

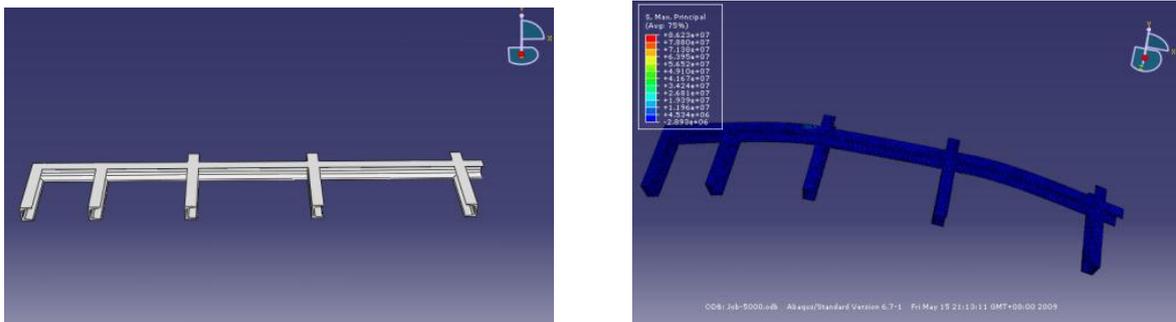
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Ren, Yuan (2016) melakukan penelitian untuk memberikan desain struktural yang optimal pada *chassis* dump truck SX360, sehingga dapat memperbaiki kinerja dalam beroperasi.

Material yang digunakan ialah Q235 steel, Geometri dibuat dalam $\frac{1}{2}$ model simetri (Gambar 2.1) serta pembebanan yang dilakukan ialah dua macam yaitu *static load* dan *dynamic load*. Pembuatan geometri maupun dalam hal analisis *chassis* yaitu menggunakan bantuan *software* ABAQUS.

Pada analisa statis, ditemukan tegangan maksimal pada area tumpuan. Nilai tegangan masih aman karena nilainya dibawah *tegangan yield*. Pada analisa dinamis *transient* didapatkan nilai *nodal vibration amplitude* nya sehingga bisa mengetahui jarak tumpuan mana yang optimal. Jarak optimal pada defleksi di kedua ujung ialah 425 mm untuk stabilitas pengemudi.



(a)

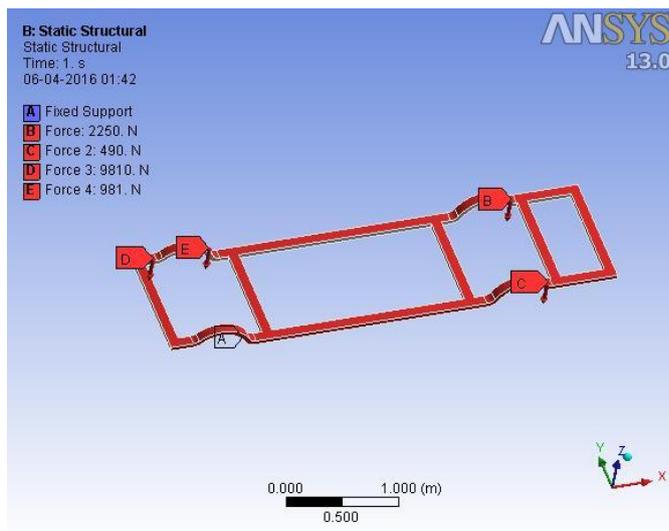
(b)

Gambar 2.1 (a) permodelan geometri $\frac{1}{2}$ model dengan *software* ABAQUS, (b) hasil distribusi tegangan yang terjadi pada *chassis*

Sumber: Ren (2016)

Sahu, Rakesh Kumar (2016) juga melakukan eksperimen untuk mengurangi penggunaan bensin pada kendaraan maka dilakukannya analisis desain *chassis* guna

menurunkan bobot pada *chassis* kendaraan sehingga didapatkan desain yang optimal. *Chassis* yang analisis ialah tipe *Ladder frame*. Permodelan geometri menggunakan bantuan *software* CATIA. Dilakukan 3 variasi penampang *chassis* yaitu penampang persegi panjang, persegi dan lingkaran. Terdapat 2 pilihan material yaitu *aluminium alloy* dan *structural steel*. Pembebanan yang dilakukan ialah menggunakan *vertical bending mode* dengan lokasi pembebanan sesuai komponen yang terdapat pada kendaraan tersebut.



Gambar 2.2 Load Setting Model pada *chassis* dengan bantuan *software* ANSYS
Sumber: Rakesh (2016)

Setelah melakukan analisis dengan bantuan *software* ANSYS maka didapatkan data pada material *structural steel*, nilai tegangan tertinggi terdapat di penampang lingkaran, nilai tegangan terendah terdapat di penampang persegi serta nilai regangan dan deformasi terendah terdapat pada penampang persegi. Sedangkan untuk nilai tegangan, regangan dan deformasi pada material *aluminium alloy* memiliki hasil yang mirip dengan material *structural steel* yaitu nilai terendah terdapat pada penampang persegi.

2.2 Chassis

Chassis merupakan penopang berat dari kendaraan dan penumpang. *Chassis* dibentuk sesuai dengan struktur yang di inginkan terbuat dari kerangka baja untuk menyangga *body* dan *engine*. *Chassis* juga berfungsi untuk menjaga agar mobil tetap *rigid* dan tidak

mengalami defleksi ataupun deformasi. *Chassis* pada kendaraan umumnya dibuat dari logam ataupun komposit.

2.3 Macam – Macam *Chassis*

Pada umumnya *chassis* dibagi menjadi 3 macam, yaitu:

1. *Ladder frame*
2. *Monocoque*
3. *Tubular Space Frame*
4. *Backbone*

2.3.1 *Ladder frame*

Pada awalnya bentuk *chassis* kendaraan adalah *Ladder frame*. *Ladder frame* memiliki bentuk konstruksi seperti tangga yaitu dua rel utama yang membujur dan terkoneksi oleh beberapa batang melintang. Pusat distribusi tegangan yang bekerja pada *chassis* jenis ini berada pada bagian yang membujur. Bagian melintang digunakan untuk menahan tegangan lateral dan tegangan akibat gaya torsi yang bekerja pada kendaraan.

Chassis jenis ini sangat bagus untuk kendaraan dengan muatan besar karena mampu menahan tegangan akibat gaya berat dan gaya horisontal yang terjadi akibat akselerasi dan pengereman, namun sangat rentan terhadap *roll over* yang diakibatkan tegangan dari gaya lateral dan gaya torsi. Hal ini disebabkan karena bentuknya yang menyerupai bidang 2 dimensi sehingga hanya bekerja baik pada gaya searah sumbu x dan sumbu y.

Bahan material yang paling umum untuk jenis *Ladder frame* ini adalah material dengan bahan baja. Namun memiliki kelemahan yaitu berat kosong kendaraan sangat besar. Contoh penampakan *chassis Ladder frame* pada Gambar 2.3



Gambar 2.3 *Ladder frame*
Sumber : Sahu (2016)

2.3.2 Monocoque

Monocoque merupakan struktur *chassis* yang memiliki kesatuan sehingga memiliki bentuk yang beragam sesuai dengan *body* mobil seperti contoh pada Gambar 2.4. Meski terlihat satu kesatuan namun sebenarnya menggunakan pengelasan melalui otomasi sehingga hasil pengelasan berbentuk sempurna.

Chassis jenis *Monocoque* juga mampu berguna untuk proteksi keselamatan dari kecelakaan karena zona *crumple* bisa dibentuk didalam struktur. Keuntungan lainnya efisiensi ruang karena *Monocoque* merupakan struktur lapisan luar. Hal ini berbeda dengan *chassis* jenis lain yang membutuhkan *transmission tunnel* yang lebar, tingginya akses pintu masuk kedalam kabin, perlunya penambahan *rollover* bar, dan lain sebagainya sehingga *chassis* jenis ini sangat diminati untuk diproduksi secara massal oleh pabrik kendaraan. Kelemahan dari *chassis* jenis ini adalah berat kosong kendaraan dikarenakan penggunaan material yang lebih banyak dari jenis *chassis* lainnya. Kelemahan berikutnya adalah dari segi performa kekuatan mekanika, hal ini dikarenakan kekuatan dari *pressed sheet metal* tidak sekuat *metal tube* ataupun *extruded metal*.



Gambar 2.4 *Monocoque chassis*
Sumber : Sahu (2016)

2.3.3 Tubular Space Frame

Tubular space frame memiliki kekuatan luluh sangat bagus dengan kekakuan *torsional*, ketahanan beban berat dan beban impact. Mudah didesain namun cukup lumayan sulit dalam membangun. Desain ini membuat bentuknya sempurna kebanyakan aplikasinya di kompetisi balap Formula. Sebagai contoh pada Gambar 2.5 di bawah ini.



Gambar 2.5 Tubular Space Frame
Sumber : Sahu (2016)

Bentuk geometri dari material turbular juga bermacam-macam mulai dari bentuk lingkaran, segi enam, segi empat, dan lain sebagainya yang berguna untuk memudahkan pemasangan komponen-komponen yang nantinya menempel pada *chassis*.

Ada beberapa kelemahan dari jenis ini adalah susahnya akses untuk masuk ke dalam kabin kendaraan, biaya produksi yang tinggi dan membutuhkan waktu yang produksi yang cukup lama karena bentuk struktur yang kompleks. Namun jenis *chassis* ini adalah yang paling tinggi performanya dari jenis *chassis* lain dengan asumsi berat kosong kendaraan yang sama.

2.3.4 Tulang Punggung (*Backbone*)

Desain *backbone* adalah struktur dengan desain paling sederhana. Terdiri dari tubular yang kokoh seperti tulang punggung (*backbone*) itu menyatu dengan poros depan dan belakang. Sasis ini tertutup penuh menjadi struktur yang kaku dan menangani semua beban (Keith J. Wakeham, 2009). Ruang di dalam struktur digunakan untuk menempatkan *drive shaft* ketika *engine* berada dibagian depan dengan penggerak roda belakang (*rear wheel drive*). Selanjutnya *drivetrain*, *engine* dan suspensi semuanya terhubung ke masing-masing ujung *chassis*. Bodi yang dibangun di atas tulang punggung biasanya terbuat dari *fiberglass*. Hampir penggerak roda belakang (RWD) dengan kendaraan mesin depan menggunakan sasis *backbone* berperan ganda sebagai transmisi dan lorong *drive shaft*. Gambar 2.6 menunjukkan tipe *chassis* tulang punggung (*backbone*).



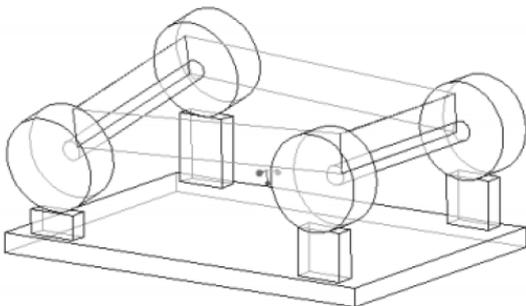
Gambar 2.6 Backbone chassis
 Sumber: Keith J. Wakeham (2009)

2.4 Vehicle Loading

Langkah pertama untuk merancang kerangka kendaraan atau struktur apa pun adalah memahami berbagai beban yang bekerja pada struktur. Mode deformasi utama untuk *chassis* otomotif ialah sebagai berikut:

a. Longitudinal Torsion

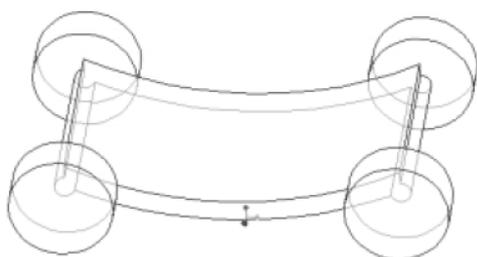
Beban torsi dihasilkan akibat dari beban yang diterapkan berotasi terhadap sumbu longitudinal dari mobil itu (Gambar 2.7). Mode deformasi ini biasanya terjadi ketika kendaraan bermobil melewati jalanan yang tidak rata yang menyebabkan salah satu atau dua dari ban mobil membentuk sudut namun ban yang lainnya tetap pada posisi orientasi vertikalnya. Beban torsi dan deformasi yang terjadi pada kasus ini akan memberikan efek pada *chassis*. Resistensi terhadap deformasi torsi sering di kutip sebagai Nm/deg.



Gambar 2.7 Longitudinal Torsion Deformation Mode
 Sumber : Riley dan George (2002)

b. *Vertical Bending*

Berat dari *driver* dan komponen yang berada diatas rangka *chassis* seperti *engine*, radiator, bodi dan bagian lainnya akan memberikan sebuah lendutan pada *chassis*. Reaksi yang terjadi pada kasus ini berada di tumpuan roda sehingga umumnya tegangan maksimal yang diterima pada *chassis* berada pada bagian tersebut. Ilustrasi dari mode deformasi ini dapat dilihat pada Gambar 2.8.

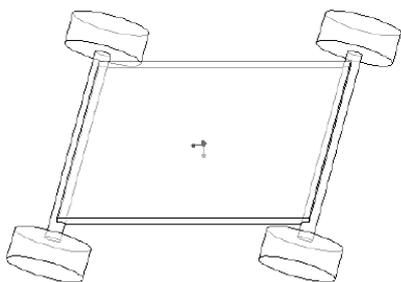


Gambar 2.8 *Vertical Bending Deformation Mode*

Sumber : Riley dan George (2002)

c. *Horizontal Lozenging*

Pada kasus ini terjadi ketika kendaraan sedang mengalami pengereman dan salah satu sisi kendaraan menerima gaya akibat traksi ban dari sisi ini lebih baik dari traksi ban sisi lainnya. Gaya ini akan mendistorsi rangka *chassis* menjadi bentuk parallelogram atau jajaran genjang seperti pada Gambar 2.9. Biasanya untuk menahan deformasi ini *chassis* di tambahkan sebuah *crossbeam* pada tipe *Ladder frame*.



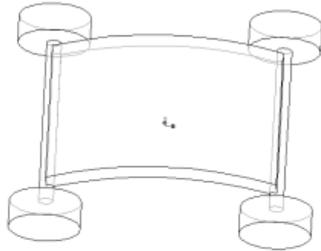
Gambar 2.9 *Horizontal Lozenging Deformation Mode*

Sumber : Riley dan George (2002)

d. *Lateral Bending*

Beban lateral yang beraksi pada *chassis* ini disebabkan oleh banyak hal, seperti beban angin yang menekan sisi dari *chassis*, camber jalan, dan beban sentrifugal ketika

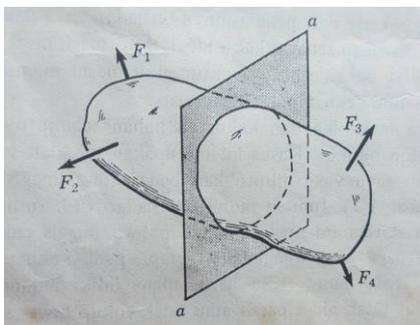
mobil sedang melewati tikungan sehingga akan menyebabkan lendutan pada *chassis*. Perbedaannya dengan *vertical bending* ialah arah beban dan lendutan yang diterima pada rangka. Jika *vertical bending* terjadi ketika beban dan lendutannya ialah kearah bawah namun untuk *lateral bending* terjadi ketika beban dan lendutannya kearah samping (Gambar 2.10).



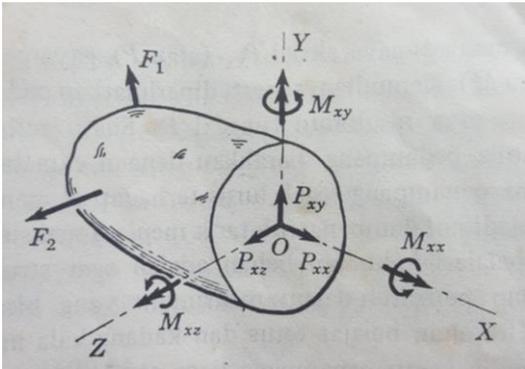
Gambar 2.10 Lateral Bending Deformation Mode
Sumber : Riley dan George (2002)

2.5 Analisis Gaya Dalam

Tinjaulah suatu benda dengan bentuk sembarang, gaya bekerja seperti terlihat pada Gambar 2.11. Hal yang harus ditinjau pertama kali ialah menetapkan resultan gaya yang bekerja untuk menetapkan apakah benda itu tetap atau tidak. Apabila resultan nol, kita memperoleh kesetimbangan statis – suatu kondisi yang umumnya dikehendaki pada struktur. Untuk melihat gaya dalam yang bekerja maka akan dibuat penampang selidik a-a di bagian melintang struktur tersebut. Secara umum gaya dalam diubah menjadi gaya dan kopel dan diuraikan menjadi komponen normal dan tangensial terhadap penampang, seperti diperlihatkan dalam Gambar 2.12.



Gambar 2.11 Penampang selidik a-a melalui batang terbebani
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.2)



Gambar 2.12 Komponen pengaruh dalam pada penampang selidik a-a
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.3)

Origin sumbu acuan selalu pada titik berat dan merupakan kunci titik acuan penampang. Apabila sumbu X normal terhadap penampang, penampang dikenal sebagai permukaan X atau secara singkat dapat dinamakan muka X. Arah sumbu Y dan Z dibidang penampang selalu dipilih berimpit dengan sumbu prinsipal dari inersia.

Notasi yang digunakan pada Gambar 2.12 menunjukkan penampang selidik dan arah gaya atau komponen momen. Indeks pertama menunjukkan muka dimana komponen bekerja; indeks kedua menunjukkan arah komponen khusus. Berarti untuk notasi P_{xy} adalah gaya pada muka X yang bekerja dalam arah Y.

Setiap komponen merefleksikan pengaruh beban terpasang yang berbeda dari setiap batang dan diberikan nama khusus, sebagai berikut:

- P_{xx} adalah gaya aksial (*axial force*). Komponen ini mengukur kerja tarikan (atau tekanan) di penampang. Suatu tarikan menyatakan suatu gaya tarik yang cenderung memperpanjang batang, sedangkan suatu tekanan adalah gaya tekan yang cenderung memperpendek batang. Gaya ini biasanya disebut P.
- P_{xy} & P_{xz} adalah gaya geser (*shear force*). Gaya ini adalah komponen tahanan total akibat geseran salah satu sisi penampang suatu bagian terhadap bagian lain. Resultan gaya geser selalu disebut sebagai V, dan komponen V_x dan V_y menunjukkan arahnya.
- M_{xx} adalah torsi (*torque*). Komponen ini mengukur tahanan puntir batang dan umumnya diberi simbol T.
- M_{xy} & M_{xz} adalah momen lentur (*bending moment*). Komponen ini mengukur ketahanan lentur batang terhadap sumbu Y atau Z dan selalu dikenal dengan M_y dan M_z .

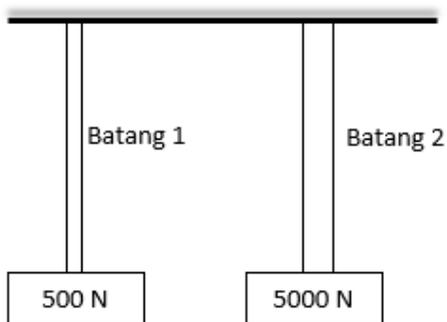
2.6 Tegangan Sederhana

Andaikan dua batang dengan panjang yang sama tetapi bahan berbeda, digantung dari suatu tumpuan seperti dilihat pada Gambar 2.13. Apabila kita tidak mengetahui data batang kecuali [batang 1 dapat mendukung beban maksimum 500 N dan batang 2, 5000 N], sehingga kita tidak dapat menyatakan bahan mana yang lebih kuat. Tentu saja, batang 2 mendukung beban lebih besar, tetapi kita tidak dapat membandingannya tanpa dasar pembandingan yang umum. Dalam kasus ini, dibutuhkan luas penampang. Selanjutnya ditentukan batang 1 memiliki luas penampang 10mm^2 dan batang 2 memiliki luas penampang 1000 mm^2 . Maka kekuatannya dapat dibandingkan dengan mudah yaitu dengan mengolah data ke kapasitas beban per satuan luas. Disini kita mencatat bahwa satuan kekuatan batang 1 adalah

$$\sigma_1 = \frac{500\text{ N}}{10\text{ mm}^2} = \frac{500\text{ N}}{10 \times 10^{-6}\text{ m}^2} = 50 \times 10^6\text{ N/m}^2$$

dan batang 2 mempunyai satuan kekuatan

$$\sigma_2 = \frac{5000\text{ N}}{1000\text{ mm}^2} = \frac{5000\text{ N}}{1000 \times 10^{-6}\text{ m}^2} = 5 \times 10^6\text{ N/m}^2$$



Gambar 2.13 Batang mendukung mendukung beban maksimum

Satuan kekuatan bahan biasanya didefinisikan sebagai tegangan pada bahan. Tegangan dinyatakan secara simbolis yaitu

$$\sigma_1 = \frac{P}{A} \dots\dots\dots (2-1)$$

dimana σ (huruf Yunani *sigma*) yaitu tegangan atau gaya per satuan luas, P adalah beban, dan A luas penampang. Perhatikan bahwa tegangan maksimum baik tegangan tarik maupun tegangan tekan terjadi sepanjang penampang normal terhadap beban.

Dari persamaan (2-1) dapat dilihat bahwa satuan tegangan adalah satuan gaya dibagi oleh satuan luas. Pada SI (singkatan sistem satuan internasional, *Le Systeme International*

d' Unites), gaya diukur dalam Newton (N) dan luas diukur dalam meter kuadrat (m^2). Berarti satuan tegangan adalah N/m^2 . Biasanya satu Newton per meter kuadrat dikenal sebagai satu pascal (Pa). Karena awalan M (dibaca “mega”) menunjukkan perkalian 10^6 pada SI, pada contoh diatas, tegangan pada batang 1 bisa dinyatakan sebagai $50 \text{ MN}/m^2$ (atau 50 MPa) dan pada batang 2 sebesar $5 \text{ MN}/m^2$ (atau 5 Mpa).

Meskipun pernyataan persamaan (2-1) sederhana tetapi membutuhkan pembahasan hati-hati. Dengan membagi beban dengan luas berarti tidak memberi tegangan pada semua titik pada luas penampang; terutama hanya menetapkan tegangan rata-rata. Definisi tegangan yang lebih pasti diperoleh dengan membagi elemen beban dP dengan elemen luas dA .

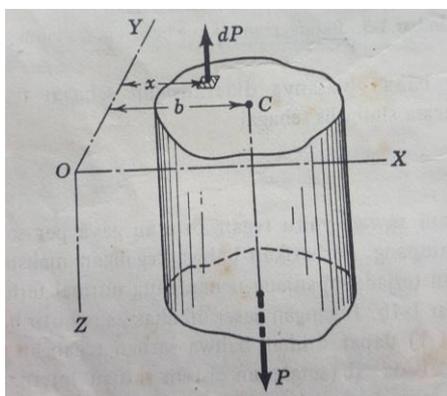
$$\sigma = \frac{dP}{dA} \dots \dots \dots (2-2)$$

Selanjutnya lihat pada kondisi apakah $\sigma = P/A$ akan mendefinisikan semua titik di seluruh penampang secara teliti. Kondisi di mana tegangan tetap atau merata dikenal sebagai tegangan sederhana. Kita sekarang akan memperlihatkan bahwa distribusi tegangan merata hanya dapat terjadi apabila resultan gaya terpasang melalui titik pusat penampang.

Andaikan bahwa bidang potong memisahkan setengah bagian bawah dari salah satu batang dari Gambar 2.13, kemudian seperti diperlihatkan pada Gambar 2.14, gaya geser disepanjang penampang harus setimbang dengan beban P . Suatu gaya tahanan khusus yaitu dP . Dengan mempergunakan kondisi kesetimbangan, kita peroleh

$$[\sum Z=0] \quad P = \int dP = \int \sigma dA$$

$$[\sum M_y=0] \quad P = \int x dP = \int x (\sigma dA)$$



Gambar 2.14 Untuk tegangan merata, P harus melalui titik pusat C
 Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.6)

Apabila kita menentukan distribusi tegangan tetap sepanjang potongan penampang, σ dari persamaan diatas bisa ditulis diluar integral sehingga diperoleh

$$P = \sigma \int dA = \sigma A$$

maka,

$$Pb = (\sigma A)b = \sigma \int x dA$$

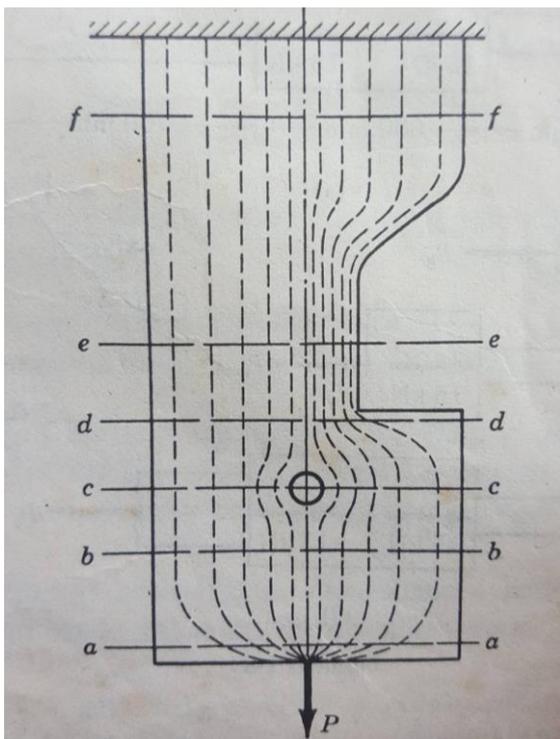
Kemudian, dengan menghilangkan faktor σ , diperoleh

$$b = \frac{\int x dA}{A} = \bar{x}$$

Sehingga koordinat b dari titik C dikenal sebagai koordinat x dari titik pusat penampang. Dengan mengambil jumlah momen terhadap sumbu X , dengan cara yang sama kita dapat memperlihatkan bahwa \bar{y} mendefinisikan y koordinat dari C . Kita menyimpulkan bahwa distribusi tegangan merata diperoleh hanya dan bila resultan beban terpasang melalui titik pusat permukaan.

Tetapi hal ini tidak berarti bahwa beban melalui titik pusat penampang selalu menghasilkan distribusi tegangan merata. Misalnya, dalam Gambar 2.15, diperlihatkan profil pelat dengan tebal tetap. Beban P bekerja pada garis pusat batang. Pada penampang $b-b$ dan $f-f$ distribusi tegangan merata dan menggambarkan prinsip yang baru saja dibahas; tetapi pada penampang lain yang ditunjukkan tegangannya tidak merata.

Pada penampang $e-e$, distribusi tegangan tidak merata karena garis P ternyata tidak melalui pusat penampang. Tegangan tidak terdistribusi merata sepanjang penampang $c-c$ dan $d-d$ karena meskipun garis kerja P melalui titik pusat penampang ini, tetapi disini terdapat perubahan penampang secara tiba-tiba. Pada penampang seperti itu, tegangan biasanya terlokalisir tinggi dan hanya dapat ditetapkan dengan teori matematis elastis atau beberapa metoda eksperimental seperti fotoelastisitas. Di samping itu, tegangan tidak merata disepanjang penampang $a-a$ karena disini penampang terlalu dekat ke daerah dimana terdapat beban. Kecuali kalau penampang berada pada jarak minimum selebar batang dari ujung batang, kita tidak akan memperoleh distribusi tegangan merata.



Gambar 2.15 Ilustrasi distribusi tegangan merata yang terjadi
 Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.7)

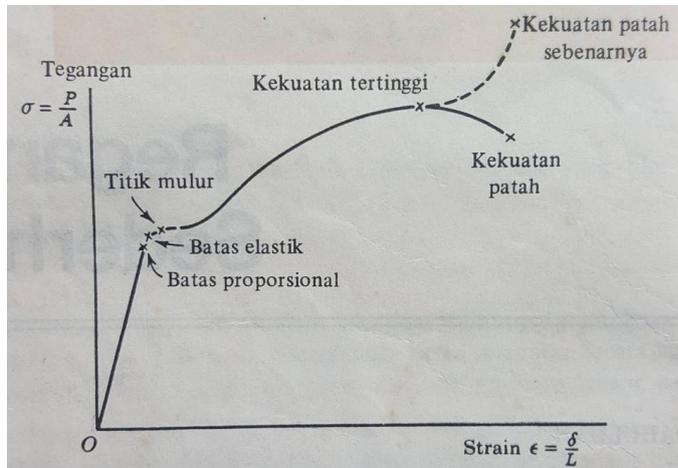
Agar dapat melihat mengapa penampang c-c, d-d, dan a-a tidak mempunyai tegangan merata, bayangkanlah bahwa gaya P bekerja menghasilkan garis tegangan menyebar dari beban dan mendistribusi diseluruh benda seperti itu ditunjukkan pada Gambar 2.15 oleh garis putus-putus. Meskipun konsep ini tidak selalu benar, konsep ini menunjukkan adanya konsentrasi tegangan dimana bentuk benda mengganggu “aliran bebas” garis tegangan. Berkas garis, terhadap lubang penampang c-c dan sekeliling sudut tajam penampang d-d, menunjukkan pemusatan tegangan, berlawanan dengan aliran tegangan di sekeliling jari-jari antara penampang e-e dan f-f yang relatif halus.

2.7 Diagram Tegangan-Regangan

Apabila suatu spesimen struktur baja diikat pada jepitan mesin pengujian dan beban serta pertambahan panjang spesifik diamati secara serempak, kita dapat menggambarkan pengamatan pada grafik dimana ordinat menyatakan beban, dan absis menyatakan pertambahan panjang.

Gambar 2.16 menunjukkan grafik seperti itu. Dapat dicatat bahwa kita tidak menggambarkan beban terhadap pertambahan panjang, cukup beban atau tegangan satuan digambarkan terhadap perpanjangan satuan, secara teknis dikenal sebagai regangan. Hanya dengan mengolah harga yang diamati ke satuan dasar sifat salah satu spesimen dapat

dibandingkan dengan spesimen lain. Diagram dalam Gambar 2.16 disebut diagram tegangan-regangan, nama diambil dari kordinat.



Gambar 2.16 Diagram Tegangan-Regangan
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.32)

2.8 Pembebanan Lentur

Pada Gambar 2.17 menunjukkan beam yang hanya terkena beban lentur, maka istilahnya disebut sebagai “*pure bending*” menurut studi ilmu *strength of material*, tegangan yang dihasilkan dapat dilihat pada persamaan (4.6).

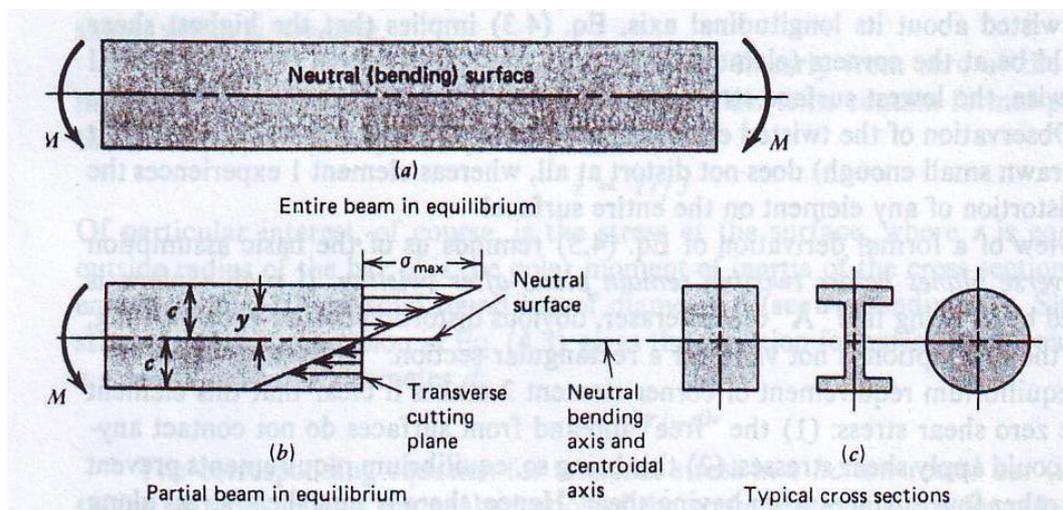
$$\sigma = \frac{My}{I} \dots\dots\dots (2-3)$$

Dimana I adalah momen inersia dari penampang sehubungan dengan axis netral, y adalah jarak dari axis netral. Tegangan lentur merupakan tegangan normal, sama seperti tegangan aksial. Namun terkadang keduanya dibedakan dengan menggunakan subscript yang sesuai, σ_b digunakan untuk tegangan lentur dan σ_a digunakan untuk tegangan aksial. Suatu batang yang menekuk seperti Gambar 2.16 bahwa terdapat tegangan tarik pada bagian atas axis netral penampang (atau diatas *neutral surface of the beam*), dan tegangan tekan terdapat pada bagian bawahnya. Nilai maksimum tegangan lentur terdapat diatas dan dibawah dari permukaan beam tersebut.

Persamaan (2.3) dapat diaplikasikan untuk berbagai penampang beam dengan batasan seperti berikut :

1. Batang harus memiliki bentuk yang lurus, beban yang di aplikasikan harus tegak lurus bidang
2. Material yang digunakan harus *homogeneous*, dan semua tegangannya masih dalam batas elastis

3. Bagian tegangan yang dihitung tidak boleh terlalu dekat dengan wilayah dimana beban external diterapkan.



Gambar 2.17 Pure bending of section with two axes of symmetry
Sumber: Juvinall (1983, p.76)

2.9 Teori Kegagalan Material

Secara mendasar kegagalan (*failure*) dari suatu struktur dinyatakan bila struktur tidak dapat berfungsi lagi dengan baik untuk menerima pembebanan sesuai dengan yang direncanakan. Umumnya teori kegagalan pada suatu material ada 5 yaitu:

1. The Maximum Principal Stress Theory

Teori ini menyebutkan bahwa kegagalan akan terjadi saat tegangan utama mencapai tegangan luluh (S_y).

2. The Maximum Shear Stress Theory

Teori ini menyatakan kegagalan dicapai saat tegangan geser maksimum mencapai separuh dari tegangan luluh ($\frac{1}{2} S_y$).

3. The Maximum Principal Strain Theory

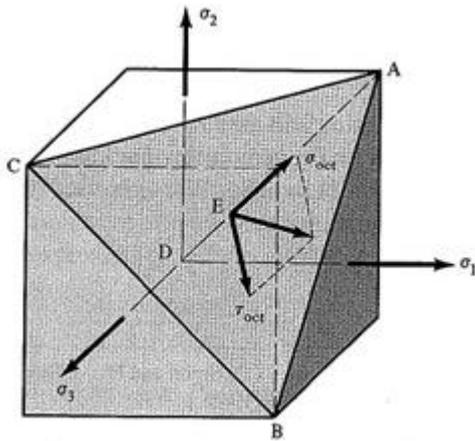
Teori ini menyatakan kegagalan dicapai saat regangan utama maksimum mencapai regangan luluh (S_y/E).

4. The Maximum Strain Energy Theory

Teori kegagalan dicapai saat energi potensial (energi regangan) per unit volume mencapai $\frac{1}{2} S_y^2/E$.

5. The Maximum Energy of Distorsion (Teori Von Mises)

Teori kegagalan ini menyatakan bahwa tegangan luluh akan terjadi bila tegangan oktahedral (Gambar 2.18) maksimum yang terjadi melebihi harga limit yang diketahui dari hasil tes tarik material dengan beban standar.



Gambar 2.18 Tegangan Oktahedral

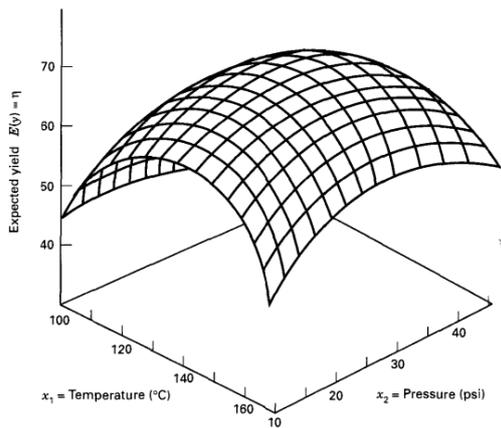
2.10 Respon Surface Methodology

Menurut Montgomery (2001), *Response Surface Methodology* (RSM) atau Metode Permukaan Respon adalah sekumpulan metode-metode matematika dan statistika yang digunakan dalam pemodelan dan analisis, yang bertujuan untuk melihat pengaruh beberapa variabel kuantitatif terhadap suatu variabel respon dan untuk mengoptimalkan variabel respon tersebut. Sebagai contoh, akan dicari level-level dari suhu (x_1) dan tekanan (x_2) yang dapat mengoptimalkan suatu hasil produksi (y). Hubungan variabel-variabel tersebut dapat dituliskan dalam sebuah persamaan sebagai berikut :

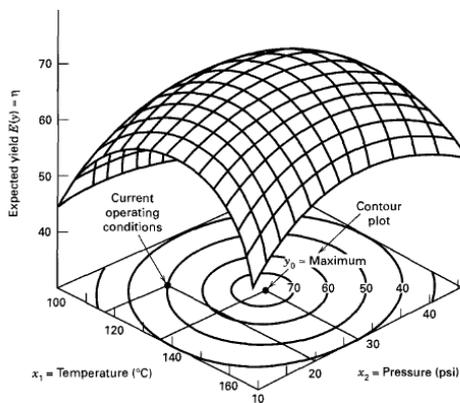
$$y = f(x_1 + x_2) + \varepsilon_i \dots\dots\dots (2-4)$$

Dimana ε_i merupakan error pengamatan pada respon y . Jika nilai harapan respon dituliskan $E(y) = f(x_1 + x_2) = \eta$, maka $\eta = f(x_1 + x_2)$ merepresentasikan sebuah permukaan yang disebut permukaan respon.

Pada umumnya, permukaan respon digambarkan dengan sebuah grafik, seperti yang tampak pada Gambar 2.19. Untuk membantu visualisasi dari bentuk permukaan plot, sering digunakan kontur dari permukaan respon, seperti yang terlihat pada Gambar 2.20. Pada kontur tersebut, garis respon yang konstan berada pada permukaan datar (x_1, x_2), sedangkan garis respon yang lain berada pada permukaan lengkung di atasnya.



Gambar 2.19 Ilustrasi plot permukaan respon
 Sumber: Faulina, Ria (2011)



Gambar 2.20 Ilustrasi plot kontur Response Surface
 Sumber: Faulina, Ria (2011)

Permasalahan umum pada metode permukaan respon adalah bentuk hubungan antara variabel respon dengan variabel independen tidak diketahui. Oleh karena itu, langkah pertama dalam metode permukaan respon adalah mencari bentuk hubungan antara respon dengan beberapa variabel independen melalui pendekatan yang sesuai. Bentuk hubungan linier merupakan bentuk hubungan yang dicobakan pertama kali karena merupakan bentuk hubungan yang paling sederhana (*low-order polynomial*). Jika ternyata bentuk hubungan antara respon dengan variabel independen adalah fungsi linier, pendekatan fungsinya disebut *first-order model*, seperti yang ditunjukkan dalam persamaan berikut.

$$y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \dots + \beta_kx_k + \varepsilon_i \dots\dots\dots (2-5)$$

Jika bentuk hubungannya merupakan kuadrat, maka untuk pendekatan fungsinya digunakan derajat polinomial yang lebih tinggi yaitu *second-order model*

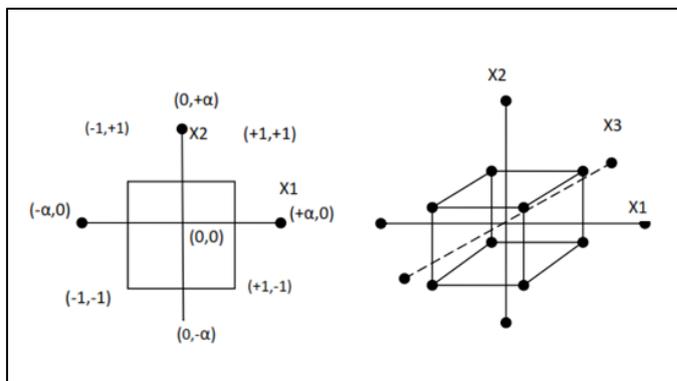
$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \dots + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon_i \dots\dots\dots (2-6)$$

Hampir semua permasalahan dalam metode permukaan respon menggunakan salah satu atau kedua model diatas. Setelah diperoleh bentuk hubungan yang paling sesuai, langkah selanjutnya adalah mengoptimalkan hubungan tersebut. Jika permukaan yang paling sesuai dicari melalui pendekatan yang cukup, maka hasil analisis ini akan mendekati fungsi yang sebenarnya. Secara garis besar, langkah-langkah dalam metode permukaan respon adalah merancang percobaan, membuat model dan melakukan optimalisasi.

Rancangan percobaan pada RSM ada dua :

1. *Central Composite Design (CCD)*

Central Composite Design (CCD) adalah sebuah rancangan percobaan yang terdiri dari rancangan 2^k factorial dengan ditambahkan beberapa *center runs* dan *axial run* (Gambar 2.21).



Gambar 2.21 *Central Composite Design (CCD)*

Sumber: Vardeman (1998)

2. *Box-Behnken Design*

Salah satu perbedaan *Box-Behnken Design* dengan *Central Composite Design* adalah pada *Box-Behnken Design* tidak ada *axial/star runs* pada rancangannya. Tidak adanya *axial/star runs* ini menyebabkan *Box-Behnken Design* lebih efisien dalam rancangan, karena melibatkan lebih sedikit unit percobaan. Pada dasarnya *Box-Behnken* dibentuk berdasarkan kombinasi rancangan 2^k dengan *incomplete block design* dengan menambahkan *center run* pada rancangannya.

Rancangan *Box-Behnken* hanya dapat diterapkan pada percobaan yang memiliki minimal 3 faktor, dengan elemen penyusunnya sebagai berikut:

- Rancangan 2^k faktorial *incomplete block design*, dimana k adalah banyaknya factor, yaitu percobaan pada titik $(0, \pm 1, \dots, \pm 1)$, $(\pm 1, 0, \dots, \pm 1)$, $(\pm 1, \pm 1, \dots, 0)$

- b. *Center Runs*, yaitu percobaan pada titik pusat (0,0,...,0), dimana jumlah Center Runs minimal 3 untuk berbagai jumlah factor k.

Dengan rumus jumlah permodelan *Box-Behnken Design*:

$$n = 4 \times \frac{k(k-1)}{2} + 1 \dots\dots\dots(2 - 7)$$

Dengan :

n = Jumlah model

k = Jumlah parameter (minimal 3 parameter)

2.11 Software berbasis FEM

Software yang berbasis *Finite Element Method* (FEM) mempunyai kelebihan yaitu kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja dengan elemen lebih banyak dan menghasilkan output dengan ketelitian tinggi, juga dapat digunakan untuk menganalisa struktur, thermal, elektromagnetik, dan fluida.

Secara umum langkah – langkah analisis dengan menggunakan *software* berbasis FEM dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. *Preprocessing* (proses awal)

Tahapan penting dalam *reprocessing* :

- a. Permodelan geometri
- b. Pemilihan tipe elemen
- c. Material properties
- d. *Meshing*
- e. Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai
- f. Memasukkan kondisi batas
- g. Menerapkan pembebanan (*load case*)

2. *Solution* (proses solusi)

Dalam tahapan ini hanya terjadi proses *solving*, dimana beban komputasi akan digunakan untuk menyelesaikan *load case* dengan *boundary condition* yang ada.

3. *General post processing* (proses pembacaan hasil)

a. *Plot result*

Dengan menggunakan *countor plot* akan tampak distribusi tegangan atau variabel lainnya pada model sehingga mudah dalam mengintepresentasikan informasi yang disajikan. Model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan nilai besaran yang terjadi.

b. List result

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

c. Animation

Hasil analisis yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk video animasi

2.12 Hipotesis

Berdasarkan tinjauan pustaka, munculah sebuah hipotesis dari penelitian yang dilakukan.

1. Semakin meningkatnya nilai sudut samping pada *chassis* maka Ratio Tegangan per Massa yang terjadi pada *chassis* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan, semakin besar nilai sudut samping *chassis* akan mengakibatkan peningkatan pada luas permukaan yang berkontak langsung dengan gaya sehingga tegangan yang terjadi pun menurun.
2. Meningkatnya ukuran tinggi profil, lebar profil, dan tebal profil *chassis* maka nilai Ratio Tegangan per Massa yang terjadi pada *chassis* semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin bertambahnya ketiga nilai tersebut mengakibatkan peningkatan pada momen inersia nya sehingga tegangan yang terjadi akan menurun.