

## Perancangan Sistem Suspensi untuk Simulasi Respon Dinamik $\frac{1}{4}$ Bodi Mobil

Bukhari, Ilyas Yusuf dan Mawardi

Politeknik Negeri Lhokseumawe, Indonesia

Corresponding Author: [boecharyst@yahoo.com](mailto:boecharyst@yahoo.com)

**Abstrak** – Gaya dan momen yang terjadi pada permukaan kontak ban dengan jalan berhubungan erat dengan tingkat kenyamanan dan keamanan berkendara. Karakteristik dari gaya dan momen ini sangatlah dinamik karena dipengaruhi oleh banyak faktor. Beberapa faktor utamanya adalah beban kenderaan, kecepatan, besarnya steering angle dan elastisitas ban. Posisi permukaan kontak ban dengan jalan yang selalu berpindah pada saat kenderaan berjalan menyebabkan sulit untuk bisa mengamati respon dinamik ban serta sulit untuk mengukur gaya dan momen yang terjadi. Penelitian ini menitikberatkan pada perancangan model konstruksi sistem suspensi yang bisa mensimulasikan gerak dinamis dari  $\frac{1}{4}$  bodi mobil untuk posisi bagian kanan depan. Kontruksi yang dirancang pada dasarnya terdiri dari dua bagian yaitu kontruksi bagian samping dan kontruksi bagian bawah. Kontruksi bagian samping merupakan representasi dari kontruksi bodi mobil yang mana bagian ini bisa bergerak translasi dalam arah vertical untuk mensimulasikan perubahan posisi bodi mobil akibat perubahan berat, maneuver maupun akibat gangguan permukaan jalan. Kontruksi bagian bawah berfungsi sebagai penggerak untuk memutar ban. Kontruksi bagian bawah ini dirancang untuk bisa berputar dalam posisi statis. Komponen yang berputar pada kontruksi bagian bawah ini akan meneruskan putaran ke ban sehingga roda mobil akan ikut berputar dalam posisi statis juga. Untuk memastikan semua komponen yang digunakan aman, maka dilakukan perhitungan dimensi dan perhitungan kekuatan material yang digunakan pada kontruksi ini. Disamping perhitungan manual, perhitungan kekuatan material dan simulasi juga dilakukan dengan menggunakan software CATIA. Bahan untuk rangka kontruksi dipilih baja profil ST-37 dengan young modulus 200 GPa, yield strenght 240 Mpa dan memiliki dimensi 50 x 50 x 5mm. Hasil simulasi dengan software CATIA terlihat bahwa besarnya tegangan maksimum yang bekerja pada rangka adalah 10.9 N/mm<sup>2</sup>. Nilai ini lebih kecil dari tegangan geser izin 37N/mm<sup>2</sup>, sehingga dapat disimpulkan bahwa material ST 37 berbentuk siku dengan dimensi 50x50x5mm aman digunakan untuk kontruksi alat simulasi sistem suspensi ini. Copyright © 2015 Department of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**Keywords:** Suspensi, gaya, momen, seperempat bodi, kecepatan, steering angle.

### 1 Pendahuluan

Sistem suspensi terletak antara bodi kendaraan dan roda yang dirancang untuk menyerap kejutan dari permukaan jalan yang bergelombang sehingga menambah kenyamanan berkendara dan memperbaiki kemampuan cengkraman roda terhadap jalan. Suspensi pada dasarnya terdiri dari pegas, peredam, dan komponen lain seperti lengan ayun, sambungan, batang pengaku (anti-roll bar atau stabilizer), dan karet-karet. Fungsi suspensi adalah untuk: 1) Memberikan kenyamanan dan keamanan penumpang dengan cara kendaraan secara bersama-sama dengan roda menyerap getaran, eskitasi dan kejutan dari permukaan jalan. 2) Memindahkan gaya pengereman dan gaya gerak ke

body melalui gesekan antara jalan dengan roda. 3) Menopang body pada axle dan memelihara letak geometris antara body dan roda.

Sistem suspensi secara umum dikategorikan dalam dua kelompok yaitu suspensi dependent dan independent. Suspensi dependent dapat dicirikan dari poros penghubung roda kiri dan kanan yang merupakan satu kesatuan utuh serta kaku (rigid). Biasanya, suspensi dependent dipakai di kendaran angkutan barang. Suspensi independent, seperti jenis MacPherson atau double wishbone umumnya digunakan di roda depan pada kendaraan jenis sedan atau minibus. Konstruksi suspensi independent ini memungkinkan roda kiri untuk bergerak bebas terhadap roda kanan, meski hanya untuk kisaran gerak yang terbatas.

## 2 Teori Dasar

Pemakaian sistem suspensi dari mobil, secara singkat, memiliki dua alasan; untuk membuat kendaraan bermotor lebih nyaman bagi pengendara dan untuk meningkatkan kemudahan pengendalian dari kendaraan untuk meminimalkan kemungkinan terjadinya kecelakaan. Nilai kenyamanan berkendara dapat diklasifikasikan sebagai: 1) pengurangan percepatan body kendaraan selama berkendara dalam kondisi permukaan jalan yang tidak rata dan 2) mereduksi nilai puncak osilasi body mobil dalam arah vertikal. Sebagai tambahan, adalah bahwa tubuh manusia lebih sensitive pada frekuensi antara 4 Hz sampai dengan 8 Hz, sehingga sebagai persyaratan tambahan dalam kenyamanan berkendara adalah untuk mengurangi percepatan tubuh pengemudi dan penumpang dalam frekuensi ini. Kemudahan pengendalian kendaraan dapat dikategorikan: 1) sebagai kestabilan mobil dan kemudahan pengendaliannya, seperti perubahan percepatan pada saat berkendara di jalanan berkelok dan 2) sebagai lompatan ban akibat kontur jalan yang tidak rata yang dalam kasus ini di lihat sebagai percepatan dari massa unsprung.

Prinsip kerja dari sistem suspensi dapat dijelaskan sebagai berikut: pada saat roda menerima kejutan dari permukaan jalan, maka gaya-gaya yang terjadi pada permukaan kontak ban dengan jalan akan diteruskan ke lower maupun upper arm, lalu gaya tersebut ditahan oleh pegas yang mengakibatkan perubahan panjang dari pegas karena pada kondisi ini pegas berfungsi sebagai media penyimpanan energi sementara. Selanjutnya gaya-gaya yang ada pada pegas ini direduksi oleh peredam getaran (shock absorber) agar tidak terjadi osilasi berlebihan. Hal ini juga berfungsi untuk menjaga agar ban tetap memiliki permukaan kontak dengan jalan.

### 2.1. Suspensi MacPherson Strut

Berdasarkan konstruksinya, suspensi dapat digolongkan menjadi 2 (dua) yaitu suspensi rigid dan suspensi bebas. Pada suspensi rigid antara roda kanan dan kiri dihubungkan dengan satu buah poros kaku sehingga pada saat roda kanan atau kiri terangkat karena terkena permukaan jalan yang tidak rata, maka kondisi atau kedudukan kendaraan pun akan ikut berubah menjadi miring. Pada umumnya suspensi rigid dipasang pada kendaraan beban berat, misalnya pada container, truk, bus dan lain-lain. Pada suspensi bebas, antara roda kanan dengan roda kiri tidak berhubungan secara langsung pada axle tunggal. Ketika kendaraan melewati jalan yang bergelombang, roda-roda menerima gaya dari permukaan jalan. Gaya ini akan digunakan untuk mencegah roda-roda untuk bergoyang, bergerak secara berlebihan ataupun mengubah kemiringan roda.

Suspensi MacPherson adalah salah satu jenis suspensi bebas. Jenis suspensi ini mulai dirancang pada akhir tahun 1940 oleh Earl Steele MacPherson, dan digunakan pertama kali tahun 1949 pada mobil Ford Vedette [7]. Konfigurasi suspensi ini tergolong relatif baru. Sebagian besar kendaraan berukuran kecil dan sedang yang ada pada saat itu menggunakan suspensi jenis ini [8]. Konfigurasi suspensi MacPherson terdiri dari lengan control bawah dan telescopic strut yang dipasang menghubungkan bodi kendaraan dan roda kendaraan. Biasanya pegas utama dan damper dipasang co-linear terhadap pergerakan translasi dari strut seperti ditunjukkan dalam gambar 1.



Gambar 1. Suspensi MacPherson Strut Terminology dan Sistem Koordinat

Guna mendeskripsikan gaya dan momen yang terjadi pada permukaan kontak ban dengan jalan, terlebih dahulu perlu di tentukan sistem koordinat yang akan menjadi referensi setiap gaya dan momen yang terjadi pada permukaan kontak ban. Sistem koordinat dan terminology yang digunakan dalam studi ini merujuk pada SAE tire terminology seperti yang ditunjukkan pada gambar 2. Terminology ini digunakan untuk kondisi dimana camber angle dan slip angle memiliki kontribusi terhadap perubahan dinamik ban [3].

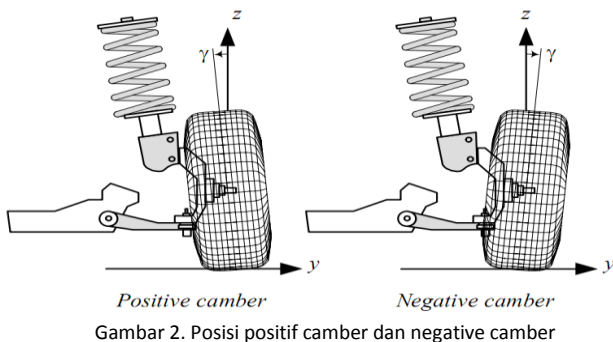
Tiga gaya dan tiga momen bekerja pada permukaan kontak ban dengan jalan. Gaya yang pertama adalah gaya longitudinal,  $F_x$ . Ini adalah resultan gaya yang bekerja pada permukaan kontak ban dalam arah sumbu-x. Jika mobil mengalami percepatan maka gaya longitudinal bernilai positif dan jika mobil mengalami perlambatan maka gaya longitudinal akan bernilai negative. Gaya yang kedua adalah gaya normal,  $F_z$ . Gaya ini selalu tegak lurus dengan permukaan jalan dengan arah menuju ke bawah. Gaya ini besarnya sama dengan gaya vertical yang arahnya keatas dan tegak lurus permukaan jalan. Gaya yang ketiga adalah gaya lateral,  $F_y$ . Ini adalah gaya yang paralel terhadap permukaan jalan dan tegak lurus terhadap gaya longitudinal dan gaya vertical [4].

Selanjutnya, momen-momen yang bekerja pada permukaan kontak ban meliputi overturning moment,  $M_x$ , rolling resistant momen,  $M_y$ , dan self-aligning momen,  $M_z$ . Overturning momen adalah moment putar terhadap sumbu-x. Momen ini sering disebut juga sebagai roll moment, bank moment, atau tilting moment. Rolling resistant momen adalah momen lateral yang berputar mengelilingi sumbu-y dan menyebabkan ban bergerak kedepan. Sedangkan self

aligning momen adalah momen putar terhadap sumbu-z [6].

## 2.2. Karakteristik *Camber Thrust*

Sudut inklinasi permukaan roda terhadap bidang tegak lurus permukaan jalan dikenal sebagai *camber angle*. Posisi *camber* negatif dan *camber* positif ditunjukkan pada gambar 2. *Camber angle* berpengaruh terhadap terjadinya gaya lateral. Gaya lateral yang ditimbulkan akibat adanya *camber angle* dinamakan sebagai *camber thrust*. *Camber thrust*  $F_{yy}$  yang bekerja pada permukaan kontak ban besarnya sebanding dengan *camber stiffness*  $C_{\gamma}$  dan *camber angle*  $\gamma$ . Besarnya *camber stiffness* biasanya berkisar antara 10-20%.



Gambar 2. Posisi positif *camber* dan negative *camber*

Pada kendaraan penumpang besarnya *camber angle* adalah antara  $0.5-1^{\circ}$ . Berdasarkan nilai *camber angle* yang kecil ini maka diperkirakan besarnya *camber thrust* adalah seperlima dari nilai *cornering stiffness* [1]. Sedangkan total gaya lateral yang terjadi pada permukaan kontak ban adalah hasil penjumlahan *cornering force* dengan *camber thrust* yang dikenal dengan gaya lateral ban.

## 3 Metode Perancangan

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini meliputi material dasar dan bahan jadi. Material dasar terdiri dari besi siku, besi lembaran, dan besi poros. Material-material dasar ini nantinya akan digunakan untuk membuat konstruksi  $1/4$  body mobil. Sedangkan bahan jadi yang akan digunakan digolongkan kedalam 3 kategori yaitu:

- Bahan suspensi; satu set sistem suspensi mobil lengkap dengan knuckle, disc brake, pelak dan ban
- Bahan/komponen penggerak; motor penggerak dan bearing
- Bahan/komponen alat ukur atau sensor; sensor gaya dan sensor posisi.

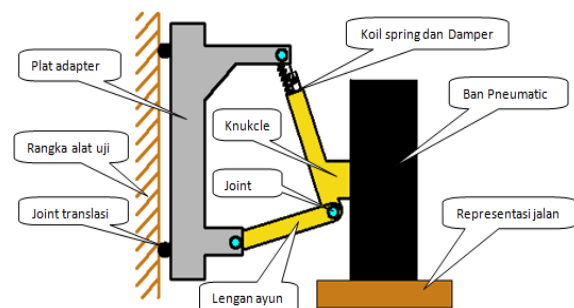
Alat yang direncanakan dalam penelitian ini adalah sebuah konstruksi fisik yang dapat merepresentasikan model  $1/4$  mobil untuk posisi bagian depan sebelah kanan. Konstruksi alat secara umum terdiri dari tiga

bagian, yaitu frame, unsprung mass dan sprung mass. Frame adalah konstruksi rangka dari alat yang bersifat kaku. Sprung mass adalah massa yang dibuat sedemikian rupa sehingga dapat mencerminkan sifat dinamik dari  $1/4$  body mobil. Sedangkan Unsprung mass adalah massa yang terdiri dari komponen suspensi, roda dan ban kendaraan.

Kegiatan penelitian ini bertujuan untuk merancang satu unit sistem suspensi model  $1/4$  mobil. Konsep perancangan mengacu pada sifat dinamik dari sprung mass dan unsprung mass. Konstruksi sprung mass dirancang agar dapat bergerak secara translasi dalam arah vertikal (1 DoF) untuk menggambarkan perubahan ketinggian body mobil. Sedangkan konstruksi unsprung mass dirancang untuk dapat bergerak dalam tiga arah (3 DoF) meliputi gerakan translasi ban dalam arah vertikal untuk merepresentasikan loncatan ban, gerakan rotasi ban terhadap sumbu-z untuk merepresentasikan steering angle dan gerakan rotasi ban terhadap sumbu-x untuk merepresentasikan *camber angle*.

Beberapa tahapan pelaksanaan penelitian dalam tahun pertama adalah sebagai berikut:

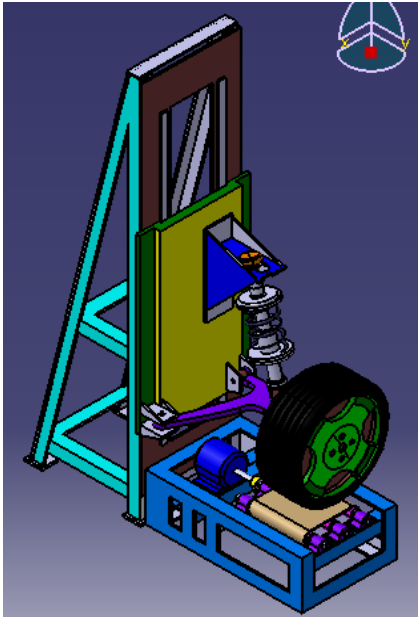
- Tahapan ke-1; Pembelian komponen sistem suspensi. Ini diperlukan untuk dapat menentukan secara tepat posisi dan dimensi joint antara sistem suspensi dengan konstruksi  $1/4$  body mobil yang akan dibuat.
- Tahapan ke-2; Pembuatan gambar konsep konstruksi. Kajian teoritis tentang fungsional alat dilakukan pada tahap ini untuk menentukan jenis joint yang tepat pada setiap sambungan antara komponen suspensi dengan konstruksi  $1/4$  body mobil. Gambar sketsa konstruksi alat yang akan dibuat dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3. Skema konstruksi alat system suspensi lengkap dengan ban

- Tahapan ke-3; Perhitungan dimensi dan keamanan dari setiap komponen konstruksi alat. Perhitungan dilakukan untuk menentukan batasan minimal dimensi komponen-komponen alat uji yang aman terhadap gaya-gaya yang akan terjadi konstruksi alat uji.
- Tahapan ke-4; Pembuatan gambar assembly untuk konstruksi alat. Gambar assembly ini diperlukan untuk dapat memberikan informasi secara lebih jelas

tentang bentuk dan dimensi dari alat uji. Gambar assembly ini juga akan berguna untuk proses simulasi.



Gambar 4. Gambar Kontruksi Alat Hasil Rancangan

Tahapan ke-5; Simulasi kontruksi alat uji dengan menggunakan software. Simulasi dibuat untuk memastikan bahwa pemilihan jenis material dan dimensi untuk komponen-komponen alat uji yang sudah dilakukan pada tahapan ke-4 adalah aman terhadap gaya-gaya yang akan terjadi pada kontruksi alat uji.

## 4 Pembahasan

### 4.1. Perencanaan Aktuator

Aktuator untuk memutar ban dari alat direncanakan adalah sebuah motor listrik. Motor Dari lembaran spesifikasi mobil Toyota Avanza 1.3, diketahui besarnya torsi maksimum adalah 12.2 Kgm dan terjadi pada putaran 4400 rpm. Torsi ini digunakan untuk menggerakkan dua buah roda, sehingga besarnya torsi untuk menggerakkan satu roda adalah 6.1 Kgm.

Dengan demikian daya motor yang direncanakan dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$HP = \frac{T \times n}{5250} \quad (1)$$

Dimana:

- HP = Daya kuda Motor
- T = Torsi motor (Kgm)
- n = Kecepatan putar motor (rpm)
- 5250 = konstanta

Sehingga:

$$\text{Daya Motor} = \frac{6.1 \text{Kg.m} \times 4400 \text{rpm}}{5250} = 5.11 \text{Hp} = 3.8 \text{Kw}$$

Besarnya daya rencana di hitung dengan persamaan berikut ini :

$$P_d = f_c \times p \quad (2)$$

Dimana :

$P_d$  = Daya rencana (Kw)

P = daya motor (Kw)

$f_c$  = Faktor koreksi

Sehingga diperoleh besarnya daya rencana adalah  $4.94 \text{ Kw} \approx 5 \text{ Kw}$  dengan putaran 4400 rpm.

### 4.2. Perencanaan Poros

Dalam menentukan poros pada suatu kontruksi permesinan terlebih dahulu perlu diperhatikan kerja mesin dan lama kerja mesin. Pada perencanaan ini bahan poros dipilih S30C dengan kekuatan tarik  $48 \text{ Kg/mm}^2$

### 4.3. Menentukan Tegangan Geser Izin Bahan

Menurut Sularso dan Kiyokatsu Suga Elemen Mesin (1987;7), besarnya tegangan geser yang diizinkan dapat dihitung dengan persamaan:

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (3)$$

Dimana:

$\tau_a$  = Tegangan geser izin ( $\text{kg/mm}^2$ )

$\tau_b$  = Kekuatan tarik Bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$Sf_1$  = Faktor keamanan untuk poros

$Sf_2$  = Faktor konsentrasi tegangan

Dengan nilai  $\tau_b$   $48 \text{ kg/mm}^2$ , nilai  $Sf_1$  untuk bahan S30C dengan pengaruh masa, dan baja paduan diambil 6,0, sedangkan untuk harga  $Sf_2$  pada konsentrasi tegangan diambil 2,0 maka diperoleh besarnya nilai tegangan geser izin adalah  $4 \text{ Kg/mm}^2$

### 4.4. Menghitung Momen Puntir Yang Terjadi

Menurut Sularso dan Kiyokatsu Suga Elemen Mesin (1987;7), moment puntir yang terjadi (T) dapat dihitung dengan persamaan:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \quad (4)$$

Dengan daya rencana  $P_d$  sebesar 5 Kw dan putaran 4400 rpm maka akan menghasilkan momen punter sebesar 1106.8 Kg.mm.

### 4.5. Menghitung Diameter Poros

Pada perhitungan diatas telah didapat daya rencana 5 Kw, momen puntir yang terjadi 1106.8 Kg.mm, dan bahan poros S30C dengan kekuatan tarik  $48 \text{ K/mm}^2$ . Menurut Sularso dan Kiyokatsu Suga (1987; 18), poros dengan momen lentur dapat dihitung dengan persamaan berikut ;

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{1/3} \quad (5)$$

Dimana :

$d_s$  = Diameter poros (mm)

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$K_m$  = faktor koreksi

$M$  = momen (N)

$K_t$  = faktor koreksi

$T$  = Momen puntir (Kg.mm)

Besarnya diameter poros ( $d_s$ ) hasil perhitungan dengan rumus di atas adalah 48mm.

#### 4.6. Menghitung Tegangan Geser Yang Terjadi Pada Poros

Besarnya tegangan geser poros adalah  $0.05 \text{ kg/mm}^2$  yang didapat dari hitungan dengan persamaan berikut:

$$\tau = \frac{5,1}{(d_s)^3} \cdot T \quad (6)$$

Dimana:

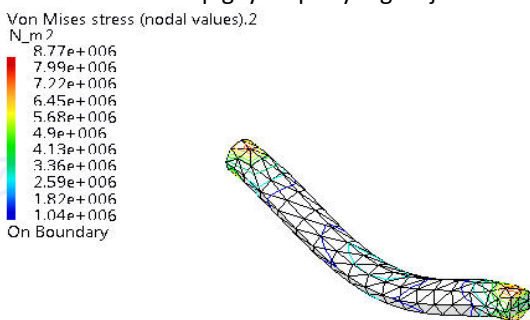
$\tau$  = Tegangan geser yang terjadi (Kg/mm<sup>2</sup>)

$d_s$  = Diameter Poros (mm)

$T$  = Momen Puntir (Kg.mm)

Dari hasil hitungan tersebut dapat dilihat ternyata tegangan geser terjadi  $0.05 \text{ kg/mm}^2$  lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu sebesar  $4 \text{ kg/mm}^2$ , maka poros aman.

Disamping perhitungan manual, kekuatan poros juga dihitung dengan menggunakan software CATIA. Besarnya gaya input yang diberikan adalah 4110 N yang merupakan berat dari  $\frac{1}{4}$  mobil. Adapun hasil response output yang diperoleh adalah seperti terlihat pada gambar 6. Tegangan maksimum yang terjadi pada poros  $8.77 \text{ N/mm}^2$  jauh lebih kecil dari tegangan izin poros yaitu sebesar  $48 \text{ N/mm}^2$ , sehingga dapat dipastikan poros aman terhadap gaya input yang terjadi.



Gambar 6. Hasil analisa tegangan pada poros dengan CATIA

#### 4.7. Perencanaan Rangka

Rangka terdiri dari dua bagian; rangka bagian bawah dan rangka bagian samping seperti yang ditunjukkan dalam gambar 3.1 berikut. Rangka bagian bawah berfungsi untuk menerima beban berat dari  $\frac{1}{4}$  mobil dan dibuat untuk bisa mensimulasikan perputaran roda depan kendaraan sedangkan rangka bagian samping berfungsi untuk bisa mensimulasikan perubahan ketinggian bodi mobil akibat pengaruh perubahan berat mobil.

#### 4.8. Pemilihan Profil dan Bahan

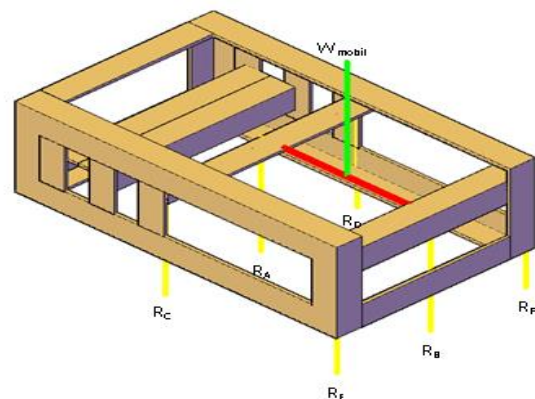
Pemilihan profil dan bahan pada rangka bertujuan agar rangka tahan terhadap reaksi dan momen maksimum yang terjadi sehingga rangka aman dari kerusakan. Bahan yang akan digunakan untuk rangka adalah baja tipe ST-37 yaitu berdasarkan tabel baja untuk konstruksi mesin yang bagus adalah ST-37 karena baja ini memiliki sifat mampu mesin dan mampu las cukup baik. Dimana baja karbon yang baik sifat mampu las cairnya adalah baja dengan kadar karbon sampai dengan 0,20%. Salah satunya baja profil ST 37 merupakan baja dengan kadar karbon tidak melampaui batas tersebut. Sedangkan untuk baja dengan kadar karbon yang lebih tinggi dari standar ini harus dilakukan perlakuan lanjut. Material untuk konstruksi rangka ini direncanakan menggunakan besi profil siku dengan dimensi 50x50x5mm.

Spesifikasi material ST 37 adalah :

- Tegangan yield :  $240 \text{ Mpa} = 2.4 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 2.4 \times 10^2 \text{ N/mm}^2$
- Tegangan ultimate :  $370 \text{ Mpa} = 3700 \text{ kg/cm}^2 = 37 \text{ kg/mm}^2$ .
- Modulus young :  $200 \text{ Gpa} = 200000 \text{ Mpa} = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 = 2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$
- Poison ratio : 0.3
- Berat :  $7860 \text{ kg/m}^3$

#### 4.9. Distribusi beban

Rangka konstruksi alat secara umum dibuat dalam dua bagian; rangka bagian bawah dan rangka bagian samping. Rangka bagian bawah akan menerima beban jauh lebih besar daripada rangka bagian samping. Kondisi beban yang diterima oleh rangka bagian bawah ini dapat dilihat pada gambar 7.



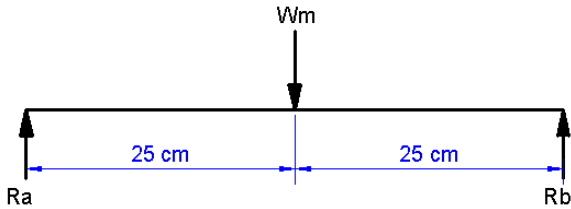
Gambar 7. Gaya pada rangka konstruksi alat

#### 4.10. Rangka Bagian RA - RB

Bagian RA - RB menerima beban sebesar  $\frac{1}{4}$  berat mobil. Berat ini terdiri dari berat mobil ditambah dengan penumpang, sedangkan berat bagasi diabaikan dalam kasus ini karena posisi bagasi mobil avanza berada pada

bagian paling belakang sehingga kecil sekali pengaruhnya terhadap pembebanan yang diterima oleh ban depan.

Berat kosong mobil = ¼ x 1045 kg = 261.25 kg ≈ 261 kg, berat penumpang diasumsikan sebesar ¼ x 600 kg = 150 kg. Sehingga berat total = 411 kg. Diagram benda bebas dari bagian rangka A-B dapat dilihat pada gambar 5.4.

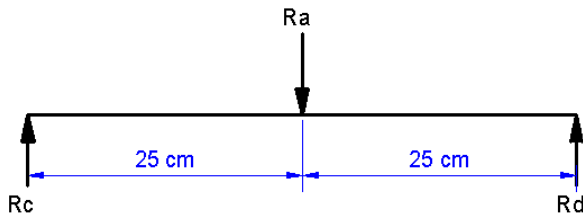


Gambar 8. Diagram benda bebas rangka A-B

Dengan mengasumsikan bahwa besarnya moment ditumpuan adalah nol maka diperoleh besarnya reaksi pada tumpuan A dan B adalah sama yaitu sebesar 205.5kg.

4.11. Rangka Bagian RC – RD

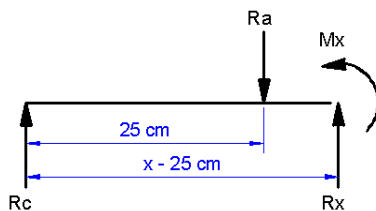
Rangka C-D akan menerima gaya yang sama besarnya dengan rangka E-F. Diagram benda bebas dari rangka C–D diperlihatkan pada gambar 9. Beban yang bekerja pada bagian ini adalah bersumber dari beban yang diterima oleh rangka bagian RA yaitu sebesar 205.5kg.



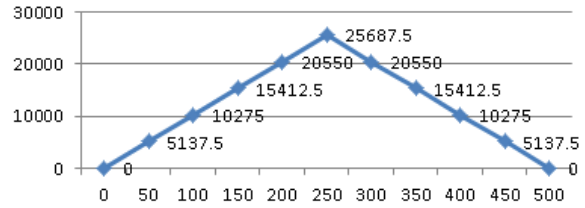
Gambar 9. Diagram benda bebas rangka C-D

Dengan mengasumsikan bahwa besarnya moment ditumpuan adalah nol maka diperoleh besarnya reaksi pada tumpuan C dan D adalah sama yaitu sebesar 102.7 kg.

Besarnya momen yang terjadi disepanjang rangka C-D dihitung berdasarkan diagram benda bebas seperti terlihat pada gambar 5.6. Dari hasil hitungan didapat besarnya momen maksimum adalah 25687.5 kg.mm yang terjadi pada bagian tengah rangka C-D, lihat gambar 11.



Gambar 10. Gambar DBB Perhitungan Momen rangka C-D



Gambar 11, Diagram momen batang C-D

4.12. Perhitungan Kekuatan Rangka

Rangka kontruksi alat direncanakan dibuat dari besi siku. Untuk menentukan keamanan dari material yang akan digunakan maka perhitungan kekuatan rangka akan dilakukan berdasarkan momen terbesar yang terjadi pada rangka kontruksi. Beban terbesar pada rangka diberikan oleh berat total mobil yaitu sebesar 411kg yang diterima oleh tumpuan rangka pada posisi RA dan RB yang besarnya masing masing adalah 205.5kg. RA meneruskan gaya pada batang hubung C-D dan RB meneruskan gaya pada batang hubung E-F.

Ditinjau dari tegangan geser :

Faktor keamanan Sf = 8

$$\sigma_{izin} = \frac{\sigma_{max}}{S_f} \tag{7}$$

$$\sigma_{izin} = \frac{37kg/mm^2}{8} = 4.6kg/mm^2 = 46N/mm^2$$

Maka besarnya tegangan geser izin adalah:

$$\tau_{izin} = 0.8 \times \sigma_{izin} = 3.7kg/mm^2 = 37N/mm^2$$

Untuk menghitung tegangan geser yang terjadi pada batang hubung C-D digunakan persamaan:

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{8}$$

Dimana :

$$F = RA = 205.5 \text{ kg} = 2055 \text{ N}$$

$$A = (50 \times 5) + (45 \times 5) \text{ mm} = 475 \text{ mm}^2$$

Sehingga besarnya tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau = \frac{2055N}{475mm^2} = 4.3N/mm^2$$

$$\tau = 4.3N/mm^2 \leq 37 N/mm^2 \text{ (rangka aman)}$$

Ditinjai dari tegangan bengkok :

Untuk menghitung tegangan bengkok yang terjadi pada batang hubung C-D digunakan persamaan :

$$\sigma = \frac{M_B}{W_B} \tag{9}$$

Momen maksimum yang terjadi pada batang C-D adalah pada posisi titik A yaitu sebesar 25687.5 Kg.mm = 256875 N.mm

$$MB = 256875 \text{ N.mm}$$

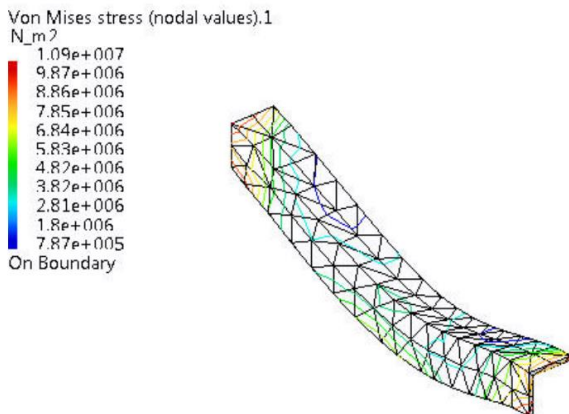
$$W_B = \frac{I}{h/2} = \frac{546140 \text{ mm}^4}{25 \text{ mm}} = 21845.6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{256875 \text{ N.mm}}{21845.6 \text{ mm}^3} = 11.76 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{11.76 \text{ N}}{\text{mm}^2} \leq 46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (rangka aman)}$$

#### 4.13. Simulasi Kekuatan Rangka

Untuk lebih memastikan bahwa rangka konstruksi aman menerima beban-beban yang terjadi maka dilakukan juga analisa kekuatan rangka dengan menggunakan software CATIA. Analisa ini juga dilakukan pada bagian beban terbesar yang diterima oleh rangka yaitu pada rangka bagian C-D. Besarnya gaya yang diterima oleh batang ini adalah 205.5kg. Hasil simulasi kekuatan rangka dengan menggunakan software catia ditunjukkan pada gambar 12.



Gambar 12. Hasil analisa tegangan batang C-D dengan CATIA

Dari hasil simulasi di atas terlihat bahwa besarnya tegangan maksimum yang bekerja pada rangka C-D adalah  $1.09 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  atau sama dengan  $10.9 \text{ N/mm}^2$ . Nilai ini lebih kecil dari tegangan geser izin yaitu sebesar  $37 \text{ N/mm}^2$ , sehingga dapat disimpulkan bahwa material ST 37 berbentuk siku dengan dimensi  $50 \times 50 \times 5 \text{ mm}$  aman digunakan untuk konstruksi alat simulasi sistem suspensi ini.

## 5 Kesimpulan

Berdasarkan pembahasan yang telah dilakukan maka dapat diambil beberapa kesimpulan dari hasil penelitian yaitu:

1. Bahan yang akan digunakan untuk rangka adalah baja tipe ST-37 karena memiliki sifat mampu mesin dan mampu las cukup baik. Berdasarkan pembebanan dan momen maksimal yang bekerja pada rangka, maka dipilih profil dengan ukuran  $50 \times 50 \times 5 \text{ mm}$ , young modulus  $200 \text{ GPa}$ , yield strenght  $240 \text{ Mpa}$ .

2. Momen terbesar yang terjadi pada kontruksi rangka adalah pada batang C-D dan E-F yaitu sebesar  $25687.5 \text{ Kg.mm}$  dan terjadi pada bagian pertengahan batang C-D dan batang E-F.
3. Maksimal tegangan geser yang terjadi pada rangka adalah  $4.3 \text{ N/mm}^2$  lebih kecil dari tegangan geser izin bahan yaitu  $37 \text{ N/mm}^2$ . Hal ini berarti material rangka yang digunakan aman terhadap tegangan geser.

Besarnya tegangan bengkok yang terjadi adalah  $11.76 \text{ N/mm}^2$ , sedangkan tegangan bengkok izin adalah  $46 \text{ N/mm}^2$ . Hal ini juga mengindikasikan bahwa rangka cukup kuat menahan tegangan bengkok yang terjadi.

## Referensi

- [1] H.B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics* (Butterworth : Heineman, 2006).
- [2] Polley, M.S, *Size Effects on Steady State Pneumatic Tire Behavior: An Experimental Study*, Master Thesis, University of Illionist, 2001.
- [3] T.D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics* (Publish by Society of Automotive Engineers, Inc).
- [4] H. Burkard and P. Wolfer, *Measuring Wheel for Vehicle (R&D, Kistler)*.
- [5] Douville, H, Masson, P and A.Berry, On-resonance transmissibility methodology for quantifying the structure-borne road noise of an automotive suspension assembly, elsevier, september 2005.
- [6] Gilles, T, *Automotive Chassis Brakes Steering & Suspension* ( Thomson Delmar Learning, 2004).
- [7] Mantaras, D.A, Laque, L, and Vera, C, *Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the MacPherson steering and suspension mechanisms*, Mechanism and Machine Theory, 39, 2004, 603-619.