

# PENGEMBANGAN SIMULASI UNTUK STUDI AWAL ANALISA RIDE PADA KENDARAAN NIAGA DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Djoeli Satrijo, Dwi Herbangun dan Ade Cahyadi

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Diponegoro  
Kampus Undip Tembalang, Semarang 50275, Indonesia  
Phone: +62-24-7460059, FAX: +62-24-7460058, E-mail: djoelisatrijo@yahoo.com

## Abstrak

Kendaraan dalam kondisi beroperasi merupakan subjek yang dikenai beban dinamis yang menyebabkan getaran. Masalah getaran kendaraan ini erat kaitannya dengan masalah kenyamanan (ride), dimana kualitas ride berhubungan dengan sensasi yang dirasakan pengemudi dalam kendaraan. Karena itulah analisa ride diperlukan untuk memberikan petunjuk dasar dalam pengontrolan getaran kendaraan, sehingga sensasi ketidaknyamanan pengemudi tidak melebihi level yang ditentukan. Makalah ini membahas simulasi yang digunakan untuk menyelidiki respon dinamik kendaraan dan parameter yang berpengaruh terhadap kenyamanan ride kendaraan niaga. Kendaraan dimodelkan sebagai sistem banyak derajat kebebasan yang terintegrasi atas sasis, lantai, rangka kendaraan dan elemen massa. Eksitasi terhadap model berasal dari gelombang acak jalan raya yang dikarakteristikan dalam bentuk kerapatan spectrum daya (Power Spectral Density/PSD). Respon dinamik acak kendaraan dianalisa dalam domain frekuensi yang disimulasikan menggunakan software berbasis metode elemen hingga. Output dari simulasi ini adalah frekuensi pribadi, bentuk modus getar serta respon percepatan PSD. Nilai respon percepatan PSD kemudian ditransformasikan menjadi respon percepatan ( Root Mean Square/RMS ) dalam 1/3 octave band untuk dibandingkan dengan standar kenyamanan ISO 2631 dalam menilai ride yang dialami pengemudi.

**Kata kunci:** ride, sistem banyak derajat kebebasan, PSD, ISO 2631

## 1. PENDAHULUAN

### 1.1 Latar belakang

Dewasa ini masalah getaran kendaraan atau khususnya bidang ride pada kendaraan niaga (Comercial Car) telah menerima perhatian yang cukup besar. Ride dengan kriteria kasar yang dialami oleh kendaraan niaga ini memiliki pengaruh yang harus diperhatikan, baik terhadap pengemudi maupun barang yang diangkutnya. Ketika seorang pengemudi mengalami ride yang kasar selama periode waktu tertentu maka performansi dan efisiensinya akan turun seiring dengan naiknya tingkat kelelahan yang dialaminya.

Tujuan mempelajari ride kendaraan adalah untuk menyediakan prinsip petunjuk untuk pengontrolan getaran pada kendaraan sehingga sensasi ketidaknyamanan penumpang tidak melebihi level tertentu. Untuk mencapai tujuan ini, kita harus memiliki pemahaman dasar mengenai respon manusia terhadap getaran, perilaku getaran dari kendaraan dan karakteristik permukaan jalan.

Simulasi ride yang dilakukan di laboratorium seperti penggunaan *shake table test*, *ride simulator experiment* dan *ride measurements in vehichle* umumnya akan memerlukan biaya yang sangat mahal. Tetapi dengan semakin berkembangnya komputer digital, maka hal diatas dapat dilakukan dengan

simulasi pengujian secara teoritis dengan menggunakan suatu program bantu (*software*) yang berbasis metode elemen hingga (*Finite Element Analysis*)

Maka tidak heran jika metode teoritis dengan metode elemen hingga digunakan sebagai proses awal design dan redesign dalam pengembangan ride serta struktur body automotive dikalangan produsen automotive.

### 1.2 Tujuan

1. Dapat membuat simulasi model kendaraan niaga T.120 SS berdasarkan metode elemen hingga dengan menggunakan program bantu MSC Nastran.
2. Melakukan Analisa Dinamik menggunakan program bantu MSC Nastran yang berupa *random response analysis* terhadap model kendaraan niaga T.120 SS dengan input terhadap model adalah kerapatan spektrum daya (*Power Spectral Density/PSD*) dari gelombang acak jalan raya.
3. Mengintegrasikan hasil analisa *random response* berupa nilai PSD percepatan pada 1/3 octave band menjadi akar rata-rata kuadrat (*root mean square/rms*) dari percepatan dengan menggunakan program bantu Matlab 6.5
4. Mengevaluasi getaran kendaraan yaitu dengan membandingkan nilai percepatan rms dengan kurva kenyamanan ride ISO yang dispesifikasikan dalam

ISO 2631 untuk menilai kualitas kenyamanan ride yang dialami pengemudi.

- Mengetahui geometri kendaraan yang berpengaruh terhadap kenyamanan ride.

### 1.3 Batasan masalah

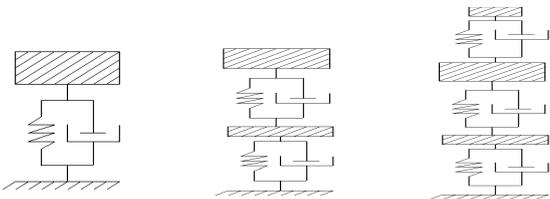
Kendaraan niaga yang digunakan untuk simulasi yaitu Mitsubishi T. 120 SS

- Input sebagai eksitasi getaran pada model kendaraan berasal dari gelombang acak jalan raya.
- Permukaan jalan diidealisasikan sebagai fungsi acak yang stasioner dan ergodik.
- Ban diasumsikan selalu berkontak dengan permukaan jalan secara kontinu dan dimodelkan secara *point contact*.

## 2. DASAR TEORI

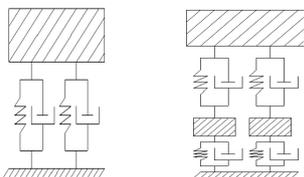
### 2.1 Model Mekanika Kendaraan

Seringkali dalam pemodelan suatu struktur, semua massa dianggap sebagai benda kaku (*sistem kontinum*), misalnya kendaraan yang dimodelkan sebagai sistem getaran yang diganggu di satu titik. Dalam hal ini gangguan pada roda depan dan belakang bekerja bersama – sama dengan gangguan yang sama. Gambar 1s/d 3 berikut menunjukkan pemodelan kendaraan dengan berbagai tingkat kerumitan.



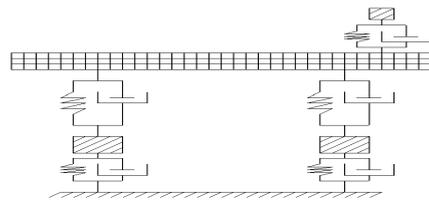
Gb.1 Pemodelan kendaraan gangguan satu titik.

Untuk memperoleh hasil analisa yang lebih mendekati kenyataan maka kita dapat memodelkan kendaraan dengan gangguan di dua titik, dimana memperhatikan waktu tunda (*time lag*) terjadinya gangguan antara yang diterima oleh roda depan dan roda belakang.



Gb. 2 Pemodelan kendaraan gangguan dua titik.

Bentuk pemodelan selanjutnya adalah apabila kita memperhatikan kekakuan dari struktur kendaraan (*sistem diskrit*), maka kita harus menggunakan metode elemen hingga



Gb.3 Pemodelan kendaraan dengan diskritisasi elemen balok utama.

### 2.2 Teori Analisa Sistem Getaran N - Derajat Kebebasan

#### 2.2.1 Analisa modus normal

Dari persamaan persamaan gerak

$$M \ddot{u} + K u = 0 \quad (2.1)$$

dimana :  $[M]$  = matrik massa  
 $[K]$  = matrik kekakuan

Untuk menyelesaikan persamaan

$$u = \phi \sin \omega t \quad (2.2)$$

dimana:  
 $\{\phi\}$  = vektor eigen atau bentuk modus  
 $\omega$  = frekuensi pribadi sirkular

Jika penurunan dengan solusi harmonik disubstitusikan ke persamaan gerak, maka :

$$-\omega^2 M \phi \sin \omega t + K \phi \sin \omega t = 0 \quad (2.3)$$

Persamaan diatas kalau kita sederhanakan menjadi

$$[K - \omega^2 M] \phi = 0 \quad (2.4)$$

yang dinamakan persamaan *eigen*, yaitu sekumpulan persamaan aljabar homogen dari komponen *eigen vector* dan *eigen value*.

Bentuk dasar persamaan *eigen*

$$[A - \lambda I] x = 0 \quad (2.5)$$

dimana :  
 $A$  = matrik bujur – sangkar (*square matrix*)  
 $\lambda$  = nilai *eigen (eigenvalue)*  
 $I$  = matrik identitas (*identity matrix*)  
 $x$  = vector *eigen (eigenvector)*

dimana apabila persamaan (2.4)=0 menghasilkan persamaan

$$K - \omega_i^2 M \underline{\phi} = 0 \quad (2.6)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots \quad f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

yang tiap nilai eigen dan eigen vector menggambarkan getaran bebas struktur.

### 2.3 Teori Getaran Acak

#### 2.3.1 Profil Permukaan sebagai Fungsi Acak

Pendeskripsian profil jalan menjadi lebih realistis, yaitu dengan menggunakan fungsi acak. Karakteristik dari fungsi acak adalah nilai sesaatnya tidak dapat diprediksi dalam artian deterministik, sehingga sifat-sifatnya digambarkan secara statistik. Jika profil jalan dianggap sebagai fungsi acak, yang digolongkan sebagai fungsi kerapatan spektrum, maka kerapatan spektrum dari profil jalan dalam bentuk frekuensi ruang yaitu :

$$S_g(\Omega) = C_{sp} \Omega^{-N} \quad (2.7)$$

Dimana ;

$S_g(\Omega)$  : kerapatan spektrum dari profil permukaan (m<sup>2</sup>/cycle/m)

$\Omega$  : frekuensi ruang ( cycle/m ) s

$C_{sp}$  dan  $N$  konstanta yang tergantung pada tipe jalan.

Untuk analisa getaran pada kendaraan dalam hal ini lebih sesuai menunjukkan profile jalan dalam bentuk frekuensi temporal dalam Hertz yaitu :

$$f \text{ Hz} = \Omega \text{ ( siklus/m) } V \text{ (m/sec)} \quad (2.8)$$

Maka transformasi dari kerapatan spektrum profil jalan dari frekuensi ruang  $S_g(\Omega)$  ke frekuensi temporal  $S_g(f)$  pada kecepatan kendaraan yaitu :

$$S_g(f) = \frac{S(\Omega)}{V} \quad (2.9)$$

Bila fungsi ketidakrataan jalan yang dialami oleh roda depan dinyatakan dalam bentuk  $y_1(s)$  maka untuk roda belakang,  $y_2$  adalah :

$$y_2(s) = y_1(s) \cdot e^{-as} \quad (2.10)$$

Bila  $S_{y_1}(\omega)$  adalah fungsi kerapatan spektrum daya (PSD), maka besarnya gangguan yang akan dialami roda belakang

$$S_{y_1}(\omega) e^{-i\omega t} = \frac{1}{2\pi V} C_{sp} \left( \frac{2\pi V}{\omega} \right)^N \cdot e^{-i\omega t}$$

dimana :

$$t = \frac{\text{wheel base}}{\text{kecepatan}} \quad (2.11)$$

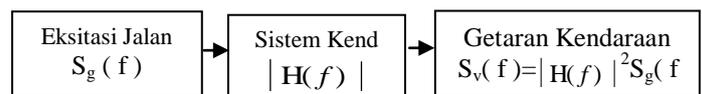
#### 2.3.2 Fungsi Transfer

Dalam sistem linier, hubungan linier langsung antara input dan output berlaku untuk fungsi random, Sistem kendaraan yang di wakili oleh fungsi transfernya, memodifikasi input akibat ketidakrataan jalan menjadi output berupa getaran pada kendaraan.

Misal kendaraan disederhanakan menjadi sistem satu derajat kebebasan dan antara input dan output memiliki satuan yang sama, maka fungsi transfernya dapat ditunjukkan sebagai :

$$|H(f)| = \sqrt{\frac{1 + \zeta^2 f / f_n}{\sqrt{1 - (f / f_n)^2 + \zeta^2 f / f_n}}} \quad (2.11)$$

dimana  $f$  adalah frekuensi pemaksa,  $f_n$  adalah frekuensi pribadi dan  $\zeta$  adalah rasio redaman.



Gb 4 Input dan Output Sistem kendaraan linier

Maka hubungan antara kerapatan spektrum dari input  $S_g(f)$  dan kerapatan spektrum dari output  $S_v(f)$  dari sistem yaitu diberikan oleh :

$$S_v(f) = |H(f)|^2 S_g(f) \quad (2.12)$$

#### 2.3.3 Evaluasi Getaran Kendaraan dan Hubungannya dengan Kriteria Kenyamanan Ride

Setelah fungsi kerapatan spektrum untuk percepatan kendaraan diperoleh, analisa selanjutnya yaitu membandingkannya dengan kriteria kenyamanan ride yang dipilih.

Karena batas kenyamanan ISO 2631 yang diambil, maka dibutuhkan transformasi dari percepatan (PSD) ke nilai percepatan *root mean square* ( RMS ) sebagai fungsi dari frekuensi.

Prosedurnya yaitu fungsi dari percepatan PSD diintegrasikan pada  $1/3$  octave band sehingga percepatan *mean square* (MS) pada setiap frekuensi center yang diberikan diperoleh. Jadi percepatan *root mean square* (RMS) pada tiap frekuensi center dapat dihitung sebagai :

$$\text{RMS} = \left[ \int_{0.89f_c}^{1.12f_c} S_v(f) df \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

Dimana  $S_v(f)$  adalah fungsi kerapatan spektrum untuk percepatan dari kendaraan. Setelah mendapatkan nilai percepatan RMS dari kendaraan pada serangkaian frekuensi center dalam range yang diinginkan, kemudian kita dapat mengevaluasi getaran pada kendaraan dengan batas yang telah ditentukan.

### 3. KARAKTERISTIK RIDE KENDARAAN

#### 3.1 Respon Manusia Terhadap Getaran

Pada dasarnya batas kenyamanan akan sulit ditentukan, hal ini dikarenakan kenyamanan merupakan faktor subyektif. Namun beberapa riset telah dikembangkan untuk memecahkan masalah tersebut. Diantaranya yaitu adanya penelitian yang memperkenalkan suatu pengertian ketidaknyamanan yang dialami pengemudi terhadap getaran, dan sejumlah kriteria kenyamanan ride juga telah diusulkan. Suatu pedoman yang lebih umum dan secara luas digunakan untuk menjelaskan *whole body vibration* diberikan oleh *International Standart Organization ISO 2631*.

#### 3.2 Batasan – Batasan *Whole Body Vibration Exposure*

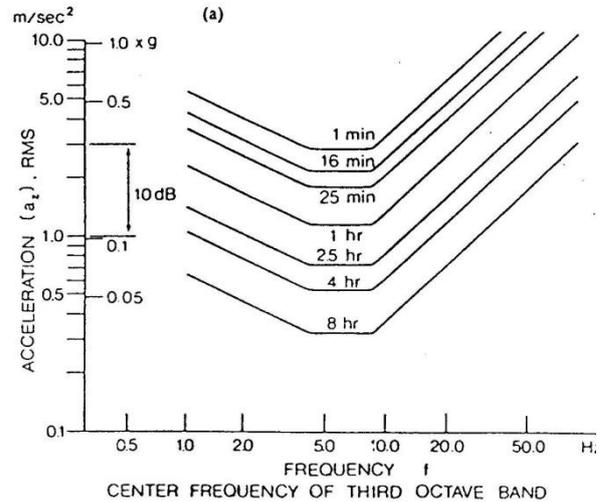
Suatu pedoman yang secara luas digunakan untuk menjelaskan *whole body vibration* diberikan oleh ISO 2631. Pedoman ini direkomendasikan untuk mengevaluasi pengaruh getaran dalam kendaraan maupun industri. Kriteria ini menjelaskan tiga batas yang berbeda untuk *whole body vibration* dalam daerah frekuensi 1 s/d 80 Hz. Batasnya adalah :

1. Batas exposure yang berkaitan dengan preservasi keselamatan atau kesehatan yang tidak boleh dilebihi tanpa ketentuan khusus.
2. Batas kelelahan (*fatigue / decreased proficiency boundaries*) yang berkaitan dengan preservasi efisiensi kerja, seperti mengemudi kendaraan.

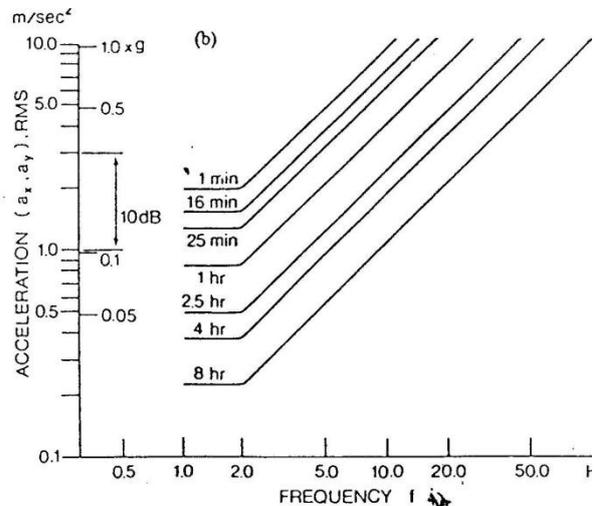
Batas kenyamanan yang direduksi (*reduced comfort boundaries*) berhubungan dengan kenyamanan, dan dalam kendaraan transportasi hal ini berkaitan dengan kegiatan membaca, menulis dan makan dalam kendaraan.

Gambar berikut menunjukkan batas kelelahan (*fatigue/decreased proficiency boundaries*) untuk getaran vertikal dan transversal dalam waktu exposure yang berkisar dari 1 menit sampai 8 jam. Batasnya dijelaskan dengan menggunakan nilai percepatan rms sebagai fungsi frekuensi untuk waktu exposure yang dispesifikasikan. Dari gambar tersebut dapat dicatat sebagai berikut :

1. Ketika waktu exposure naik, nilai percepatan rms untuk tingkat kenyamanan yang diberikan akan turun.
2. Sensitivitas terhadap getaran turun dengan naiknya frekuensi untuk nilai frekuensi yang lebih besar dari 8 Hz.



Gb 5. Kriteria Standar ISO 2631 untuk getaran arah vertikal

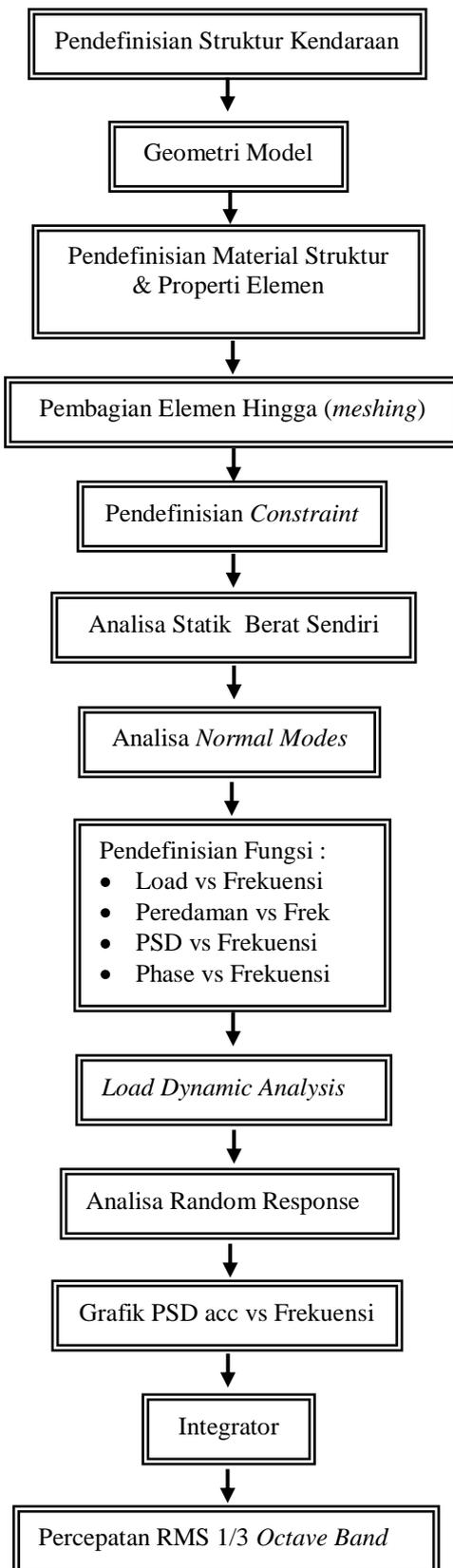


Gb 6. Kriteria Standar ISO 2631 untuk getaran transversal

Batas exposure untuk batas kenyamanan yang dikurangi (*reduced comfort boundaries*) diperoleh dengan membagi batas kelelahan dengan 3,15.

### 4. SKENARIO SIMULASI DAN PEMODELAN KENDARAAN PADA ANALISA RIDE

Skenario ini dapat dilihat pada diagram alir di halaman berikut.



Gb 7. Diagram alir proses simulasi.

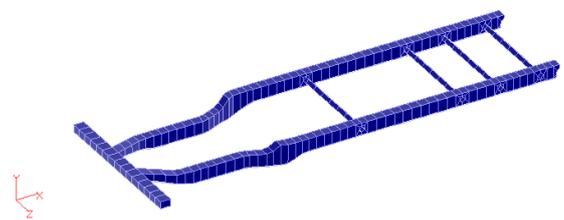
#### 4.1 Pendefinisian Struktur Utama

Untuk simulasi dan analisa ride, struktur body kendaraan biasanya dimodelkan menjadi 2 bagian utama yaitu :

##### 4.1.1 Masa Sprung (*Sprung Mass*)

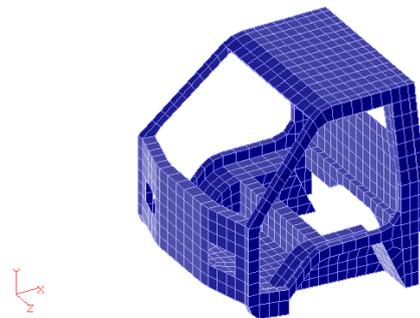
Merupakan massa dari badan kendaraan atau bagian dari badan yang ditumpu oleh sistem suspensi kendaraan. *Sprung mass* sendiri terdiri dari :

- a. Rangka Sasis  
Bagian dari struktur body kendaraan, berfungsi sebagai tempat bertumpunya mesin, transmisi, tenaga penggerak, suspensi dan lainnya. Rangka sasis ini dimodelkan sebagai elemen pelat.



Gb. 8 Permodelan rangka sasis.

- b. Rangka Badan  
Merupakan struktur badan kendaraan yang berfungsi memberikan kenyamanan, perlindungan terhadap penumpang dan tempat pemasangan dari pintu, jendela serta panel-panel yang lain. Rangka badan ini dimodelkan sebagai elemen pelat.



Gb. 9 Permodelan elemen hingga rangka atas.

- c. Mesin  
Bagian utama yang menyediakan sumber tenaga penggerak utama pada kendaraan. Dalam permodelan elemen hingga, mesin ini dapat dimodelkan sebagai elemen massa.
- d. Kursi  
Bagian yang berfungsi sebagai tempat duduk. Dalam permodelannya, kursi ini dapat dimodelkan sebagai elemen garis dan massa yang menunjukkan nilai kekakuan dan peredaman kursi serta massa yang sesuai keadaan sebenarnya.

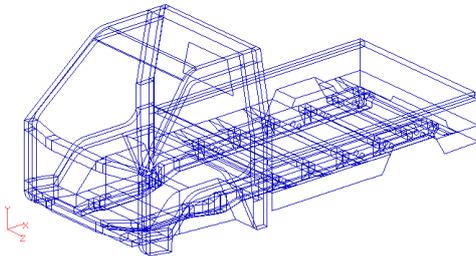
#### 4.1.2 Masa Unsprung (*Unsprung Mass*)

Merupakan massa dari struktur body kendaraan yang terdiri dari komponen penggerak dan yang terkait. *Unsprung mass* sendiri terdiri dari :

- a. Gandar Penggerak dan Kemudi  
Bagian ini berfungsi mentransmisikan daya dari mesin ke roda. Dalam permodelannya bagian ini diperlakukan sebagai elemen massa.
- b. Sistem Suspensi Pegas  
Bagian yang berfungsi untuk menahan gaya, memberikan fleksibilitas, dan untuk menyerap energi yang bersumber dari eksitasi jalan. Dalam permodelannya pegas suspensi dan peredam kejut ini dapat dimodelkan sebagai elemen garis yang mempunyai nilai kekakuan dan peredaman.
- c. Roda (*Wheel Assembly*)  
Bagian ini berfungsi sebagai elemen penggerak kendaraan, penyerap eksitasi dari jalan dan bagian dari sistem isolasi ride. Roda ini dimodelkan sebagai elemen garis dan massa yang menunjukkan nilai kekakuan serta peredaman dari ban dan massa ban yang dikondisikan sesuai keadaan sebenarnya.

#### 4.2 Geometri Model

Geometri model dari kendaraan niaga Mitsubishi T.120 SS dibuat dalam bentuk *wire frame* tiga dimensi, yang dalam hal ini penulis langsung membuatnya pada program bantu Msc Nastran.



Gb. 10 Geometri Model pada Msc Nastran

#### 4.3 Pembagian Elemen Hingga (*Meshing*)

Sebelum dilakukan *meshing*, terlebih dahulu mendefinisikan material dan *property* dari struktur bodi kendaraan.

Material yang digunakan dalam permodelan yaitu material Baja karbon yang memiliki property sebagai berikut :

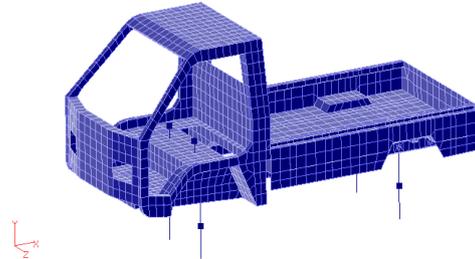
- Modulus Elastisitas Young = 200 Gpa
- Modulus Elastisitas Geser = 83 Gpa
- Massa Jenis ( $\rho$ ) = 7830 kg/m<sup>3</sup>
- Kekuatan Tarik ( $\delta u$ ) = 450 Mpa
- Tegangan Ijin ( $\sigma_I$ ) = 165 Mpa
- Poisson's Ratio ( $\nu$ ) = 0,32

Material yang dimasukkan dalam program bantu Msc Nastran ini dianggap isotropik.

Tipe elemen yang digunakan meliputi :

- Elemen *Plate* untuk memodelkan *frame chasis, frame atas, floor, roof*, serta bak mobil.
- Elemen garis untuk memodelkan pegas axial, *shock absorber*, ban serta kursi.
- Elemen massa untuk memodelkan mesin, kursi, ban, gandar penggerak serta kemudi, tangki bahan bakar.

Geometri model setelah dilakukan proses *meshing* yaitu:

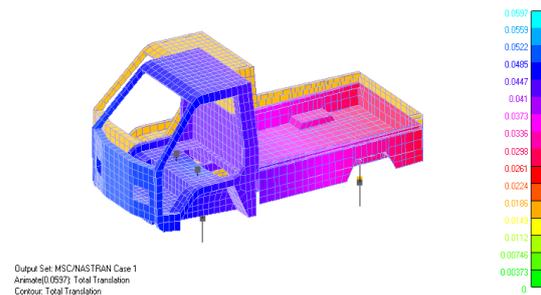


Gb. 11 Model Elemen Hingga Mobil T. 120 SS

### 5. Hasil Simulasi dan Analisa Ride

#### 5.1 Analisa Statik Beban Sendiri

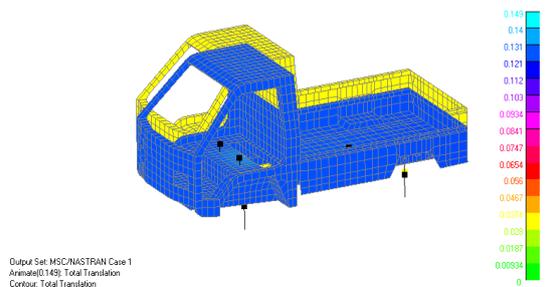
##### 5.1.1 Kondisi tanpa muatan (*Kerb Weight*)



Gambar 12  
Defleksi Struktur akibat berat sendiri model 1

Dari gambar diatas terlihat bahwa pada model 1 dimana dalam kondisi tanpa muatan (*kerb weight*) defleksi struktur tidak merata, pada bagian depan model 1 mengalami defleksi total translation terbesar.

##### 5.1.2 Kondisi dengan muatan (*Gross Vehicle Weight*)



Gambar 13  
Defleksi Struktur akibat berat sendiri model 2

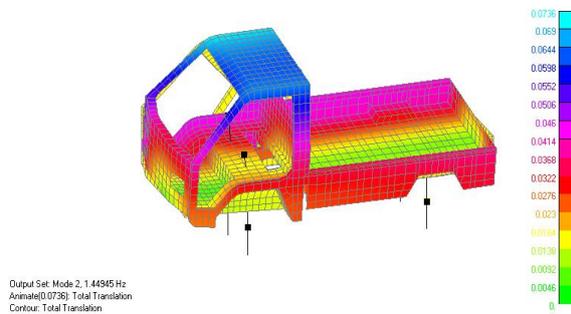
Pada model 2, dimana pada kondisi muatan maksimum (*Gross Vehicle Weight*) defleksi struktur pada arah *total translation* merata di semua bagian model.

Dengan melihat hasil analisa statik dari kedua model diatas, terlihat adanya integritas model dimana komponen struktur tidak berdiri sendiri, antar elemen sudah saling terhubung dan bentuk deformasi akibat berat sendiri dari kedua model juga masuk akal.

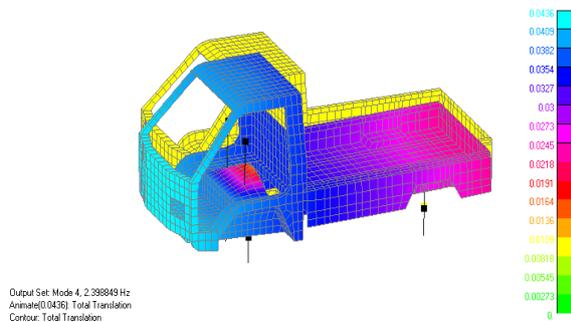
### 5.2 Analisa Normal Modus/Eigenvalue

Tujuan analisa ini adalah untuk menentukan frekuensi pribadi dan bentuk modus struktur itu sendiri dengan mengabaikan peredaman.

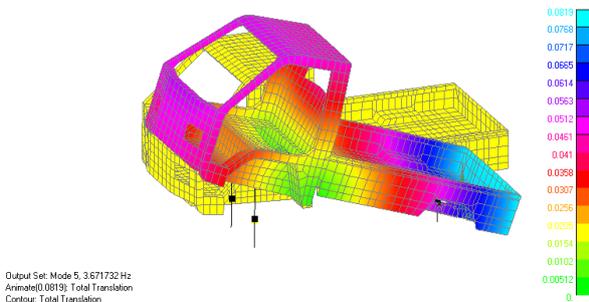
Mobil merupakan sistem *multi degree of freedom*, namun dalam hal ini bentuk modus yang ditampilkan adalah bentuk – bentuk modus utama dari kendaraan seperti pada gambar 5.3, yaitu :



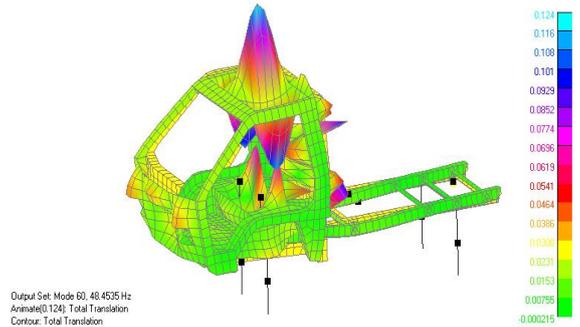
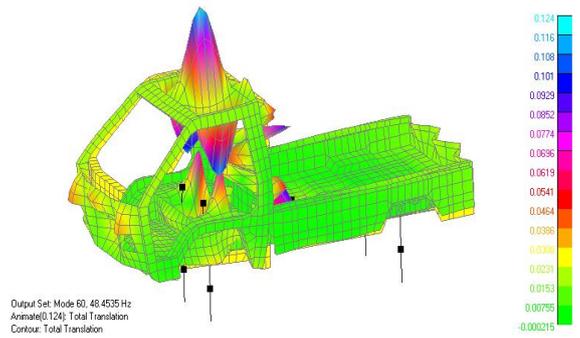
Modus Getar kedua (*Rolling Motion*)



Modus Getar keempat (*Bounce Motion*)



Modus Getar kelima (*Pitch Motion*)



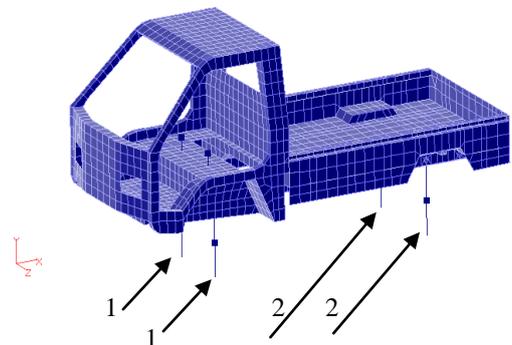
Modus Getar ke-60 (*Beaming Frame*)

Dari hasil analisa *Normal modes* ini, maka kita selanjutnya dapat menggunakan data frekuensi pribadi struktur sebagai acuan untuk menentukan range frekuensi eksitasi yang diberikan terhadap model yang berasal dari gelombang acak jalan raya.

### 5.3 Analisa Random Response

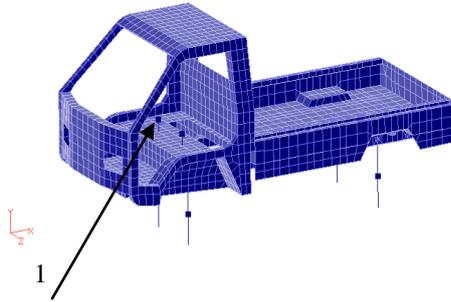
Analisa ini dilakukan dengan pemberian eksitasi dari luar yang berupa kerapatan spektrum daya dari gelombang acak jalan raya terhadap roda kendaraan.

Eksitasi diberikan terhadap roda depan (1) dan belakang (2), kita idealisasikan permukaan jalan *stasioner* dan *ergodik* dan hanya terjadi waktu tunda (*time lag*) antara eksitasi yang diterima roda depan dan roda belakang, seperti pada gambar berikut :



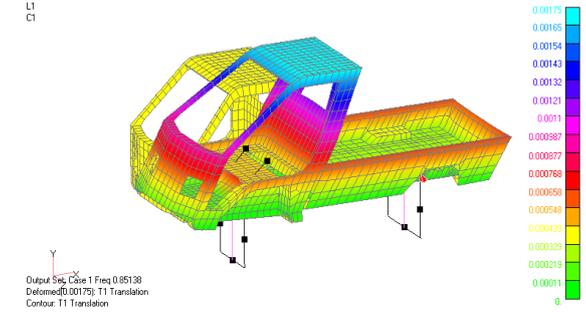
Gambar 14 Skenario pengujian modal dengan eksitasi luar.

Sedangkan responnya diambil pada beberapa titik nodal yang dapat mewakili posisi dari pengemudi (1) dalam mobil seperti pada gambar berikut :

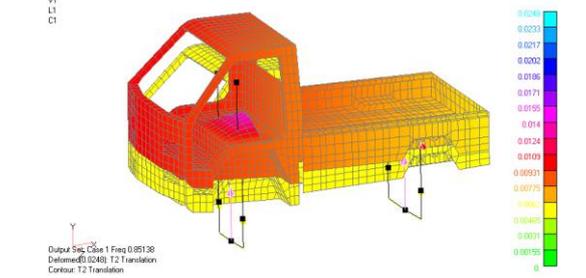


Gambar 15 Skenario pengambilan respon

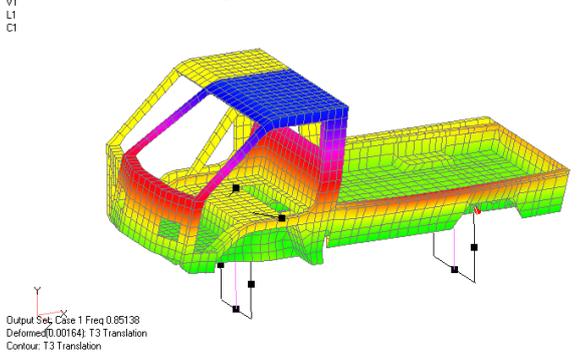
Dalam analisa ini dilakukan beberapa macam studi kasus, dimana dilakukan beberapa variasi terhadap geometri model kendaraan. Dari tiap analisa akan diambil 3 respon arah translasi yaitu arah X(longitudinal), arah Y (Vertikal) dan arah Z (Lateral).



Mode shape frekuensi pribadi ke-1 (Respon Arah Longitudinal)

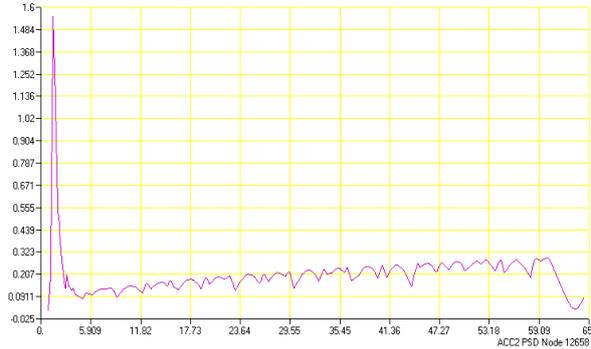


Mode shape frekuensi pribadi ke-1 (Respon Arah Vertikal)



Mode shape frekuensi pribadi ke-1 (Respon Arah Lateral)

Sedangkan contoh grafik percepatan PSD hasil analisa respon acak (*random response*) yaitu sebagai berikut :

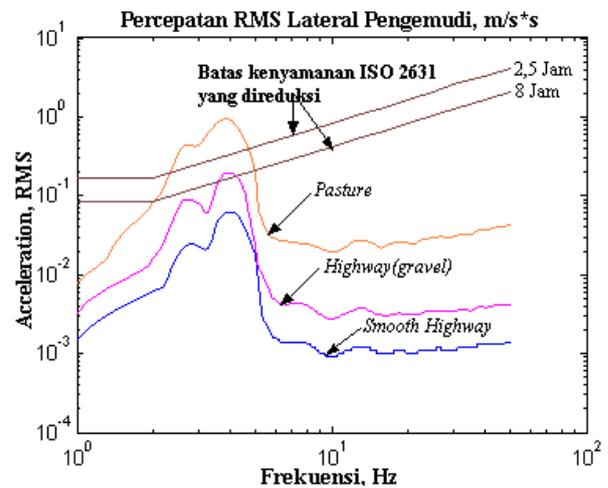
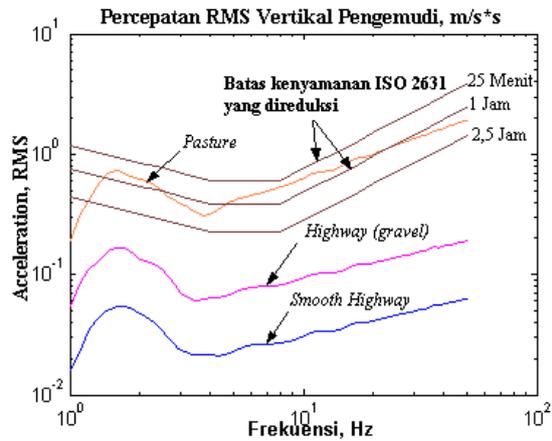


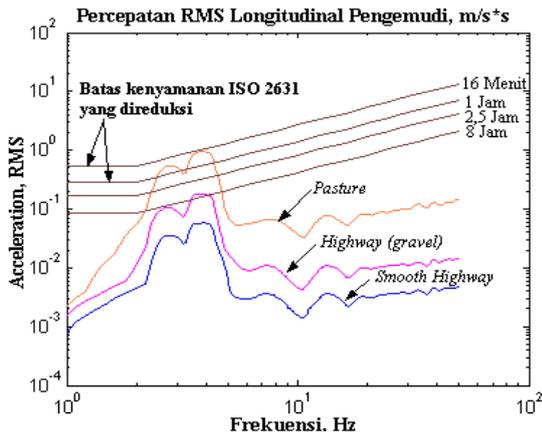
Gb. 15 Grafik Percepatan vs PSD

Berikutnya akan ditampilkan grafik hasil simulasi ride dari berbagai studi kasus :

### 5.3.1 Variasi Tipe Jalan

Studi kasus ini disimulasikan untuk tiga tipe jalan dengan karakteristik kekasaran yang berbeda dengan 2 kondisi pembebanan dan melaju dengan kecepatan 80 Km/jam dan 50 Km/jam. Grafik hasil simulasi dapat dilihat pada gambar berikut :





Gambar 16 Grafik Percepatan RMS vertikal, lateral dan longitudinal untuk berbagai variasi tipe jalan (Kecepatan 80 Km/jam, kondisi Kerb weight)

Dari grafik, terlihat bahwa ketika PSD jalan naik maka kualitas ride turun cukup signifikan, hal ini menunjukkan kekasaran jalan merupakan faktor utama yang mempengaruhi kualitas ride kendaraan.

Percepatan PSD output yang diberikan oleh persamaan sebagai berikut ;

$$S_y(\omega) = |G(j\omega)|^2 S_g(\omega)$$

dimana;

$G$  = Fungsi transfer

$S_g$  = PSD input dari jalan, yang diberikan oleh persamaan sebagai berikut :

$$S_g(\omega) = \frac{2\pi V C_{sp}}{\omega^2}$$

dimana;

$C_{sp}$  = konstanta yang menunjukkan kekasaran jalan

$\omega$  = frekuensi

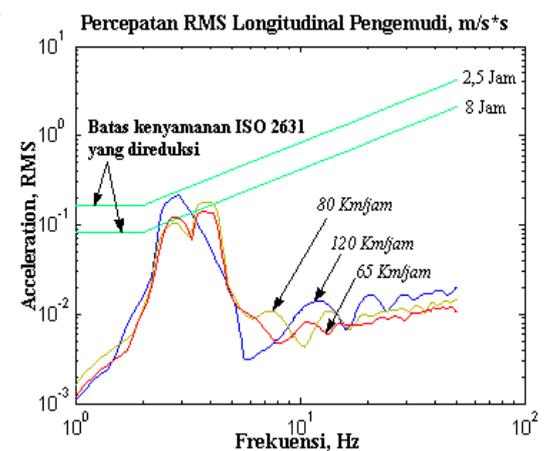
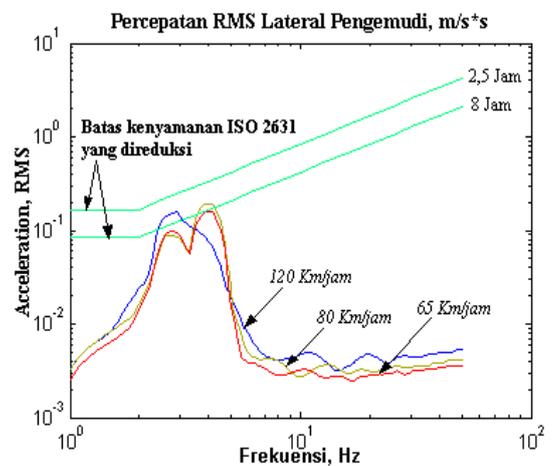
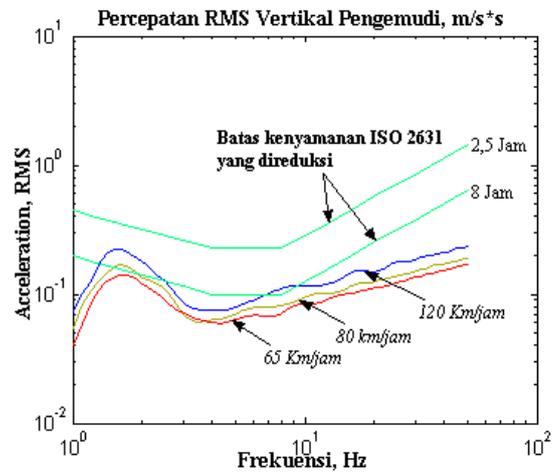
$V$  = kecepatan maju kendaraan

Dari persamaan diatas dapat kita lihat bahwa untuk kecepatan kendaraan ( $V$ ) konstan, maka percepatan rms vertikal, lateral dan longitudinal akan sebanding dengan kekasaran permukaan jalan ( $C_{sp}$ ). Sehingga untuk nilai gangguan yang lebih besar tentunya akan menghasilkan respon percepatan yang lebih besar pula. Kondisi ini akan berlaku untuk semua kondisi kecepatan dan pembebanan.

### 5.3.2 Variasi Kecepatan Kendaraan

Studi kasus ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari kecepatan kendaraan terhadap

kenyamanan ride pengemudi, dalam hal ini model dikondisikan melaju pada kecepatan 65, 80 serta 120 Km/jam.



Gambar 17 Percepatan RMS Vertikal, Lateral dan Longitudinal untuk tiga variasi kecepatan (Tipe Jalan Highway with gravel)

Dari hasil analisa diatas, secara umum terlihat kecenderungan dimana dengan semakin meningkatnya kecepatan kendaraan maka kualitas ride semakin turun.

Dengan mengacu persamaan (2.7) terlihat hubungan dimana nilai kecepatan kendaraan berbanding lurus dengan nilai eksitasi dari jalan dalam bentuk kerapatan spectrum daya/PSD.

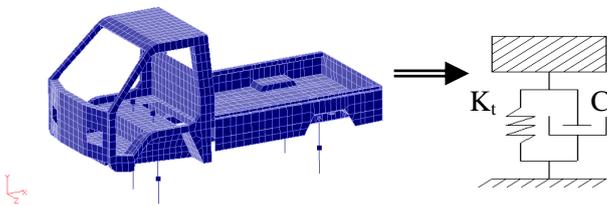
$$S_g(f) = \frac{C_{SP}}{V} \cdot \left(\frac{V}{f}\right)^N$$

Dari persamaan diatas dapat ditarik suatu kesimpulan bahwa dengan bertambahnya kecepatan kendaraan maka akan ada peningkatan nilai eksitasi dari jalan, karena nilai PSD jalan sebanding dengan percepatan rms maka nilai percepatan rms akan berbanding lurus dengan kecepatan. Hubungan ini akan berlaku jika sistem linier

### 5.3.3 Variasi $K_{suspensi}$

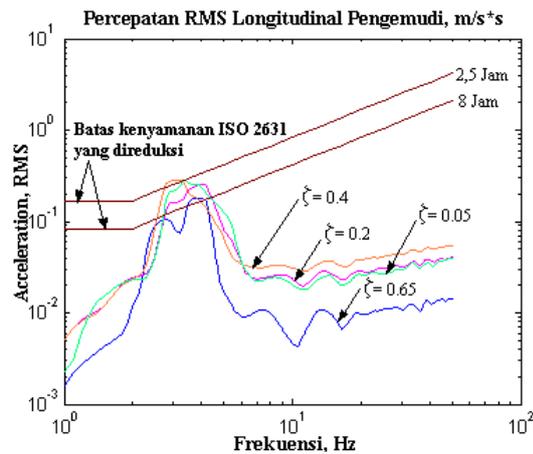
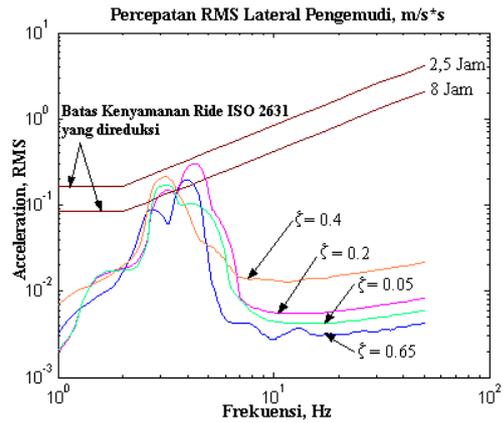
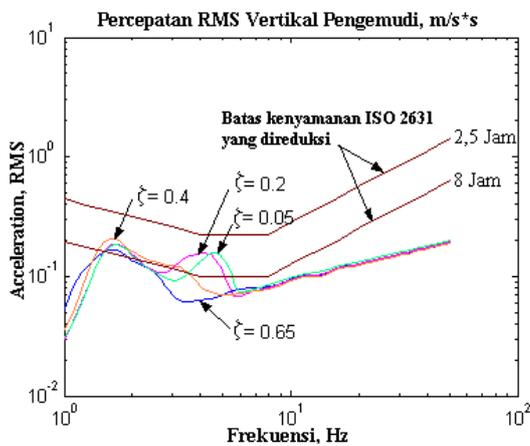
Studi kasus ini dilakukan dengan Tujuan mengetahui pengaruh dari perubahan nilai kekakuan suspensi ( $K_{suspensi}$ ) kendaraan terhadap kenyamanan ride pengemudi.

Variasi kekakuan dari sistem suspensi kendaraan kita lakukan berdasarkan nilai rasio redamannya. Dalam penentuan variasi nilai  $K_{suspensi}$  ini kendaraan dimodelkan sebagai sistem 1 derajat kebebasan (*one degree of freedom*).



Gb. 18 Penyederhanaan Model dari Multi Degree of Freedom menjadi One Degree of Freedom

Dalam hal ini rasio redaman yang lebih kecil menunjukkan adanya penambahan kekakuan dari pegas.



Gambar 19 Percepatan RMS Vertikal, Lateral dan Longitudinal untuk variasi  $K_{suspensi}$

Untuk grafik percepatan rms arah vertikal, kita lihat bahwa seiring dengan semakin kecilnya nilai rasio redaman (nilai  $K_{suspensi}$  bertambah) maka nilai puncak dari percepatan rms akan bergeser ke nilai frekuensi yang lebih tinggi, artinya bahwa nilai frekuensi pribadi dari sistem akan bertambah besar. Karena jika  $K_{suspensi}$  bertambah besar maka kekakuan efektif dari suspensi dan ban yang disebut *ride rate* akan semakin besar sesuai dengan persamaan :

$$RR = \frac{K_S \cdot K_t}{K_S + K_t}$$

dimana ;

$RR$  = Ride rate

$K_S$  = Kekakuan Suspensi

$K_t$  = Kekakuan ban

Jika tidak terdapat damping, frekuensi natural *bounce* pada kendaraan dapat ditentukan dari :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (\text{rad/sec})$$

Ketika terdapat damping, resonansi terjadi pada frekuensi natural teredam “  $\omega_d$  ”, yang diberikan oleh :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2}$$

dimana ;

$$\begin{aligned} \zeta_s &= \text{Rasio damping} \\ &= C_s / \sqrt{4K_s M} \end{aligned}$$

$C_s$  = Koefisien peredaman suspensi

Dari persamaan diatas, masuk akal jika naiknya  $K_{\text{suspensi}}$  maka frekuensi natural *bounce* juga akan bertambah besar, dimana seperti kita ketahui modus *bounce* merupakan sumber utama terjadinya percepatan rms vertikal dari kendaraan.

Untuk arah lateral dan longitudinal menunjukkan fenomena dimana pada daerah jelang kritis pada variasi nilai rasio redaman 0.05, 0.2 dan 0.4 akan menunjukkan peningkatan respon dan pada daerah resonansi untuk semua variasi nilai rasio redaman akan mencapai puncak responnya. Untuk daerah lewat kritis kecuali pada rasio redaman 0.65 secara umum menunjukkan fenomena dimana dengan semakin besarnya nilai rasio redaman ( $K_{\text{suspensi}}$  semakin kecil) maka respon getarannya akan semakin besar. Hal diatas sesuai dengan prinsip isolasi getaran.

### 5.3.4 Variasi Massa Unsprung

Studi kasus ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari massa unsprung kendaraan terhadap kenyamanan ride pengemudi. Variasi terhadap massa unsprung kendaraan ini diambil berdasarkan dari rasio massa ( $\chi$ ), dengan :

$$\chi = \frac{m}{M}$$

dimana

$m$  = Massa unsprung (Kg)

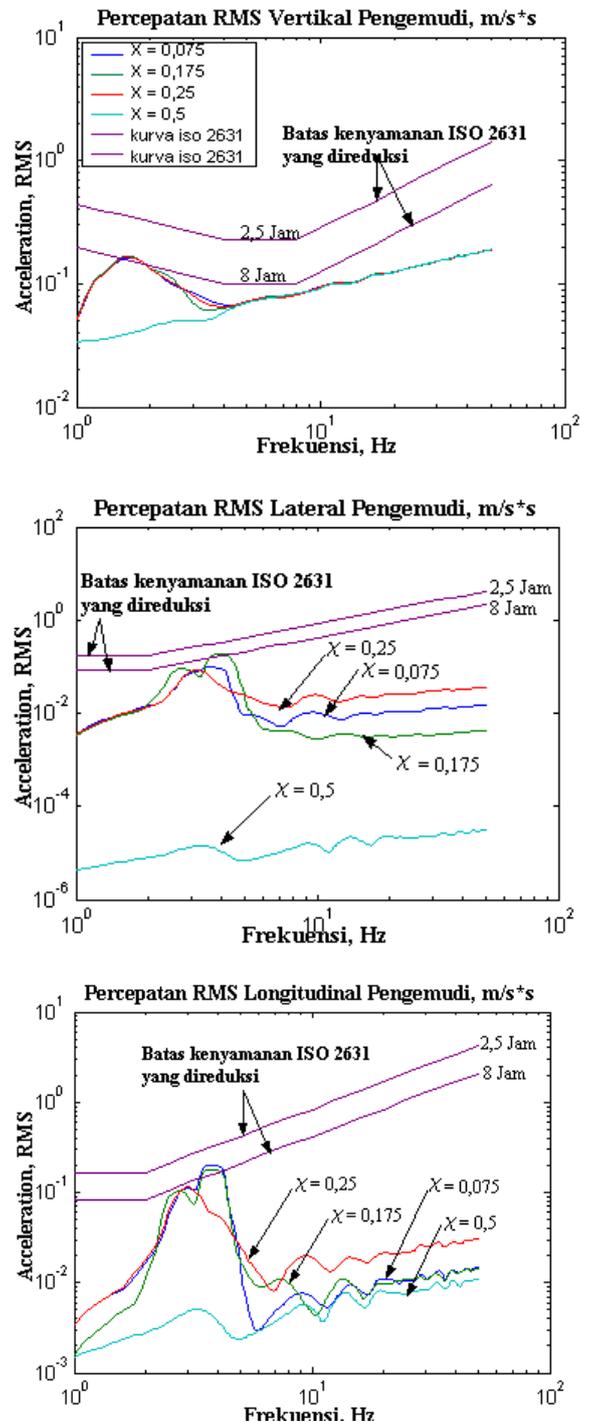
$M$  = Massa sprung (Kg)

Kemudian dari variasi rasio massa, yang mewakili variasi massa unsprung ini akan diplot dalam satu grafik kemudian dibandingkan jika kendaraan dikondisikan melaju pada kecepatan 80 Km/jam.

Dari grafik dapat kita analisa :

- ✚ Untuk percepatan rms vertikal pada variasi rasio massa ( $\chi$ ) 0.075, 0.175, dan 0.25 tidak terlalu banyak mempengaruhi respon percepatan rms vertikal, terutama di daerah frekuensi pribadi bodi kendaraan, dimana terjadi puncak respon percepatan rms. Hal ini berbeda untuk kondisi rasio massa 0.5 dimana terjadi perubahan respon percepatan rms vertikal secara signifikan pada daerah frekuensi resonansi massa sprung.

Pada rasio massa 0,5 ini puncak dari respon percepatan rms vertikal yaitu antara 1,4 s/d 2 Hz tidak muncul sehingga akan meningkatkan kenyamanan ride pada daerah frekuensi pribadi massa sprung. Fenomena ini terjadi karena pada kondisi massa unsprung tersebut, pada kendaraan akan terjadi modus bounce vertikal roda (*wheel hoop resonances*) sehingga respon puncak pada massa sprung akan tidak muncul.

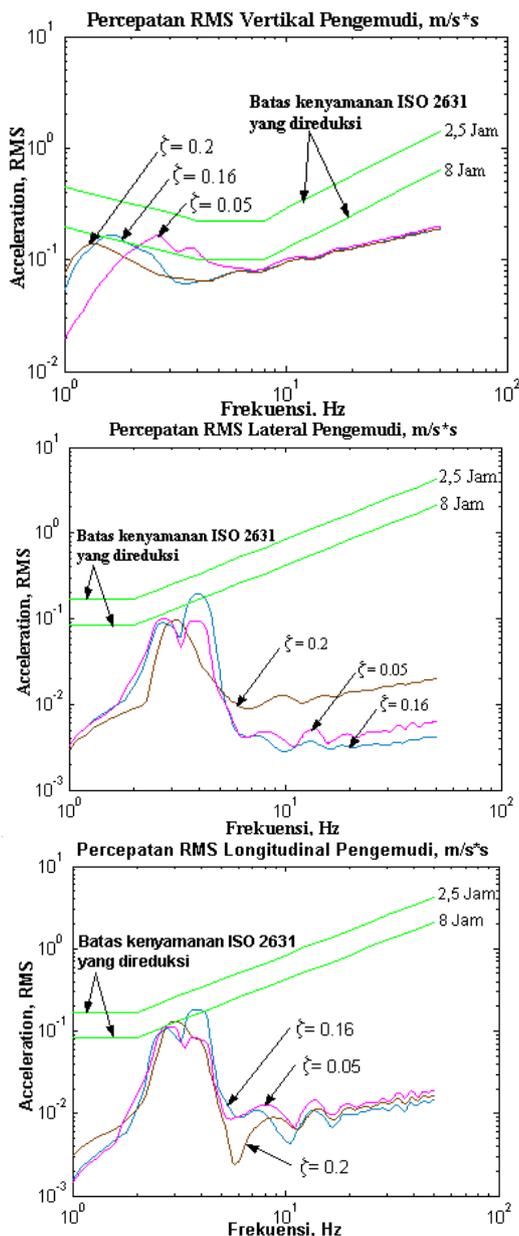


Gb. 20 Percepatan RMS Vertikal, Lateral Pengemudi untuk variasi Massa Unsprung (Tipe Jalan Highway with gravel)

➤ Pada grafik percepatan rms lateral dan longitudinal diatas, terlihat bahwa dengan semakin kecilnya nilai rasio massa ( $\chi$ ) atau massa unprung semakin kecil maka respon percepatan rms lateral dan longitudinal akan naik walaupun hal ini tidaklah proporsional. Sehingga tingkat kenyamanan ride dalam arah lateral dan longitudinal akan semakin meningkat dengan bertambahnya massa unprung.

### 5.3.5 Variasi $K_{kursi}$

Studi kasus ini dilakukan dengan memvariasikan nilai  $K_{kursi}$  kendaraan yaitu dengan berdasarkan nilai rasio redaman suspensi kursi (*damping ratio*)  $\zeta_{kursi}$ .



Gb 21 Percepatan RMS Pengemudi untuk variasi nilai  $K_{kursi}$  (Tipe Jalan Highway with gravel)

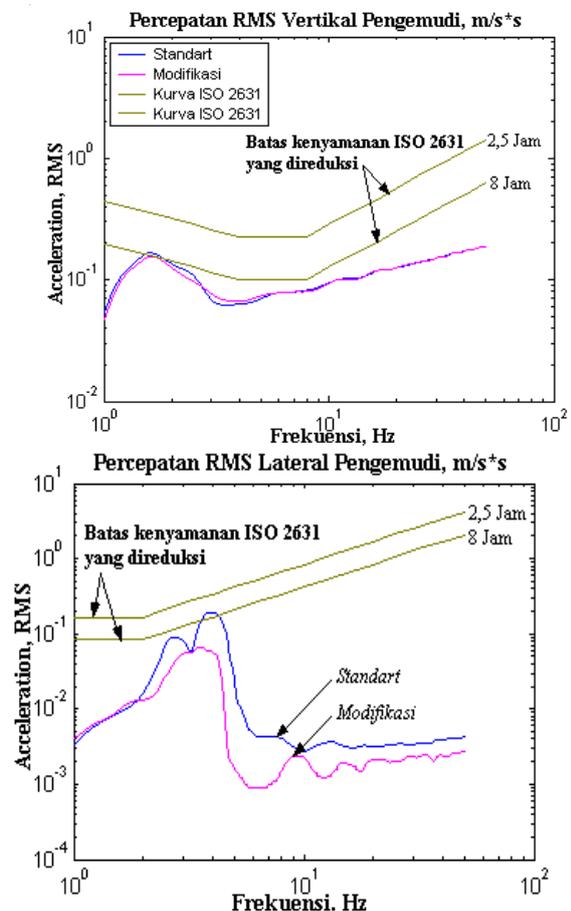
Tujuannya yaitu untuk mengetahui pengaruh variasi nilai  $K_{kursi}$  terhadap kenyamanan pengemudi yang disimulasikan dalam tiga tipe jalan dengan karakteristik kekasaran yang berbeda.

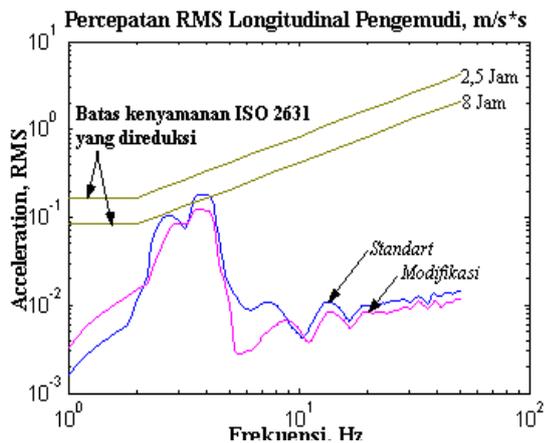
Dari hasil simulasi untuk variasi nilai  $K_{kursi}$  dapat kita uraikan bahwa :

- Untuk percepatan rms vertikal, terlihat bahwa dengan semakin kecilnya nilai rasio redaman  $\zeta$  ( $K_{kursi}$  semakin besar) maka puncak percepatan rms vertikal akan bergeser pada frekuensi yang lebih tinggi (frekuensi pribadi sistem bertambah besar). Secara umum dapat disimpulkan bahwa kenaikan nilai  $K_{kursi}$  akan meningkatkan respon percepatan rms vertikal, sehingga kenyamanan ride akan turun.
- Untuk grafik percepatan Lateral dan Longitudinal, dapat disimpulkan bahwa peningkatan nilai  $K_{kursi}$  akan meningkatkan respon percepatan rms lateral dan longitudinal dari pengemudi, walaupun peningkatan itu tidaklah proporsional.

### 5.3.6 Variasi Distribusi Massa

Studi kasus ini dilakukan dengan tujuan mengetahui seberapa besar pengaruh dari distribusi massa dalam kenyamanan ride kendaraan. Untuk itu, model kendaraan dimodifikasi dengan memindahkan letak mesin dari posisi standar ke bagian tengah dari *cross member* belakang.





Gambar 22 Percepatan RMS Pengemudi untuk variasi distribusi massa (Kec 80 Km/jam, jalan Highway with gravel)

Dengan melihat grafik dari hasil simulasi, maka dapat kita uraikan sebagai berikut : Modifikasi distribusi massa kendaraan akan berpengaruh terhadap kenyamanan ride dalam arah vertikal, lateral dan longitudinal. Hal ini disebabkan karena dengan berubahnya distribusi massa dari kendaraan maka akan mengubah letak dari pusat gravitasi (*center gravity*) kendaraan yang pada akhirnya juga akan mengubah letak dari pusat osilasi *bounce* dan *pitch* dari kendaraan. Sehingga pada modus *pitch* dan *bounce* yang merupakan sumber utama dari gerak vertikal dan longitudinal kendaraan akan terpengaruh, maka kenyamanan ride pun akan berubah.

## 6. PENUTUP

### 6.1 Kesimpulan

- ✓ Naiknya kekasaran jalan akan berbanding lurus dengan kenaikan respon dinamik kendaraan baik arah vertikal, lateral dan longitudinal. sehingga tingkat kenyamanan ride dari pengemudi akan turun. Hal ini berlaku juga pada berbagai variasi kondisi kecepatan dan pembebanan kendaraan.
- ✓ Bertambahnya kecepatan kendaraan akan berdampak pada menurunnya tingkat kenyamanan ride baik untuk arah vertikal, lateral maupun longitudinal
- ✓ Dengan semakin kecilnya nilai rasio redaman (nilai  $K_{suspensi}$  bertambah) maka akan berpengaruh pada menurunnya tingkat kenyamanan ride dalam arah vertikal. Sedangkan arah lateral dan longitudinal juga menunjukkan fenomena yang sama.
- ✓ Dalam penentuan nilai  $K_{suspensi}$  untuk kendaraan diperlukan pertimbangan dan kompromi, dalam hal ini diusahakan agar nilai puncak percepatan rms dalam arah vertikal tidak dalam daerah frekuensi 4 – 8 Hz dimana pada range frekuensi itu sensitivitas maximum pada manusia terjadi.

Sedangkan untuk arah lateral dan longitudinal harus memberikan respon yang cukup kecil didaerah resonansi tetapi tidak terlalu besar didaerah lewat kritis.

- ✓ Bertambahnya kekakuan kursi akan berakibat menurunnya sistem isolasi getaran pada kursi kendaraan dan tingkat kenyamanan ride dalam arah vertikal akan turun, hal ini berlaku juga untuk percepatan rms lateral dan longitudinal, walaupun peningkatan itu tidak proporsional
- ✓ Bertambahnya massa unsprung akan menurunkan frekuensi *wheel hop* yang berpengaruh pada frekuensi body kendaraan secara keseluruhan, sedangkan untuk arah lateral dan longitudinal dapat dikatakan bahwa dengan semakin kecilnya massa unsprung maka respon percepatan akan naik walaupun hal ini tidaklah proporsional, sehingga tingkat kenyamanan ride dalam arah lateral dan longitudinal akan semakin meningkat dengan bertambahnya massa unsprung.
- ✓ Modifikasi distribusi massa kendaraan akan menyebabkan berubahnya letak pusat gravitasi (*center gravity*) kendaraan, yang pada akhirnya juga akan mengubah letak dari pusat osilasi *bounce* dan *pitch*, sehingga tingkat kenyamanan ride dalam arah vertikal, lateral dan longitudinal akan terpengaruh.

### 6.2 Saran

- ✚ Mengingat analisa ride ini sangat kompleks sehingga untuk melakukan simulasi analisa ini hendaknya mengerti mengenai *modal testing*, karakteristik ride kendaraan, karakteristik jalan yang diperlakukan sebagai fungsi acak, dan konsep MDOF.
- ✚ Studi lebih lanjut dengan tujuan optimasi kenyamanan penumpang, jika faktor struktur kendaraan tidak dapat dirubah, maka optimasi dapat dilakukan dengan cara merubah nilai kekakuan suspensi atau pegas kursi.
- ✚ Dalam pembuatan model ride kendaraan harus disesuaikan dengan kemampuan memori computer.
- ✚ Dalam pendesainan sistem suspensi kendaraan seharusnya diperlukan banyak pertimbangan dan optimasi, karena faktor yang lain semisal kondisi pembebanan, karakteristik handling juga berpengaruh, tidak hanya itu pengaturan daerah resonansi juga harus diperhatikan yang disesuaikan oleh kondisi operasi kendaraan dan range frekuensi dimana sensitivitas maximum pada manusia terjadi.
- ✚ Untuk memverivikasi hasil simulasi dan analisa ride dengan metode teoritis ini, maka diperlukan adanya pengujian eksperimental.

## REFERENSI

1. Wong, J. Y., 1978 , *Theory of Ground Vehicle*, John Willey & Sons, New York.
2. D. Gillespie, Thomas., 1992. *Fundamental of Vehicle Dynamic* , SAE
3. Kowalski, Michael F, 1982. *Modern Automotive Structural Analysis*, Van Nostrand Reinhold Company, New York
4. Steidel, R.F, Jr., 1978, *An introduction To Mechanical Vibrations*, 3<sup>nd</sup> Edition, John Willey & Sons, New York.
5. Bathe, Klaus-Jurgen, 1982, *Finite Element Procedures In Engineering Analysis*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
6. MSC, 1994, *MSC/Nastran for Reference Manual* version 1.0, The MacNeal-Schwendler Corporation.
7. Blakely, Ken, *MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide*, version 68, The MacNeal-Schwendler Corporation
8. MSC, 1998, *MSC/Nastran for Windows : Analysis Examples Manual*, The MacNeal-Schwendler Corporation.
9. Sujiatmo, Bambang.,1989, *Getaran Kendaraan* , PAU Ilmu Rekayasa ITB.
10. Sanders, Mark S.,1987, *Human Factors in Engineering* , Mc Graw – Hill.
11. Kasprzak, J. L, 1991, *Research and Development Needs for Road Vehicle Suspensions Systems*, DE – Vol 40, Advanced Automotive Technologies, American Society of Mechanical Engineers.
12. International Organisation for Standardisation, ISO 2631 – 1: 1997, *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Eksposure to Whole Body Vibration*, Part 1, General Requirements, ISO, Switzerland.