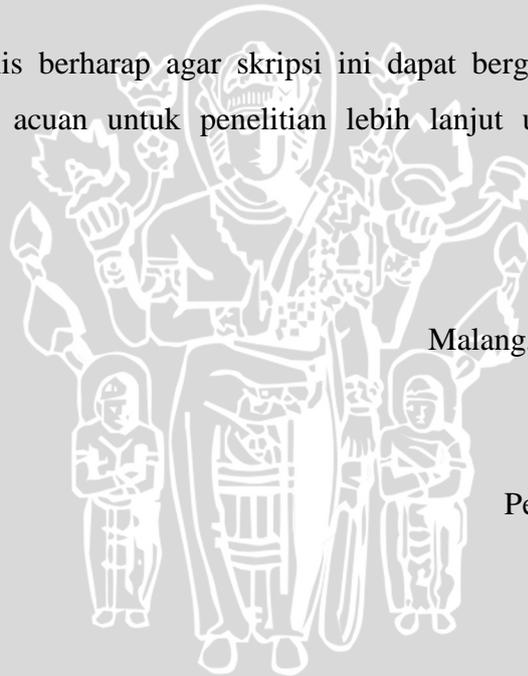
Dalam penyusunan skripsi penulis telah mendapatkan bimbingan, bantuan, petunjuk, semangat dan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada pihak-pihak tersebut, antara lain :

1. Dr. Eng. Moch Agus Choiron, ST., MT. selaku dosen pembimbing I yang telah memberi banyak saran, masukan, motivasi dan semangat dalam penyusunan skripsi.
2. Dr. Eng. Sofyan Arief Setyabudi, ST., M. Eng. selaku dosen pembimbing II yang telah memberikan masukan, saran, motivasi dan arahan yang bermanfaat.
3. Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M. Eng. selaku Ketua Jurusan dan Purnami, ST., MT. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang telah membantu kelancaran proses administrasi.
4. Dr. Eng. Widya Wijayanti, ST., MT. selaku Ketua Program Studi S1 Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang telah membantu kelancaran administrasi.
5. Ir. Djarot B. Darmadi, MT., Ph.D. selaku Ketua Kelompok Dasar Keahlian Konsentrasi Teknik Konstruksi.
6. Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M. Eng. Sc. selaku dosen wali yang tiada henti dalam membimbing studi di Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
7. Dosen pengajar dan staf Jurusan Teknik Mesin.
8. Kedua orang tua tercinta, Bapak Sumarno dan Ibu Djarwati serta adik kandung Elya Pratiwi Istifaroh yang tiada henti mendoakan, memberi semangat, dan motivasi kepada penulis.
9. Kawan Konstruksi : Ilman F., Yogi F., A. Abrari K., Yuzvari H. I., Tueztika A., dan Luthfi F. B. terima kasih telah menemani berjuang di konsentrasi Teknik Konstruksi.

10. Keluarga Besar Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem, Dr. Eng. Moch Agus Choiron, ST., MT. selaku Kepala Laboratorium, Khairul Anam, ST., M.Sc., Fikrul Akbar Alamsyah, ST., dan Nafisah Arina Hidayati, ST., M. Eng. selaku *Member* Laboratorium, Asisten Laboratorium : Redyarsa D. B., Ilman F., M. Subhan, Stefanus S., Zumrotul Ida, A. Syafi'udin, dan Kamaruddin.
11. Saudara seperjuangan “KAM11KAZE”, terima kasih atas doa dan kebersamaan selama masa kuliah.
12. Keluarga Besar Mahasiswa Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
13. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu dan mendukung penulis dalam menyelesaikan skripsi.

Penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi penyusunan skripsi dengan baik karena penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari kata sempurna.

Akhir kata, penulis berharap agar skripsi ini dapat berguna bagi kita semua sehingga dapat menjadi acuan untuk penelitian lebih lanjut untuk kemajuan kita bersama.



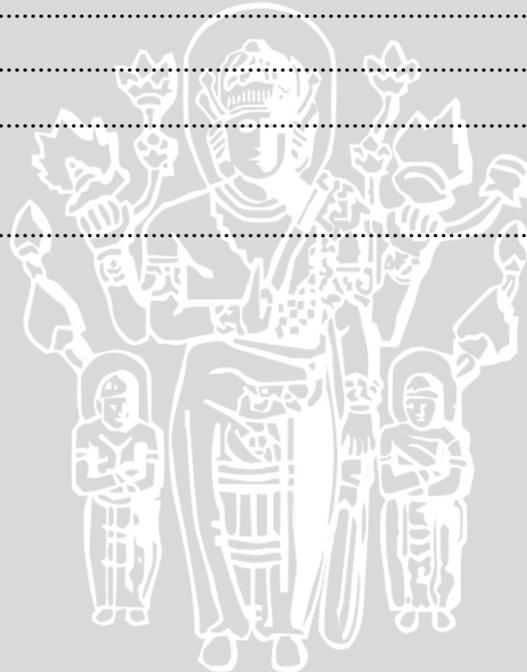
Malang, Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
RINGKASAN	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Penelitian Sebelumnya	5
2.2 <i>Crash Box</i>	5
2.3 Pola Deformasi	6
2.4 Penyerapan Energi pada Crash box	7
2.5 <i>Frontal Crash Test</i>	8
2.6 Teori Tegangan dan Regangan	9
2.6.1 Hubungan Tegangan dan Regangan	9
2.6.2 Hubungan Tegangan dan Regangan Plastis	13
2.7 Tekuk (Buckling)	14
2.8 Metode Elemen Hingga	17
2.9 <i>Software</i> Berbasis FEM	20
2.10 Hipotesis	21
BAB III METODE PENELITIAN	22
3.1 Metode Penelitian	22
3.2 Variabel Penelitian	22
3.3 Langkah Penelitian	23
3.4 Data Material dan Dimensi Spesimen	24

3.5 Meshing Pada Software.....	25
3.6 Pemodelan	26
3.7 Tempat dan Waktu Penelitian	27
3.8 Verifikasi Penelitian	27
3.9 Diagram Alir Penelitian	28
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	29
4.1 Verifikasi Velmurgan	29
4.2 Data Hasil Simulasi	30
4.3 Pola Deformasi <i>Additional Crash Box</i>	31
4.4 Penyerapan Energi	33
BAB V PENUTUP	40
5.1 Kesimpulan	40
5.2 Saran	40
DAFTAR PUSTAKA.....	viii



DAFTAR TABEL

No	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Variasi panjang dan diameter <i>additional crash box</i>	22
Tabel 3.2	<i>Material peroperties crash box</i>	25
Tabel 4.1	Data perbandingan variabel dan hasil eksperimental dengan simulasi.	29
Tabel 4.2	Data hasil simulasi	31
Tabel 4.3	Deformasi <i>Crash Box</i>	31
Tabel 4.4	Beban kritis <i>additional crash box</i>	35
Tabel 4.5	Momen inersia <i>additional crash box</i>	37
Tabel 4.6	Beban kritis <i>additional crash box</i> panjang 115 mm	38



DAFTAR GAMBAR

No	Judul	Halaman
Gambar 2.1	<i>Crash box</i>	6
Gambar 2.2	(a) Pola aksial; (b) Pola <i>buckling</i>	7
Gambar 2.3	Diagram beban-perpindahan	8
Gambar 2.4	<i>Frontal crash</i>	9
Gambar 2.5	Tegangan akibat gaya pada material	10
Gambar 2.6	Tegangan geser pada material	10
Gambar 2.7	Regangan akibat pembebanan	11
Gambar 2.8	Regangan geser pada elemen material	12
Gambar 2.9	Grafik hubungan tegangan dan regangan	12
Gambar 2.10	Kurva tegangan-regangan pemodelan material	14
Gambar 2.11	<i>Buckling</i> pada struktur kolom	15
Gambar 2.12	Teori dasar <i>buckling</i> pada <i>crash box</i>	15
Gambar 3.1	Pemodelan <i>Crash Box</i> (mm) : (A) <i>Main Crash Box</i> , (B) <i>Additional Crash Box</i> , (C) <i>Assembly</i>	25
Gambar 3.2	<i>Meshing</i>	26
Gambar 3.3	Bagian-bagian <i>Additional Crash Box</i>	27
Gambar 3.4	<i>Crash box</i> Velmurgan (mm)	28
Gambar 4.1	Perbandingan <i>crash box</i> (a) hasil eksperimen Velmurgan (b) hasil simulasi <i>software</i> FEM	29
Gambar 4.2	Grafik hubungan deformasi dan gaya reaksi	30
Gambar 4.3	Grafik hubungan perpindahan dan penyerapan energi	33
Gambar 4.4	Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi	34
Gambar 4.5	Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi pada diameter 25 mm, 50 mm dan 75 mm	34
Gambar 4.6	Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi serta beban kritis pada diameter 50 mm	36
Gambar 4.7	Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi	37
Gambar 4.8	Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi serta beban kritis pada panjang 115 mm	38
Gambar 4.9	Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi pada panjang 40 mm, 80 mm dan 115 mm	39

RINGKASAN

Agus Wahyu Prasertyo, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Juli 2015, Analisis Penyerapan Energi dan Pola Deformasi *Additional Crash Box* Dengan Variasi Panjang dan Diameter pada Uji *Frontal Crash*, Dosen Pembimbing : Moch. Agus Choiron dan Sofyan Arief Setyabudi.

Pada studi ini dilakukan observasi mengenai penambahan *additional crash box* pada *main crash box* yang diletakkan pada garis sumbu yang sama menggunakan simulasi komputer. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui besarnya penyerapan energi dan pola deformasi pada *additional crash box* dengan model *frontal crash* sehingga dapat meningkatkan kemampuan penyerapan energi yang lebih efektif dan efisien dari pada penelitian yang telah ada.

Pemodelan ini dilakukan menggunakan *software Finite Element Method*. *Main crash box* mempunyai panjang 115 mm dan diameter 97,34 mm. Variasi *additional crash box* yang digunakan adalah panjang sebesar 40 mm, 80 mm dan 115 mm dan diameter sebesar 25 mm, 50 mm dan 75 mm. Material yang digunakan adalah *AISI 1340 Steel*. Metode uji yang digunakan yaitu memberikan uji *frontal crash* pada kecepatan 7,67 m/s.

Dari grafik hasil pembahasan didapatkan penyerapan energi terbesar adalah *additional crash box* dengan panjang 115 mm dan diameter 75 mm yaitu sebesar 14,768 kJ. Peningkatan nilai panjang *additional crash box* mempengaruhi penurunan nilai kekakuan, dimana penurunan nilai kekakuan akan mempengaruhi peningkatan kemungkinan terjadi mekanisme folding, dengan peningkatan kemungkinan terjadi mekanisme folding akan mempengaruhi besarnya penurunan energi yang diserap. Peningkatan nilai diameter *additional crash box* mempengaruhi peningkatan nilai momen inersia, di mana peningkatan nilai momen inersia mempengaruhi peningkatan nilai beban kritis, peningkatan nilai beban kritis akan mempengaruhi besarnya kemungkinan terjadi deformasi aksial, di mana peningkatan kemungkinan terjadi deformasi aksial mempengaruhi peningkatan energi yang diserap.

Kata Kunci : Penyerapan Energi, Pola Deformasi, *Additional Crash Box*, *Frontal Crash*

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam perkembangan teknologi pada saat ini, manusia tidak bisa lepas dari alat transportasi untuk mobilisasi setiap hari guna memenuhi kebutuhan hidupnya. Alat transportasi yang digunakan manusia mempunyai beberapa macam berdasarkan kapasitas serta fungsi yang digunakan. Jenis kendaraan yang banyak digunakan oleh masyarakat saat ini berupa mobil. Mobil dinilai mempunyai kelebihan yang dapat menjadi pilihan utama karena jika dilihat dari fungsi dan fasilitas yang ditawarkan dibanding dengan harga mempunyai nilai lebih dibandingkan dengan sepeda motor.

Seiring berjalanya waktu semakin banyak jumlah kendaraan yang berada di jalan raya sebagai media mobilisasi manusia, akan tetapi tidak ditunjang dengan pengembangan jalan raya yang memadai. Tercatat pada data Korps Lalu Lintas Kepolisian Negara Republik Indonesia pada tahun 2013 populasi mobil mencapai 104,211 juta unit. Akibatnya kemungkinan terjadi kecelakaan lalu lintas semakin lama juga mengalami peningkatan yang disebabkan karena kondisi kendaraan dan juga faktor kelalaian. Untuk itu perlu di buat sebuah sistem keamanan pada kendaraan untuk meminimalisasi cedera pada penumpang akibat terjadi kecelakaan. Produsen kendaraan saat ini sedang membuat sistem keamanan yang lebih efektif untuk meredam efek kejut ketika terjadi kecelakaan.

Crash box merupakan salah satu sistem keamanan yang diletakan di antara bumper bagian depan dengan rangka mobil, hal ini dilakukan agar dapat menyerap energi akibat kecelakaan arah frontal. Perangkat ini merupakan sistem keamanan pasif (*passive safety system*) yang digunakan untuk mengurangi cedera pada penumpang saat terjadi kecelakaan arah frontal pada bagian vital seperti mesin. Energi impact yang terdapat pada saat kecelakaan diharapkan dapat terserap dengan diubah menjadi deformasi pada *crash box*. Penyerapan energi dilakukan agar mengurangi deformasi yang terjadi pada rangka kendaraan sehingga mengurangi resiko cedera pada penumpang di dalam kendaraan.

Velmurgan dan Muralikannan (2009) melakukan pengujian statistik dan dinamik sebagai penyerapan energi pada *crash box*. Penelitian yang dilakukan untuk melihat karakteristik penyerapan energi dari berbagai macam bentuk penampang di antaranya lingkaran (*circle*), persegi (*square*) dan persegi panjang (*rectangular*). Pada masing-masing *crash box* memiliki ketebalan, keliling dan tinggi yang sama pada saat penelitian. Hasil yang didapat pada penelitian tersebut menunjukkan bahwa *crash box* dengan bentuk penampang lingkaran (*circle*) memiliki penyerapan energi spesifik yang lebih tinggi dari bentuk penampang persegi (*square*) dan persegi panjang (*rectangular*). Sedangkan *crash box* yang memiliki penampang persegi (*square*) memiliki penyerapan energi spesifik yang lebih baik dari pada bentuk penampang persegi panjang (*rectangular*).

Najmi Yahya Talib (2013) meneliti efisiensi penyerapan energi pada *crash box* dengan melakukan pengujian statistik dan dinamik. Penelitian yang dilakukan dalam pengujian ini menggunakan variasi besar diameter dan panjang *crash box* dalam kemampuan penyerapan energi. *Crash box* yang di uji memiliki diameter $50 \text{ mm} \leq D \leq 150 \text{ mm}$ dan panjang $100 \text{ mm} \leq L \leq 300 \text{ mm}$. Hasil yang di dapat pada penelitian ini yaitu besarnya rasio diameter dan panjang ($D/L \leq 0.8225$), semakin besar rasio perbandingan diameter dan panjang maka semakin besar kemampuan penyerapan energi. Sedangkan *crash box* yang memiliki penyerapan energi, efisiensi perpindahan, efisiensi gaya tabrak dan deformasi yang maksimum adalah *crash box* yang memiliki ukuran diameter 97.34 mm dan panjang 115 mm.

Dari penelitian yang telah ada sebelumnya, terdapat grafik hubungan *displacement* dan *force reaction* dimana didapatkan maksimum *force reaction* (P_{\max}) dan *mean force reaction* (P_{mean}). Dari kedua data tersebut terdapat nilai kemampuan penyerapan energi/*energy absorption performance* (EAP) yang kecil. EAP didapatkan dari perbandingan dari P_{mean} dengan P_{\max} .

Penelitian lebih lanjut perlu dilakukan guna mendapatkan nilai kemampuan penyerapan energi yang maksimal serta nilai EAP yang lebih besar dengan menambahkan *additional crash box* pada *main crash box* seperti pada penelitian sebelumnya dengan spesifikasi diameter 115 mm, ketinggian 97,34 mm dan ketebalan 1,6 mm agar lebih efektif dan efisien. Pada penelitian ini akan menggunakan *additional crash box* dengan variasi panjang dan diameter agar

mendapatkan kemampuan penyerapan energi dan pola deformasi sehingga memiliki EAP yang lebih baik, efektif dan efisien agar dapat mendukung hasil penelitian yang telah dilakukan.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini berdasarkan latar belakang yang telah di sebutkan di atas adalah :

Seberapa besar pengaruh *additional crash box* dengan variasi diameter dan panjang terhadap kemampuan penyerapan energi impak dan perilaku deformasi yang terjadi pada saat *frontal crash*.

1.3 Batasan Masalah

Untuk mempersempit ruang lingkup yang dibahas maka perlu adanya batasan masalah yaitu sebagai berikut :

1. Material *crash box* menggunakan AISI 1340 Steel, annealed at 910°C dan diasumsikan isentropis.
2. Penelitian difokuskan pada kemampuan penyerapan energi dan perilaku deformasi pada *crash box*.
3. Pengujian yang dilakukan menggunakan sistem *frontal crash*.
4. *Impactor* diasumsikan *rigid body* sedangkan *crash box* diasumsikan *deformable body*.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh *additional crash box* dengan variasi diameter dan panjang agar memiliki kemampuan penyerapan energi dan perilaku deformasi yang efektif pada pengujian *frontal crash*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah :

1. Untuk penelitian selanjutnya dapat dilakukan pengujian dengan jumlah *additional crash box* lebih dari satu.

2. Dilakukan penelitian dengan menggunakan material *additional crash box* yang berbeda jenis materialnya.



BAB II PENDAHULUAN

2.1. Penelitian Sebelumnya

Velmurgan dan Muralikannan (2009) meneliti karakteristik penyerapan energi dan perilaku deformasi pada *crash box* dengan melakukan uji statik dan dinamik. Variasi yang diambil adalah bentuk penampang *crash box* yaitu lingkaran (*circle*), persegi (*square*) dan persegi panjang (*rectangular*). Pemodelan yang dilakukan dengan menggunakan tinggi, tebal dan keliling yang sama. Dari hasil penelitian yang telah dilakukan menunjukkan bahwa penyerapan energi spesifik pada penampang lingkaran (*circle*) lebih tinggi dari penampang persegi (*square*) dan persegi panjang (*rectangular*) sedangkan penampang persegi (*square*) lebih tinggi dari pada persegi panjang (*rectangular*).

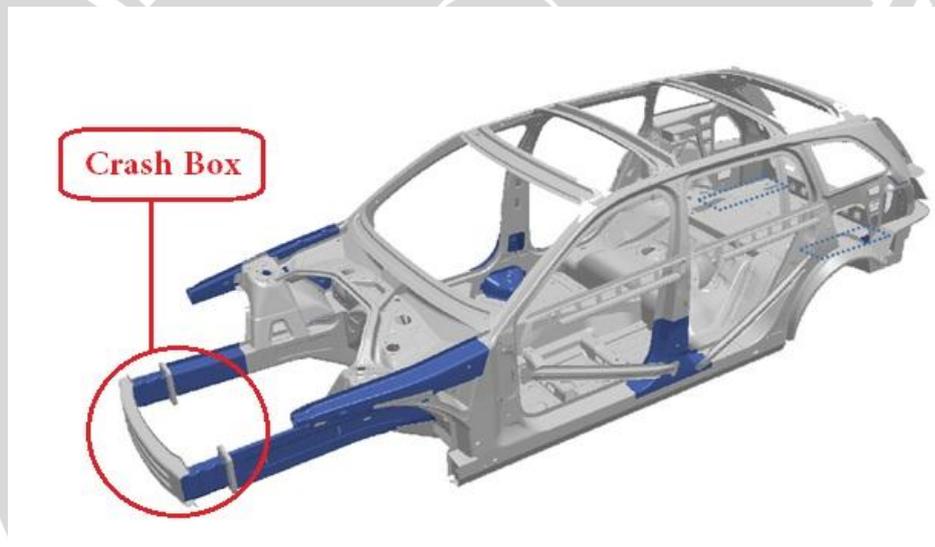
Najmi Yahya Thalib (2013) melakukan penelitian tentang penyerapan energi dan perilaku deformasi pada *crash box*. Variasi yang diambil adalah panjang (L) dan diameter (D) *crash box*. Pemodelan dilakukan menggunakan pembebanan dan tebal *crash box* yang sama. Dari hasil penelitian yang dilakukan didapatkan rasio efektif perbandingan diameter dan panjang (D/L) *crash box* sama atau lebih kecil dari 0.8225. Semakin bertambahnya rasio membuat deformasi plastis dan penyerapan energi meningkat, akan tetapi membuat efisiensi gaya tabrak menurun. Penelitian yang dilakukan mendapatkan hasil bahwa variasi yang mempunyai penyerapan energi, efisiensi gaya tabrak dan deformasi yang baik dimiliki oleh *crash box* dengan dimensi D dan L adalah 97.34 mm dan 115 mm.

2.2. *Crash box*

Crash box adalah sebuah perangkat pada mobil yang dipasang di antara *bumper* dan *frame* yang mana mempunyai fungsi penting sebagai bagian kendaraan sebagai penyerapan energi tabrak. *Crash box* diharapkan dapat mengurangi energi tabrak dengan peredaman menggunakan perangkat lain yang dipasang pada kendaraan sehingga kerusakan pada kabin utama dapat diminimalisir dan membuat penumpang aman.

Energi yang diterima oleh *crash box* saat terjadi tabrakan diserap melalui deformasi plastis pada *crash box* itu sendiri, *crash box* menyerap energi tabrak dan mengurangi gaya tabrak dimana seluruh energi tabrak didistribusikan secara merata dan besar gayanya tidak melebihi nilai yang diizinkan agar struktur yang lain terlindung dari kerusakan yang parah. Agar *crash box* dapat melindungi struktur dengan baik maka desain *crash box* harus mengikuti kriteria sebagai berikut :

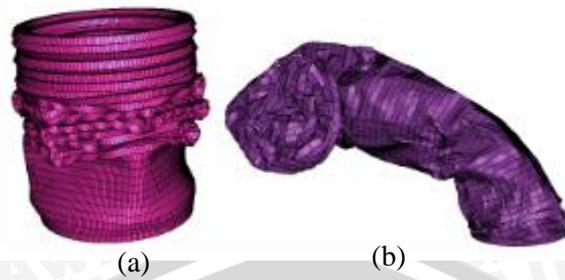
- Energi tabrak akibat tabrakan sebanyak mungkin harus dapat didistribusikan menjadi deformasi *irreversible* atau energi tabraknya diubah menjadi deformasi plastis.
- *Crash box* adalah peralatan sekali pakai sehingga harus mudah diproduksi dan biayanya rendah serta mudah pemasangan dan pelepasannya.



Gambar 2.1 *Crash box*
Sumber : Hilfrich dan Seidner. 2008: 14

2.3. Pola Deformasi

Pola deformasi pada *crash box* akibat beban tabrak terdapat kombinasi dua pola yaitu pola aksial dan pola *buckling*. Pola aksial adalah pola deformasi dimana *crash box* terdeformasi sepanjang sumbunya membentuk pola tekukan-tekukan progresif pada dinding *crash box*. Sedang pola *buckling* adalah pola deformasi dimana *crash box* membentuk tekukan masif pada struktur *crash box* (Pled, et al. 2007: 4).

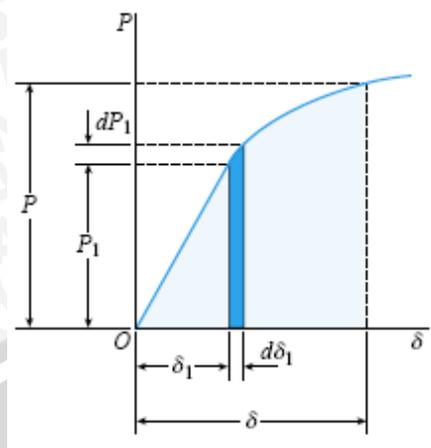


Gambar 2.2 (a) Pola aksial; (b) Pola *buckling*
Sumber : Pled, et. al. 2007: 4

Pada saat *crash box* diberikan uji tabrak pola yang terjadi adalah pola aksial agar energi yang diserap oleh *crash box* semakin besar. Han dan Park (1999) meneliti tentang pola deformasi struktur ber dinding tipis yang diberikan uji tabrak dengan kemiringan tertentu menunjukkan bahwa pola deformasi *buckling* terjadi pada *crash box* bila sudut kemiringan beban impak lebih dari 8° dan penyerapan energi *crash box* yang mengalami pola *buckling* berkurang 40 % dari *crash box* dengan pola deformasi aksial.

2.4. Penyerapan Energi pada *Crash box*

Crash box menyerap energi tabrak menjadi deformasi plastis pada saat terjadi tabrakan. Konversi energi terjadi pada *crash box* saat ditumbuk *impactor* dari energi kinetik menjadi energi regangan (*strain energy*) dengan mengabaikan perubahan energi ke bentuk lain. Fenomena tersebut biasanya ditampilkan dalam bentuk diagram beban-perpindahan (*load-displacement diagrams*). Penyerapan energi pada *crash box* dalam rentang deformasi tertentu dinyatakan sebagai luas daerah dibawah kurva beban-perpindahan.



Gambar 2.3: Diagram beban-perpindahan
Sumber: Gere, 2004: 116

$$W = U = \int_0^{\delta} P(\delta) d\delta \quad (2-1)$$

Dengan :

U = Energi regangan (J)

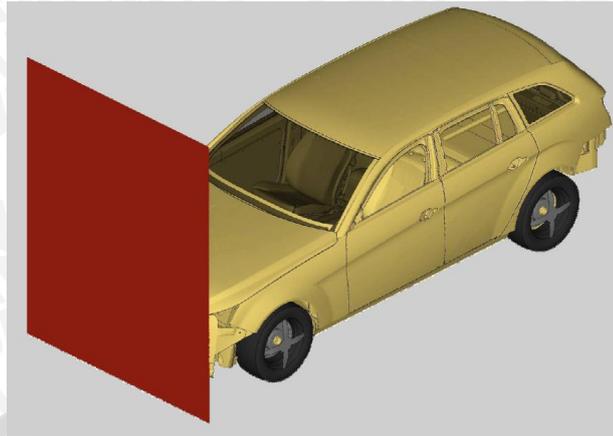
W = Usaha (J)

P = Beban (N)

δ = Perpindahan (m)

2.5. Frontal Crash Test

Frontal crash test merupakan pengujian destruktif pada kendaraan. Berdasarkan *Crash safety with high strength steels* pada *International Automotive Congress 2008* terdapat beberapa pengujian *frontal crash* salah satunya adalah tipe US-NCAP. Dalam kongres ini menyebutkan bahwa pengujian *frontal crash* dilakukan dengan menabrak 100% body mobil dengan sudut tabrak sebesar 0° dan kecepatan 56 km/jam. Standart tersebut dapat diambil sebagai dasaran pada penelitian ini.



Gambar 2.4: *Frontal crash*

Sumber: Hilfrich dan Seidner, 2008: 9

2.6. Teori Tegangan Regangan

Analisis tegangan mempunyai prinsip yang sama dengan perilaku benda saat mengalami pembebanan atau disebut juga mekanika bahan. Tujuan dari analisis tegangan adalah untuk menentukan tegangan dan regangan internal, deformasi dan defleksi pada sebuah material serta untuk memperoleh solusi dari permasalahan dinamika struktur. Beberapa prinsip dari analisis tegangan antara lain:

- Kesetimbangan gaya dan momen

Dalam analisis tegangan persamaan yang berlaku yaitu :

$$\sum F = 0 ; \sum M = 0 \quad (2-2)$$

- Kompatibilitas perpindahan (*strain-displacement relation*)

Perpindahan suatu struktur kontinyu dari sebuah bagian akibat deformasi mempunyai hubungan antara satu bagian dengan bagian lainnya.

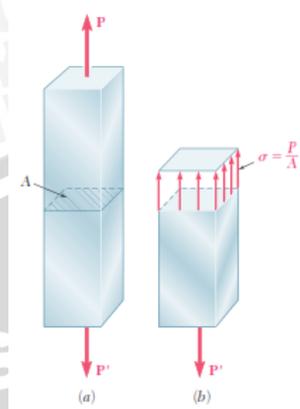
- Hubungan konstitusif (*stress-strain-displacement*)

Tegangan, regangan dan perpindahan mempunyai hubungan dimana perlu memperhitungkan kondisi batas yaitu gaya dan perpindahan dari komponen.

2.6.1 Hubungan Tegangan dan Regangan

Tegangan didefinisikan sebagai gaya per satuan luas. Tegangan dibagi menjadi dua yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Tegangan normal

disebabkan oleh gaya yang bekerja secara tegak lurus luas permukaan benda. Tegangan normal dapat diilustrasikan seperti pada gambar 2.5.



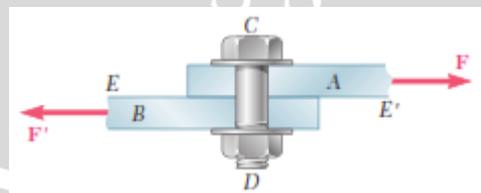
Gambar 2.5: Tegangan akibat gaya pada material
 Sumber: Beer, 2012: 5

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-3)$$

Dengan :

- σ = Tegangan normal (N/m^2)
- F = Gaya normal (N)
- A = Luas permukaan dimana gaya bekerja (m^2)

Sedangkan tegangan geser disebabkan oleh gaya geser yang bekerja sejajar dengan luas permukaan benda. Tegangan geser dapat diilustrasikan seperti pada gambar 2.6.



Gambar 2.6: Tegangan geser pada material
 Sumber: Beer, 2012: 10

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (2-4)$$

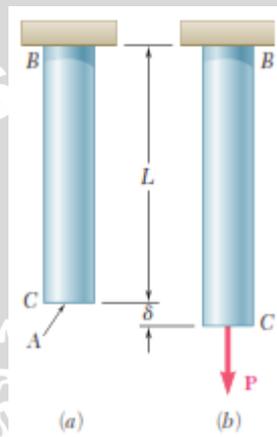
Dengan :

- τ = Tegangan geser (N/m^2)

F_s = Gaya geser (N)

A = Luas permukaan benda dimana gaya bekerja (m^2)

Ketika sebuah benda diberi gaya maka akan terjadi tegangan pada elemen-elemen benda tersebut. Tegangan pada benda akan menimbulkan regangan. Regangan didefinisikan sebagai perbandingan antara perubahan panjang dengan panjang awal suatu benda.



Gambar 2.7: Regangan akibat pembebanan

Sumber: Beer, 2012: 66

Regangan dapat digolongkan menjadi dua, yaitu regangan normal dan regangan geser. Regangan normal adalah perubahan panjang dari sebuah benda yang sejajar dengan arah gaya baik secara positif maupun negatif.

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2-5)$$

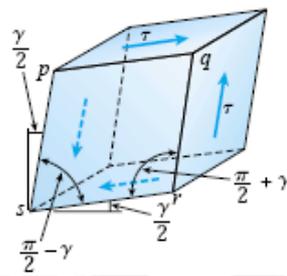
Dengan :

ε = Regangan normal

δ = Perubahan panjang (m)

L_0 = Panjang awal (m)

Sedangkan regangan geser adalah perubahan sudut antara dua permukaan tegak lurus dari elemen diferensial benda.



Gambar 2.8 Regangan geser pada elemen material
 Sumber: Gere, 2004: 32

$$\gamma = \frac{S_s}{S_0} \tag{2-6}$$

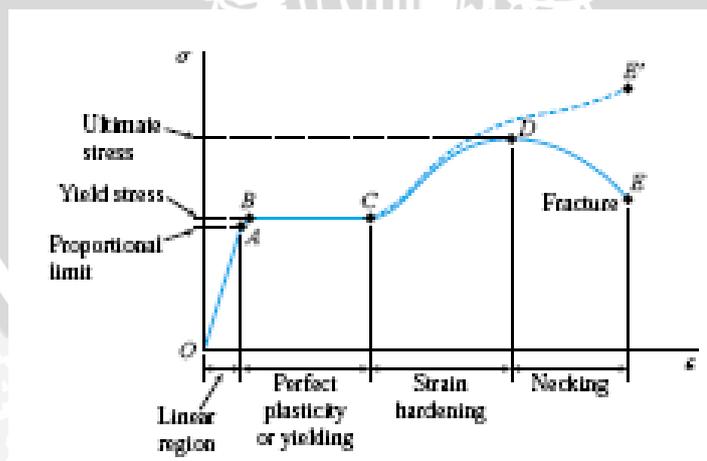
Dengan :

γ = Regangan geser

S_s = Perubahan sudut (°)

S_0 = Sudut awal (°)

Modulus Elastisitas (E) atau Modulus Young adalah perbandingan atau rasio antara tegangan normal dan regangan normal. Modulus ini berlaku pada garis lurus sebelum batas proporsional atau daerah elastis. Rasio antara tegangan geser dengan regangan geser disebut Modulus Geser (G). Hubungan antara tegangan dan regangan ditampilkan dalam kurva tegangan dan regangan seperti pada gambar 2.9.



Gambar 2.9: Grafik hubungan tegangan dan regangan
 Sumber: Gere, 2004 : 15

Rumusan untuk Modulus Elastisitas dan Modulus Geser :



$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2-7)$$

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (2-8)$$

Material yang mengalami pembebanan secara aksial akan mengalami regangan searah maupun tegak lurus arah pembebanan. Konstanta yang menyatakan hubungan regangan tegak lurus arah pembebanan (*lateral*) ini dengan regangan aksial disebut rasio Poisson (*Poisson's ratio*).

$$\nu = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} \quad (2-9)$$

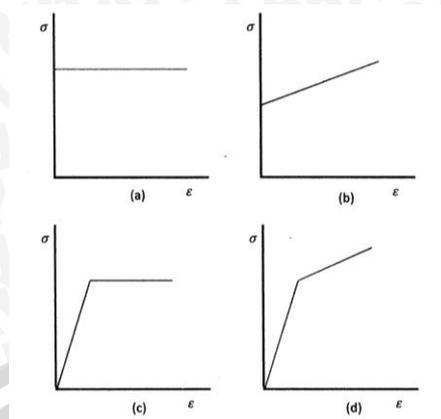
Sehingga dapat diperoleh hubungan antara Modulus Elastisitas, Modulus Geser, dan *Poisson's Ratio* :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2-10)$$

2.6.2 Hubungan Tegangan dan Regangan Plastis

Material yang mengalami deformasi plastis mengalami perubahan bentuk secara permanen (*irreversible*) dan hukum Hooke tidak berlaku pada kondisi ini. Salah satu karakteristik dari deformasi plastis adalah mempunyai sifat tidak mampu tekan (*incompressible*) sehingga pada deformasi plastis dapat diasumsikan volume material adalah konstan.

Hubungan tegangan dan regangan diperlukan untuk menyelesaikan permasalahan deformasi sehingga perlu adanya idealisasi (pemodelan). Idealisasi dari permasalahan plastisitas dapat dijelaskan dalam gambar (2.10) berikut.



Gambar 2.10: Kurva tegangan-regangan pemodelan material
Sumber: Chung, 1988: 48

a. Rigid perfectly plastic

Permodelan dimana material tidak mengalami deformasi elastis terlebih dahulu melainkan langsung mengalami deformasi plastis saat diberi pembebanan sampai batas tertentu. Deformasi akan terus terjadi jika pembebanan terus dilakukan walaupun besar pembebanan tidak ditambahkan.

b. Rigid linear strain hardening

Permodelan dimana material tidak mengalami deformasi elastis sehingga hanya mengalami deformasi plastis. Deformasi plastis akan terus bertambah seiring dengan penambahan pembebanan secara linier.

c. Elastic perfectly plastic.

Permodelan dimana material mengalami deformasi elastis dilanjutkan dengan deformasi plastis. Deformasi plastis yang terjadi tidak dipengaruhi oleh penambahan pembebanan.

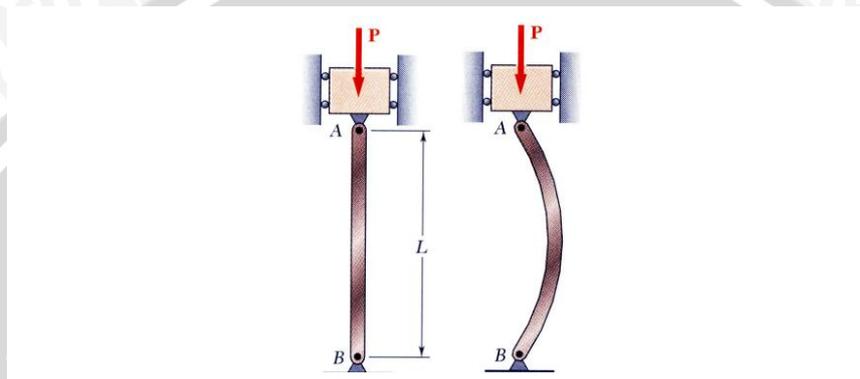
d. Elastic linear strain hardening

Permodelan dimana material mengalami deformasi elastis dilanjutkan dengan deformasi plastis. Penambahan pembebanan akan menimbulkan peningkatan deformasi pada material.

2.7 Tekuk (*Buckling*)

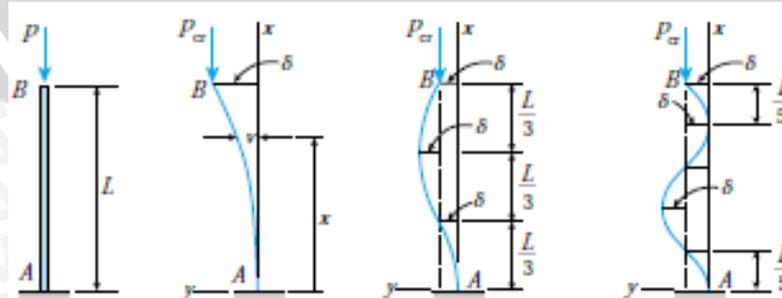
Buckling merupakan suatu jenis dari kegagalan struktur yang terjadi pada struktur kolom atau struktur berbentuk tiang, hal ini terjadi akibat pembebanan

secara aksial pada struktur tersebut, jika suatu tiang yang tipis diberi tekanan maka tiang tersebut akan membengkok dan terdefleksi secara lateral sehingga dapat dikatakan struktur tersebut mengalami *buckling*. Dengan bertambahnya beban aksial pada struktur kolom maka defleksi lateral juga akan bertambah dan pada akhirnya kolom akan benar-benar terdeformasi plastis. Ilustrasi *buckling* dapat dilihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 *Buckling* pada struktur kolom
 Sumber : Beer, 2006: 635

Crash box merupakan salah satu jenis komponen yang berfungsi untuk menyerap energi kinetik akibat tabrakan dimana energi tersebut diubah kebentuk lain yaitu deformasi plastis pada struktur dengan bentuk tekukan –tekukan yang disebut *buckling*, sehingga dengan adanya *buckling* pada *crash box* tersebut energi kinetik akibat tabrakan yang diterima oleh kendaraan tidak langsung tersalur ke rangka utama yang akan menyebabkan kerusakan parah dan cedera pada penumpang.



Gambar 2.12 Teori dasar *buckling* pada *crash box*
 Sumber : Gere, 2003 : 765

Perilaku struktur kolom yang ideal ketika diberi beban secara aksial ada tiga yaitu :

- Jika $P < P_{cr}$, maka struktur kolom dalam keadaan stabil dan setimbang dengan posisi tegak lurus.
- Jika $P = P_{cr}$, maka struktur kolom berada dalam kondisi netral ekuilibrium baik dalam posisi tegak atau sedikit membengkok.
- Jika $P > P_{cr}$, maka struktur kolom berada dalam kondisi ekuilibrium yang tidak stabil pada keadaan tegak dan karena itu terjadi *buckling*.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-11)$$

Dengan :

P_{cr} = Beban kritis (N)

E = Modulus Elastisitas (Pa)

I = Momen inersia penampang (m^4)

L = Panjang kolom (m)

Momen inersia penampang yang digunakan adalah momen inersia penampang lingkaran yang ditunjukkan oleh persamaan (2-12) :

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (2-12)$$

Dengan :

D = Diameter penampang kolom (m)

I = Momen inersia penampang (m^4)

Pada rumus (2-12) dapat diketahui bahwa besar diameter kolom (D) berbanding lurus dengan besar momen inersia luas penampang (I), sehingga dapat disimpulkan jika luas penampang semakin besar maka momen inersia penampang juga semakin besar hal ini disebabkan karena besarnya diameter berbanding lurus dengan besar luas penampang.

Bentuk dan jumlah tekukan pada *buckling* berdasarkan pada persamaan tekuk :

$$\cos kL = 0 \quad (2-13)$$

Dengan persamaan kurva defleksi pada kolom yang tertekuk :

$$v = \delta(1 - \cos kx) \quad (2-14)$$

Persamaan (2-13) dapat dipenuhi apabila :

$$kL = \frac{n\pi}{2} \quad (2-15)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

Sehingga rumus yang sesuai untuk beban kritis :

$$P_{cr} = \frac{n^2 \pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-16)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

Selain itu diperoleh rumus kurva defleksi bentuk ragam tekukan :

$$v = \delta \left(1 - \cos \frac{n\pi x}{2L} \right) \quad (2-17)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

2.8. Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan suatu prosedur numerik dengan konsep dasar adalah pembagian menjadi bagian-bagian kecil (diskretisasi) yang berhingga dan memiliki bentuk geometri yang lebih sederhana dari kontinumnya. Analisa metode elemen hingga dilakukan untuk mendapatkan suatu nilai pendekatan (bukan eksak) berdasarkan asumsi perpindahan atau asumsi tegangan atau dapat juga berdasarkan kombinasi ke duanya.

1. Diskretisasi dan pemilihan elemen

Diskretisasi adalah proses membagi suatu struktur menjadi elemen-elemen lebih kecil yang berhingga dan memiliki geometri yang lebih sederhana. Elemen-elemen ini berhubungan pada titik-titik simpul (*node*) dan membentuk rangkaian mendekati bentuk struktur sebenarnya. Sehingga geometri struktur yang kompleks dapat disederhanakan dengan diskretisasi untuk mempermudah proses analisa.

Pemilihan jenis elemen tergantung pada karakteristik rangkaian kesatuan dan idealisasi. Idealisasi struktur satu dimensi menggunakan elemen garis, pada dua dimensi dapat menggunakan elemen segitiga, segiempat maupun kuadrilateral, sedangkan struktur tiga dimensi dapat menggunakan elemen heksahedron.

2. Memilih fungsi pendekatan

Variasi perpindahan pada suatu elemen didekati dengan fungsi interpolasi yang didasarkan pada harga simpul yang mengitari. Fungsi yang umum digunakan adalah polinomial. Pendekatan dengan fungsi interpolasi ini disebabkan sulitnya mencari jawaban, sehingga dipilih suatu bentuk jawaban yaitu distribusi perpindahan yang merupakan besaran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi yang harus memenuhi hukum, prinsip dan syarat batas yang menjadi sifat persoalan.

3. Menurunkan persamaan matrik kekakuan

Prinsip usaha virtual menghasilkan persamaan matrik kekakuan elemen, yang dinyatakan dengan rumus:

$$[k] = \int [B]^T [C] [B] dV \quad (2-18)$$

Dengan:

$[k]$ = matrik kekakuan elemen

$[B]$ = matrik konstitutif hubungan regangan-perpindahan

$[C]$ = matrik konstitutif hubungan tegangan-regangan

V = volume

4. Menghitung matrik beban total

Beban yang bekerja didefinisikan menjadi tiga macam dan dapat dijumlahkan sehingga beban total adalah:

$$F = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T \quad (2-19)$$

Dengan:

Q_{NF} = beban pada konsentrasi node

Q_{BF} = beban akibat beban sendiri (*body force*)

Q_T = beban traksi (*surface traction*)

5. Merakit elemen menjadi struktur

Perakitan persamaan elemen dibawa ke bentuk persamaan global. Prosesnya harus memenuhi sifat konvergen dan sifat sinambung, yaitu titik-titik yang semula bersebelahan harus tetap bersebelahan setelah elemen dikenai beban. Bentuk persamaan global elemen:

$$\{R\} = [K]\{q\} \quad (2-20)$$

Dengan:

$[K]$ = matrik sifat/kekakuan elemen

$\{q\}$ = vektor perpindahan *node*

$\{R\}$ = vektor beban total

Setelah matrik kekakuan global diperoleh dan syarat-syarat batasnya dimasukkan maka perpindahan simpul (q) dapat dicari. Suatu syarat batas memberikan informasi bagaimana struktur ditopang dalam ruang, dengan memasukkan nilai perpindahan yang telah ditetapkan sesuai kondisi pada struktur.

6. Mendapatkan perpindahan global

Persamaan global yang mendapatkan syarat batas merupakan sekumpulan persamaan linier yang dapat diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer, yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

$$\begin{aligned} k_{1,1} q_1 + k_{1,2} q_2 + \dots + k_{1,n} q_n &= R_1 \\ k_{2,1} q_1 + k_{2,2} q_2 + \dots + k_{2,n} q_n &= R_2 \\ \dots & \\ k_{n,1} q_1 + k_{n,2} q_2 + \dots + k_{n,n} q_n &= R_n \end{aligned} \quad (2-21)$$

Persamaan diatas akan diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

7. Mendapatkan besaran sekunder dan interpretasi hasil

Dari besaran pertamanya yang berupa perpindahan, dapat dicari besaran sekunder yang berupa tegangan atau regangan, dengan menggunakan hubungan antar keduanya. Hubungan tegangan-regangan pada kondisi 3D dapat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2-22)$$

Hubungan tegangan-regangan:

$$\{\sigma\} = [C]\{\epsilon\} \quad (2-23)$$

Hubungan regangan-perpindahan:

$$\{\epsilon\} = [B]\{d\} \quad (2-24)$$

Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai:

$$\{\sigma\} = [C][B]\{d\} \quad (2-25)$$

Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan ditampilkan di sepanjang struktur untuk dianalisa sesuai dengan rumusan masalah.

2.9. Software Berbasis Metode Elemen Hingga

Software yang berbasis metode elemen hingga ini mempunyai kelebihan yaitu kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja dengan elemen lebih banyak dan menghasilkan output dengan ketelitian tinggi. *Software* berbasis metode elemen hingga dapat digunakan untuk menganalisis antara lain: struktural, termal, magnetis, dan fluida.

Secara umum langkah-langkah analisis dengan menggunakan *software* berbasis metode elemen dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. *Preprocessing* (proses awal)

Tahap-tahap penting dalam *preprocessing* :

- Pemodelan geometri: dilakukan proses modeling geometri baik 1D, 2D maupun 3D.
- Pemilihan tipe elemen: digunakan untuk mendiskritisasikan model
- *Material properties*: input data material yang digunakan.
- *Meshing*: pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil/elemen diskrit.

2. *Solution* (proses solusi)

Tahap-tahap penting dalam *solution*:

- Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*analysis type*).
- Memasukkan kondisi batas (*constrain*).
- Menerapkan pembebanan.
- Penyelesaian (*solving*).

3. *General postprocessing* (proses pembacaan hasil)

- *Plot result*

Dengan menggunakan *contour plot* akan tampak distribusi tegangan atau variabel lain pada model sehingga mudah dalam menginterpretasikan informasi yang disajikan. Di sini model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan besarnya tegangan yang terjadi.

- *List result*

Hasil analisis dalam bentuk *list result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detil mengenai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada tiap node maupun elemennya.

- *Animation*

Hasil analisa yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk simulasi (animasi).

2.10. Hipotesa

Semakin besar diameter *additional crash box* maka luasan inersia, membuat beban kritis semakin besar, sehingga penyerapan energi semakin besar. Sedangkan semakin panjang *additional crash box* maka beban kritis akan semakin kecil, sehingga penyerapan energi semakin kecil pula.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah menggunakan pengujian eksperimental semu dengan simulasi komputer memakai *software* berbasis metode elemen hingga. Tambahan informasi sebagai studi literatur yang mendukung penelitian didapatkan dari buku pustaka, jurnal ilmiah dan internet. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan data-data berupa energi dan perilaku deformasi pada *additional crash box*.

3.2 Variabel Penelitian

1. Variabel Bebas

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya sudah ditentukan sebelum melakukan penelitian dan tidak dipengaruhi oleh variabel yang lain. Variabel bebas dalam pengujian ini adalah diameter dan panjang *additional crash box* yang di tunjukan pada tabel berikut ini :

Tabel 3.1 Variasi panjang dan diameter *additional crash box*

No	<i>Crash Box</i>	<i>L (mm)</i>	<i>D (mm)</i>
1	<i>Crash Box 1</i>	40	25
2	<i>Crash Box 2</i>	40	50
3	<i>Crash Box 3</i>	40	80
4	<i>Crash Box 4</i>	80	25
5	<i>Crash Box 5</i>	80	50
6	<i>Crash Box 6</i>	80	80
7	<i>Crash Box 7</i>	115	25
8	<i>Crash Box 8</i>	115	50
9	<i>Crash Box 9</i>	115	80

2. Variabel Terikat

Variabel terikat adalah variabel yang besarnya dipengaruhi oleh variabel bebas dan variabel terkontrol dimana nilainya dapat diperoleh setelah melakukan pengujian. Variabel terikat pada penelitian adalah energi yang diserap dan pola deformasi yang terjadi pada *crash box* akibat uji *frontal crash*.

3. Variabel Terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang besarnya telah ditentukan dan nilainya selalu sama pada setiap pengujian selama penelitian. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah :

- a. *Main crash box* yang digunakan mempunyai diameter (D) 97.34 mm, panjang (L) 115 mm dan ketebalan (t) 1.6 mm.
- b. Kecepatan *impactor* 7.67 m/s.
- c. Massa *impactor* 103 kg.
- d. Material *crash box* yang digunakan adalah AISI 1340 Steel, annealed at 910°C.
- e. Hasil penyerapan energi dan pola deformasi diukur pada deformasi 92,04 mm.

3.3 Langkah Penelitian

1. Studi Literatur

Studi literatur merupakan langkah pemahaman dasar teori terhadap penelitian yang sedang berlangsung. Pada penelitian ini studi literatur didapatkan dari penelitian sebelumnya baik berupa buku maupun jurnal ilmiah.

2. Verifikasi

Verifikasi merupakan proses untuk membandingkan hasil simulasi terhadap penelitian yang sudah ada. Verifikasi dilakukan dengan hasil penelitian eksperimen yang dilakukan oleh Velmurgan pada tahun 2009.

3. Pemodelan

Pemodelan merupakan proses untuk menentukan parameter yang harus dimasukkan dalam proses simulasi. Adapun parameter yang harus

dimasukan pada penelitian ini adalah geometri, beban, material, tumpuan, dan diskritisasi.

4. Simulasi

Simulasi merupakan proses perhitungan untuk mendapatkan hasil. Adapun proses perhitungan yang digunakan berdasarkan atas perhitungan numerik.

5. Pengambilan Data

Data yang diambil pada penelitian ini ada 3 yaitu hubungan waktu dan perpindahan, hubungan waktu dan gaya reaksi dan pola deformasi. Data pada penelitian dapat diambil menggunakan format .xls untuk memudahkan pengolahan data.

6. Pengolahan Data

Dari data di atas, karena ada persamaan fungsi waktu, sehingga dapat dibuat grafik hubungan deformasi dan gaya reaksi. Penyerapan energi dapat dihitung menggunakan luasan di bawah kurva dari grafik hubungan deformasi dan gaya reaksi. Adapun cara menghitung adalah dengan mengambil gambar grafik, selanjutnya memasukan ke dalam *software* CAD, pada *software* CAD skala gambar disesuaikan dengan skala grafik, selanjutnya *replot* grafik beserta garis sumbu deformasi dan didapatkan luasan di bawah kurva.

7. Hasil dan Pembahasan

Hasil dan pembahasan digunakan untuk mendapatkan gambaran umum setelah dilakukan penelitian terhadap dasar teori yang telah dipelajari sebelumnya.

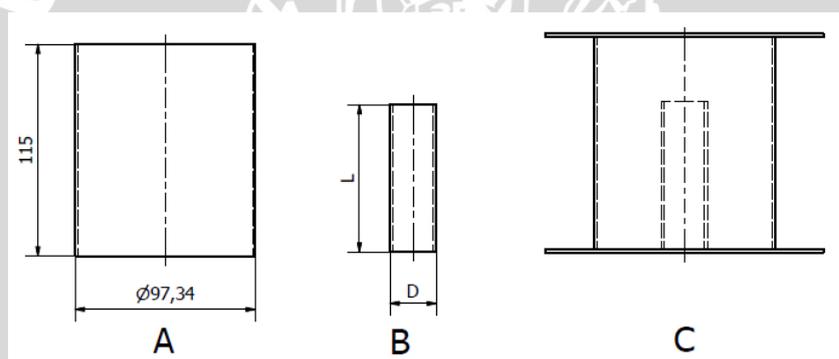
3.4 Data Material dan Dimensi Spesimen

Material *crash box* yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan penelitian sebelumnya (Velmorgan : 2009) yaitu AISI 1340 *Steel, annealed at 910°C* dengan kandungan karbon antara 0.380 – 0.340 % dengan *material properties* sebagai berikut.

Tabel 3.2 *Material peroperties crash box*

AISI 1340 Steel, anealed at 910°C	
Density (kg/m^3)	7870
Poission's Ratio	0.29
Modulus Elastisitas (GPa)	205
Yield Strength (MPa)	266.94
Shear Modulus (GPa)	76
Tangent Modulus (GPa)	2.67

Sebagai pemodelan pada penelitian ini menggunakan *main crash box* berpenampang lingkaran dengan panjang 115 mm, diameter 97.34 mm dan tebal 1.6 mm dengan tambahan *additional crash box* yang di letakan di tengah dengan garis sumbu yang sama seperti pada gambar berikut :



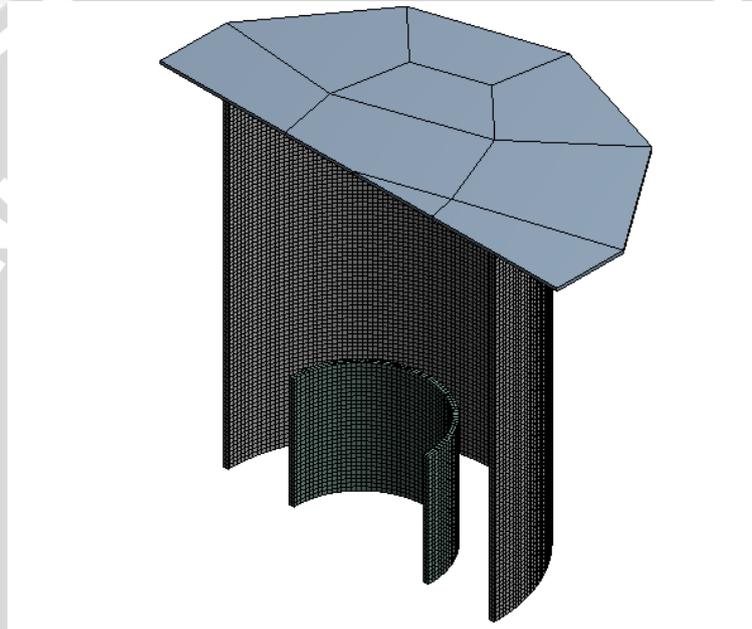
Gambar 3.1 Pemodelan *Crash Box* (mm) : (A) *Main Crash Box*, (B) *Additional Crash Box*, (C) *Assembly*

3.5 Meshing Pada *Software*

Meshing adalah proses membagi objek yang semula adalah elemen tak hingga (*infinite*) menjadi elemen-elemen tertentu dengan jumlah yang berhingga (*finite*). Semakin kecil elemen yang dibentuk akan diperoleh hasil analisis yang semakin akurat namun beban komputer semakin berat karena banyaknya persamaan yang harus diselesaikan.

Proses *meshing* pada *software* berbasis metode elemen hingga dapat dilakukan secara manual atau otomatis. *Meshing* secara manual adalah dengan mendiskritisasikan elemen yang akan terbentuk dengan input tipe, ukuran dan

jumlah elemen sesuai yang diinginkan. Sedangkan *meshing* secara otomatis dengan memilih tipe elemen untuk ukuran dan jumlah elemen yang ditentukan secara otomatis oleh *software*. Dalam hal ini *software* berbasis metode elemen hingga akan menentukan sendiri secara otomatis berdasarkan permodelan benda kerja dan spesifikasi komputer yang dipakai. Dalam penelitian ini digunakan *meshing* secara otomatis dengan jenis elemen *explicit* dan tipe elemen tetrahedral. Hasil *meshing* pada *software* dapat dilihat pada gambar berikut.

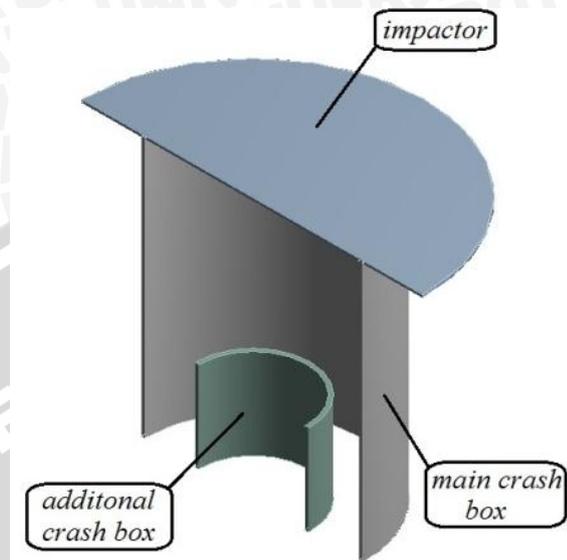


Gambar 3.2 *Meshing*

3.6 Pemodelan

Pemodelan yang dilakukan menggunakan metode pengujian *frontal crash*, dimana tidak ada jarak antara *crash box* dengan *impactor* yang diberikan kecepatan. Pada pengujian ini *impactor* diasumsikan *rigid body* sedangkan *crash box* diasumsikan *elastic body*. Di bagian bawah terdapat tumpuan berupa *fix support* dimana pada tumpuan ditahan pada arah X, Y dan Z serta menahan momen arah X, Y dan Z. *Impactor* mempunyai kecepatan sebesar 7.67 m/s kearah sumbu Y negatif. Dalam pengujian ini menambahkan *additional crash box* yang diletakan pada bagian dalam *main crash box* dengan variasi berupa diameter dan panjang. *Main crash box* dan *additional crash box* mempunyai garis sumbu yang sama. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui besar energi yang dapat

diterima serta perilaku deformasi. Sebagai ilustrasi pengujian ini dapat di lihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Bagian-bagian *Additional Crash Box*

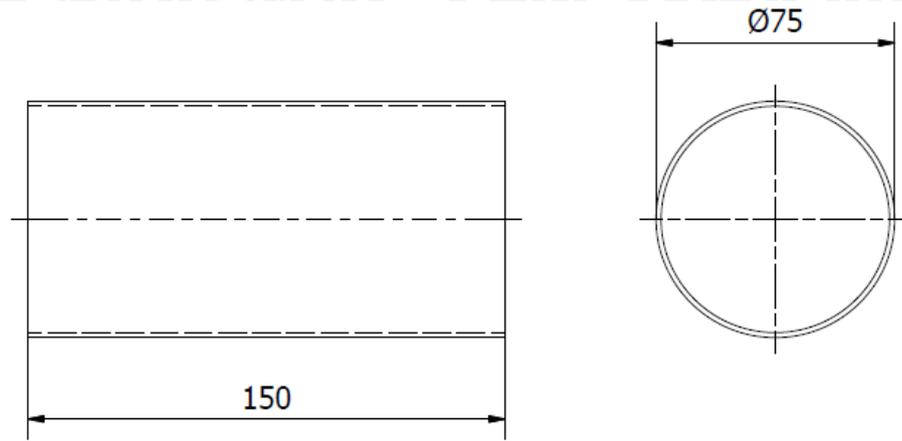
3.7 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian ini dilakukan di Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem Teknik Mesin Universitas Brawijaya dengan spesifikasi komputer i7 dengan RAM 16 GB. Waktu penelitian dimulai pada bulan April hingga Agustus 2015.

3.8 Verifikasi Penelitian

Sebagai verifikasi *crash box* diambil dari penelitian sebelumnya sebagai pembanding dengan spesifikasi :

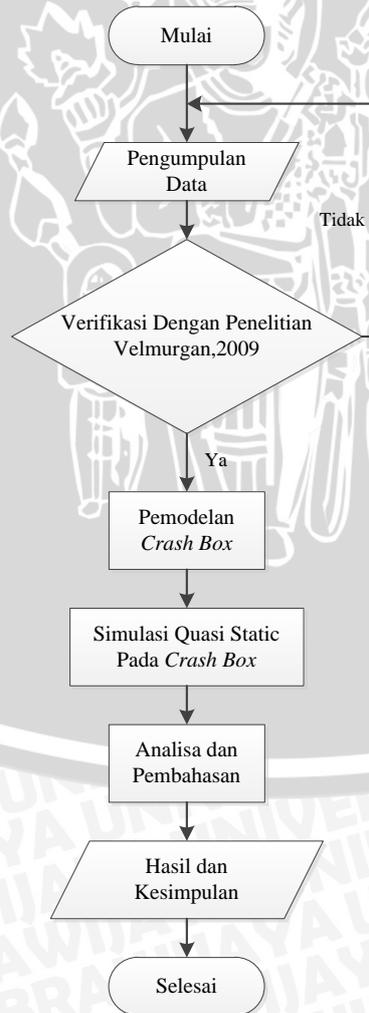
Diameter	: 75 mm
Panjang	: 150 mm
Tebal	: 1.6 mm
Material	: AISI 1340 <i>Steel, annealed at 910^oC</i>



Gambar 3.4 *Crash box* Velmurgan (mm)

3.9 Diagram Alir Pelaksanaan Penelitian

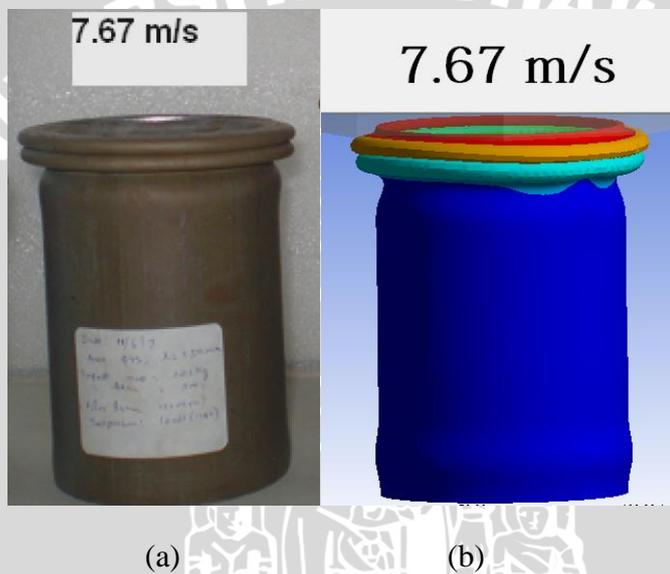
Penelitian akan dilaksanakan sesuai dengan diagram alir (*flowchart*) seperti di bawah ini.



BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Verifikasi Velmurgan

Verifikasi dilakukan dengan kondisi yang sama dengan pengujian velturgan dimana mempunyai diameter sebesar 75 mm, panjang 150 mm dan tebal 1.6 mm. Kecepatan tumbukan yang diberikan sebesar 7.67 m/s dengan arah *frontal*. Berikut hasil pengujian secara eksperimen oleh Velturgan dan hasil simulasi pada *software FEM* yang ditunjukkan pada gambar 4.1



(a) (b)
Gambar 4.1 : Perbandingan *crash box* (a) hasil eksperimen Velturgan
(b) hasil simulasi *software FEM*.
Sumber : Velturgan, 2009

Tabel 4.1 Data perbandingan variabel dan hasil eksperimental dengan simulasi.

Eksperimental	Simulasi
$\varnothing = 75 \text{ mm}$	$\varnothing = 75 \text{ mm}$
$L = 150 \text{ mm}$	$L = 150 \text{ mm}$
$M = 103 \text{ kg}$	$M = 103 \text{ kg}$
$t = 1.6 \text{ mm}$	$t = 1.6 \text{ mm}$
$v = 7.67 \text{ m/s}$	$v = 7.67 \text{ m/s}$
Deformasi = 37.2 mm	Deformasi = 37.1995 mm
Gaya rata-rata = 64.39 kN	Gaya rata-rata = 68.86kN
Energi = 2395.30 J	Energi = 2598.37 J

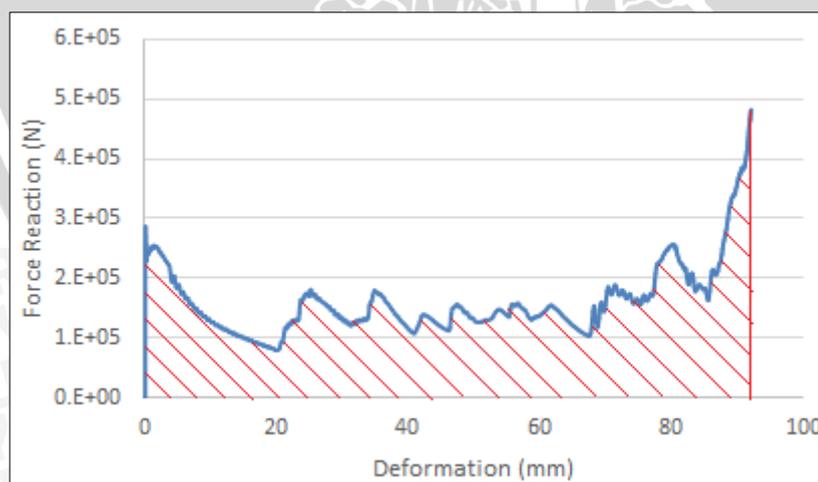
$$\begin{aligned} \text{Energi error } (\%) &= \frac{|E_1 - E_2|}{E_1} \times 100 \% \\ &= \frac{(2395.30 - 2598.37)}{2395.30} \times 100 \% = 8.5 \% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Deformasi error } (\%) &= \frac{|\delta_1 - \delta_2|}{\delta_1} \\ &= \frac{(37.2 - 37.1995)}{37.2} \times 100 \% = 0.0013 \% \end{aligned}$$

Relative error atau kesalahan relatif dari energi yang diserap dan deformasi pada *crash box* hasil simulasi yang dibandingkan dengan hasil eksperimen masing-masing sebesar 7.8% dan 0.0013 %, hasil tersebut menunjukkan bahwa tidak terjadi penyimpangan nilai yang cukup besar antara simulasi dan eksperimen sehingga hasilnya masih bisa diterima.

4.2 Data Hasil Simulasi

Dari data hasil penelitian diperoleh data deformasi dan gaya reaksi pada *Crash Box* seperti pada gambar 4.2 yang menunjukkan grafik hubungan deformasi dan gaya reaksi pada *additional crash box* dengan panjang 115 mm dan diameter 75 mm.



Gambar 4.2. Grafik hubungan deformasi dan gaya reaksi

Penyerapan energi *additional crash box* dengan variasi panjang dan diameter yang ditunjukkan pada tabel 4.2 dimana penyerapan energi diperoleh

dari perhitungan luasan dibawah kurva dari gambar 4.2 yang menunjukkan grafik hubungan perpindahan dan gaya reaksi hasil simulasi menggunakan *software* FEM.

Tabel 4.2 Data hasil simulasi.

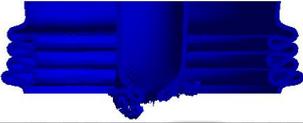
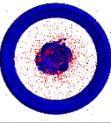
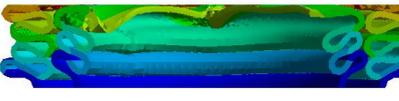
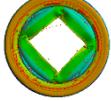
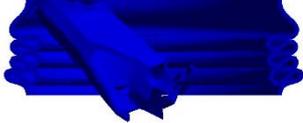
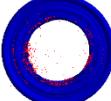
No	Panjang (mm)	Diameter (mm)	Energi (J)
1	40	25	7794,06
2	40	50	7928,29
3	40	75	8862,67
4	80	25	10936,65
5	80	50	10560,36
6	80	75	11153,32
7	115	25	8351,23
8	115	50	12553,34
9	115	75	14786,88

4.3 Pola Deformasi *Additional Crash Box*

Crash box dimodelkan secara tiga dimensi, tahap awal proses simulasi dimulai dengan menggambar tiap bagian dalam pengujian *frontal impact* yaitu *impactor*, tumpuan, *additional crash box* dan *main crash box* melalui fitur *Design Modeler* pada *software* FEM yang selanjutnya di transfer pada analisis *system explicit dynamics*. Hasil deformasi dapat dilihat pada tabel 4.3.

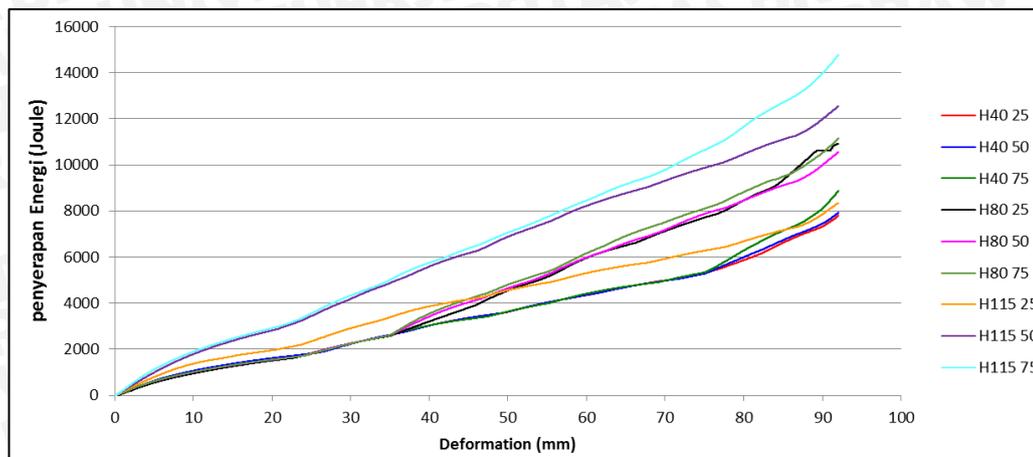
Tabel 4.3. Deformasi *Crash Box*

No	Panjang dan Diameter (mm)	Deformasi (mm)	Gambar Potongan Deformasi <i>crash box</i> Tampak Samping	Tampak Atas	Jenis Deformasi
1	40 & 25	92.04			Axial
2	40 & 50	92.04			Axial

3	40 & 75	92.04			Axial
4	80 & 25	92.04			Axial
5	80 & 50	92.04			Axial
6	80 & 75	92.04			Axial
7	115 & 25	92.04			Buckling
8	115 & 50	92.04			Axial
9	115 & 75	92.04			Axial

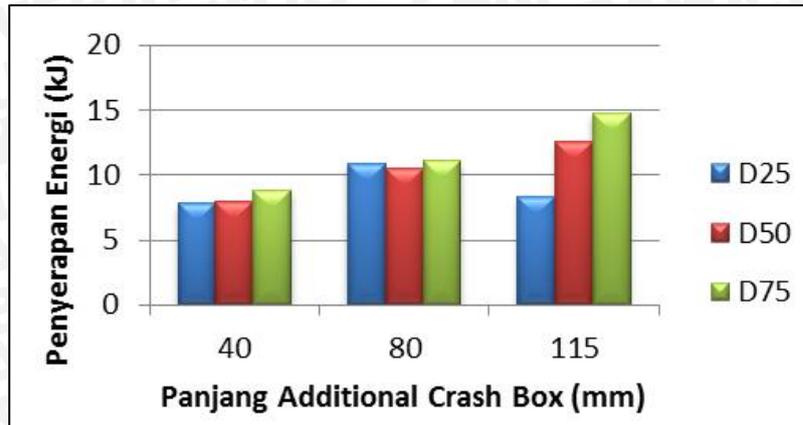
Terlihat *additional crash box* dengan panjang 115 mm dan diameter 75 mm mempunyai jumlah lekukan yang lebih banyak dari pada yang lain. Hal itu disebabkan karena perbandingan panjang dan panjang lekukan. Sedangkan *additional crash box* yang mempunyai diameter lebih besar mempunyai lekukan yang lebih baik dari pada diameter yang lebih kecil karena struktur *additional crash box* berdiameter kecil lebih kaku karena perbandingan tebal dan diameter yang sangat besar sehingga kemungkinan terjadi *buckling* lebih besar seperti pada panjang 115 mm dan diameter 25 mm yang mengalami pergeseran garis sumbu.

4.4 Penyerapan Energi



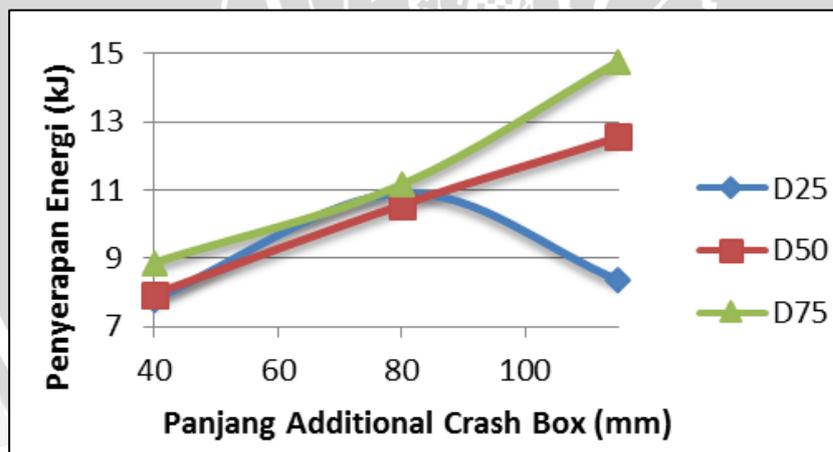
Gambar 4.3. Grafik hubungan perpindahan dan penyerapan energi

Pada gambar 4.3 terdapat grafik perpindahan-energi dibuat dengan menggabungkan grafik energi terhadap waktu dan grafik perpindahan terhadap waktu yang diperoleh dari *software* berbasis metode elemen hingga. Perpindahan yang dimaksud adalah nilai deformasi maksimum yang terjadi pada waktu tertentu yang diukur terhadap titik awal sebelum *additional crash box* mengalami deformasi. Dapat dilihat kecenderungan grafik terbagi menurut panjang *additional crash box*. Seperti pada panjang 40 mm di semua diameter cenderung mendatar, ketika pada deformasi 75 mm mengalami kenaikan penyerapan energi karena deformasi sudah mulai terjadi pada *additional crash box*. Pada panjang 80 mm di semua diameter terlihat grafik pada awalnya cenderung mendatar, akan tetapi pada deformasi 35 mm mengalami kenaikan kemampuan penyerapan energi karena deformasi mulai terjadi pada *additional crash box*. Sedangkan pada panjang 115 mm terlihat bahwa penyerapan energi telah meningkat pada awal deformasi karena *additional crash box* telah menyerap energi dari awal deformasi sehingga kemampuan penyerapan energi lebih tinggi. Akan tetapi terdapat penyimpangan yang terjadi pada panjang 115 mm dan diameter 25 mm yaitu penyerapan energi yang pada awalnya naik kemudian cenderung turun. Hal itu disebabkan karena terjadi kegagalan pembentukan *folding* yang disebabkan perbandingan tebal dan diameter yang sangat besar sehingga *additional crash box* cenderung kaku dan kemungkinan terjadi *buckling* lebih besar.



Gambar 4.4. Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi

Pada gambar 4.4 *additional crash box* dengan diameter 25 mm, 50 mm dan 75 mm mengalami peningkatan energi yang diserap ketika nilai panjang *additional crash box* ditingkatkan. Pada gambar 4.4 sebagian besar menyimpang dari dasar teori yang disebabkan karena pengambilan nilai panjang *additional crash box* merupakan jenis kolom pendek. Sehingga penyerapan energi yang terjadi semakin meningkat seiring meningkatnya nilai panjang.



Gambar 4.5. Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi pada diameter 25 mm, 50 mm dan 75 mm.

Pada gambar 4.5 terlihat peningkatan penyerapan energi pada diameter 25 mm, 50 mm dan 75 mm. Peningkatan nilai panjang mempengaruhi

peningkatan nilai beban kritis. Hal tersebut tidak sesuai dengan dasar teori yang ada.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$$

Dengan :

P_{cr} = Beban kritis (N)

E = Modulus Elastisitas (Pa)

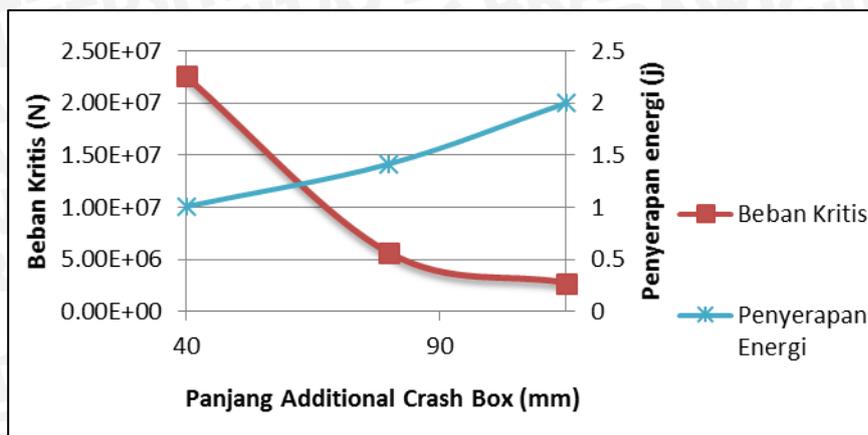
I = Momen inersia penampang (m⁴)

L = Panjang kolom (m)

Berdasarkan rumus didapatkan nilai beban kritis pada *additional crash box* pada tabel 4.4

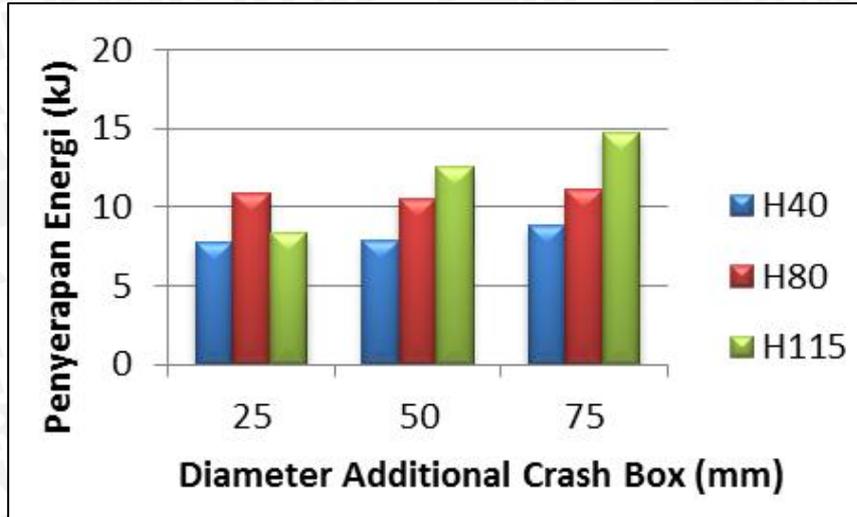
Tabel 4.4. Beban kritis *additional crash box*

No	Panjang (mm)	Diammeter (mm)	Beban Kritis (N)
1	40	25	2555413,07
2	40	50	22531922,66
3	40	75	78538447,76
4	80	25	638853,27
5	80	50	5632980,66
6	80	75	19634611,94
7	115	25	309161,51
8	115	50	2725979,30
9	115	75	9501815,99



Gambar 4.6 Grafik hubungan panjang dan penyerapan energi serta beban kritis pada diameter 50 mm.

Dari gambar 4.6 terlihat bahwa semakin besar nilai panjang *additional crash box* pada diameter 50mm ternyata memberikan hasil penurunan beban kritis dan kenaikan penyerapan energi. Tren data ini agak berbeda dengan konsep beban kritis dimana, semakin kecil beban kritis yang terjadi akan memberikan peluang terjadinya deformasi buckling. Semakin banyak fenomena buckling yang muncul pada *crash box* ketika deformasi akan menyebabkan penurunan penyerapan energi. Penyimpangan ini dimungkinkan terjadi dikarenakan asumsi perhitungan beban kritis yang digunakan masih menggunakan rumus *linear* (teori euler). Selain itu bila ditinjau dari panjang *additional crash box* yang divariasikan bukan merupakan jenis kolom panjang yang cocok diwakili teori euler. Untuk penelitian lebih lanjut diperlukan teori buckling non linear yang lebih cocok untuk pemodelan kasus *crash box* ini.



Gambar 4.7 Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi

Dapat dilihat pada gambar 4.7 bahwa *additional crash box* dengan panjang 40 mm, 80 mm dan 115 mm mengalami kenaikan penyerapan energi ketika diameter penampangnya diperbesar. Peningkatan nilai diameter *additional crash box* akan mempengaruhi peningkatan nilai momen inersia, kenaikan nilai momen inersia sesuai dengan rumus :

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

Dengan :

D = Diameter penampang kolom (m)

I = Momen inersia penampang (m^4)

Besarnya peningkatan momen inersia dapat dilihat pada tabel 4.5.

Tabel 4.5. Momen inersia *additional crash box*

No	Diameter (mm)	Momen Inersia (m^4)
1	25	8,09148E-09
2	50	7,13453E-08
3	75	2,48685E-07

Peningkatan nilai momen inersia mempengaruhi peningkatan nilai beban kritis, peningkatan beban kritis sesuai dengan rumus :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$$

Dengan :

P_{cr} = Beban kritis (N)

E = Modulus Elastisitas (Pa)

I = Momen inersia penampang (m⁴)

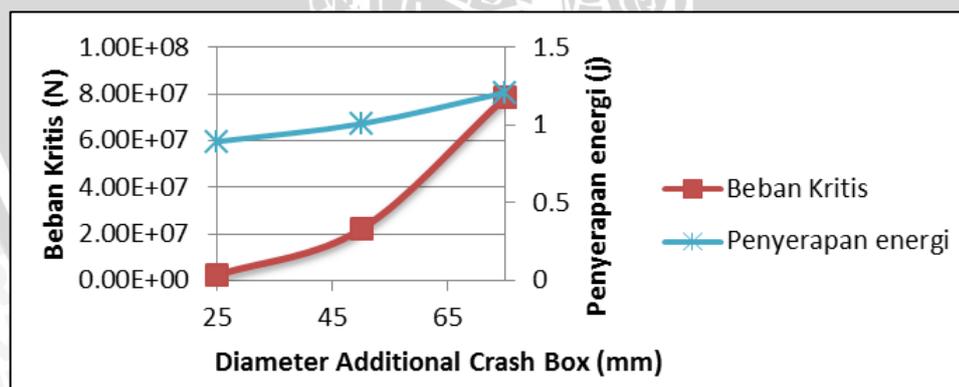
L = Panjang kolom (m)

Besarnya peningkatan momen inersia dapat dilihat pada tabel 4.6.

Tabel 4.6. Beban kritis *additional crash box* panjang 115 mm

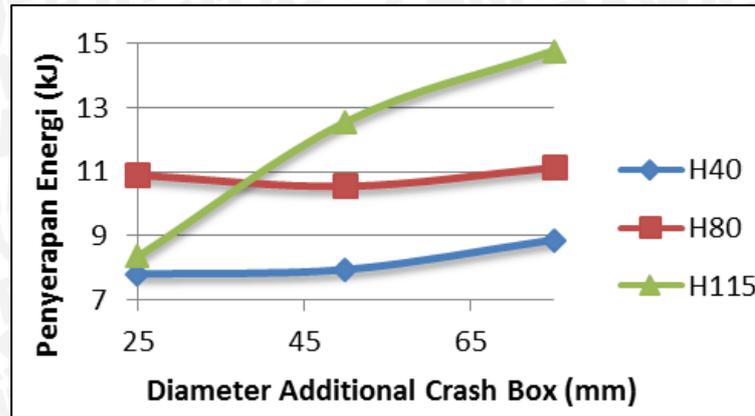
No	Diameter (mm)	Momen Inersia (m ⁴)	Beban Kritis (N)
1	25	8,09148E-09	309161,51
2	50	7,13453E-08	2725979,30
3	75	2,48685E-07	9501815,99

Peningkatan nilai beban kritis akan mempengaruhi besarnya kemungkinan terjadi deformasi aksial, sehingga kemungkinan terjadi buckling lebih kecil.



Gambar 4.8 Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi serta beban kritis pada panjang 115 mm.

Dengan kemungkinan terjadi buckling yang lebih kecil dan peningkatan kemungkinan terjadi deformasi aksial mempengaruhi peningkatan energi yang diserap sehingga penyerapan energi semakin tinggi.



Gambar 4.9 Grafik hubungan diameter dan penyerapan energi pada panjang 40 mm, 80 mm dan 115 mm.

Pada gambar 49 peningkatan penyerapan energi pada panjang 40 mm, 80 mm dan 115 mm dari diameter 25 mm hingga 75 mm. Peningkatan nilai diameter *additional crash box* mempengaruhi peningkatan nilai momen inersia, dimana peningkatan nilai momen inersia mempengaruhi peningkatan nilai beban kritis, peningkatan nilai beban kritis akan mempengaruhi besarnya kemungkinan terjadi deformasi aksial, dimana peningkatan kemungkinan terjadi deformasi aksial mempengaruhi peningkatan energi yang diserap.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil pembahasan dapat di tarik kesimpulan bahwa semakin panjang *additional crash box* maka energi yang diserap semakin besar dan semakin besar diameter *additional crash box* maka energi yang diserap semakin besar. *Additional crash box* yang mempunyai penyerapan energi paling besar adalah panjang 115 mm dan diameter 75 mm.

5.2 Saran

1. Untuk penelitian selanjutnya dapat dilakukan pengujian dengan jumlah *additional crash box* lebih dari satu
2. Dilakukan penelitian dengan menggunakan material *additional crash box* yang berbeda jenis materialnya.



DAFTAR PUSTAKA

- Badan Pusat Statistik. 2014. *Jumlah Kecelakaan, Korban Mati, Luka Berat, Luka Ringan, dan Kerugian Materi yang Diderita Tahun 1992-2013*. Indonesia : Badan Pusat Statistik.
- Beer, F. P. *et al.* 2012. *Mechanics of Materials, 6th Edition*. New York : McGraw-Hill.
- Gere, J.M. 2004. *Mechanics of Materials, 6th Edition*. New York : Thomson Learning, Inc.
- Grandin, Hartley. 1986. *Fundamentals of The Finite Element Method*. New York : Macmillan Publishing Company.
- Han, D.C. and S.H. Park. 1999. *Collapse Behaviour of Square Thin-Walled Columns Subjected to Oblique Loads, Journal of Thin-Walled Structures* 35 : 167-184.
- Harahap, Depita. 2007. *Analisis Kasus Upheaval Buckling Pada Onshore Pipeline*. Bandung : Tugas Akhir ITB
- Hilfrich, Eric and Seidner Dominique. 2012. *Crash Safety With High Strength Steels*. Shenyang : ThyssenKrupp Steel.
- Marzbanrad, J. and A. Keshavarzi. 2014. *A Numerical and Experimental Study on The Crash Behavior of The Extruded Aluminum Crash Box With Elastic Support. Latin American Journal of Solid and Structures*, V. 11, n. 8.
- Paul, P. *et al.* 2004. *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection*. Michigan : American Iron and Steel Institute.
- Sohn, S.M. *et al.* 2007. *Evaluation of The Crash Energy Absorption of Hydroformed Bumper Stays. Journal of Material Processing Technology* 187 : 283-286.
- Sumitomo. 2005. *Sumitomo Metals and Toyota Iron Works Co.,Ltd. : New Mazda Incorporates High-Efficiency Cras Box from Sumitomo Metals*. Japan : Azom.
- Talib, N. Y. 2013. *Analisis Penyerapan Energi dan Deformasi Crash Box dengan Variasi Diameter dan Panjang Pada Uji Dropped Weight Impact*. Malang : Jurnal Rekayasa Mesin.
- Toksoy, A.K. 2009. *Optimization of The Axial Crushing Behavior of Closed-Cell Aluminum Foam Filled Welded 1050 Al Square-Cross Section Crash Boxes. Thesis*. Izmir : Izmir Institute of Technology.

- Velmurugan, R. and R. Muralikannan. 2009. *Energy Absorption Characteristics of Annealed Steel Tubes of Various Cross Section in Static and Dynamic Loading. Latin American Journal of Solid and Structures*, V. 6, p. 385-412.
- Zienkiewicz O. C. and R. L.Taylor. 2000. *The Finite Element Methode*. Barcelona: V. 1
The Basic

