

ANALISA RESPON DINAMIK SEPEDA MOTOR TERHADAP POSISI SUDUT SUSPENSI

Benjamin.G.Tentua^{*)}

Abstract

The one other component most influence to ride comfort is suspension system, these is isolated frame of vehicle with axle and tire. Comfortably is can measured from the transfer energy through suspension to passenger (sprung mass), there is can made movement and transfer of force to passenger, so can make disturbance to passenger. Study final project will discuss influence angle of suspension to comfortably and stability of vehicle. The model of vehicle within five degree of freedom was used to simulated influence of angle suspension to work of the suspension. The dynamic response which was analyzed is acceleration, velocity and displacement from sprung mass and un-sprung mass of vehicle. For simulation is used software MATLAB 6.1 with model input form sinusoidal street, the visual model result from simulation is used MATLAB 6.1. Based on result of simulation, there are got the effective angle of suspension for speed 30,50,80 km/hour each are 70-71,52-58,46-52 degree for angle of suspension rear and 51-79,75-79,51-79 degree for angle of suspension front. For high frequently, with more and more small angle of suspension will make the condition not safe.

Key word: Sprung mass, Un-sprung mass, Suspension, Dynamic response, Angle of suspension.

I. PENDAHULUAN

Kendaraan yang memiliki tingkat kenyamanan dan kestabilan yang tinggi akan menjadi suatu penilaian tersendiri pada kendaraan tersebut. Banyak faktor yang mempengaruhi kenyamanan dan kestabilan kendaraan, salah satunya adalah Getaran. Banyak hal yang dapat menyebabkan getaran pada kendaraan, salah satunya adalah kondisi permukaan jalan yang tidak merata. Getaran pada kendaraan dapat dianalisa dengan mengasumsikan sebagai suatu getaran periodik (fungsi sinus, cosinus dan lain-lain). Dalam hal ini kendaraan dimodelkan sebagai sistem getaran dengan banyak derajat kebebasan (multi d.o.f).

untuk meningkatkan suatu kenyamanan dan kestabilan suatu kendaraan adalah dengan mereduksi energi yang ditransfer ke penumpang (*sprung mass*) yang mana dapat menimbulkan pergerakan dan perpindahan gaya kepada penumpang, sehingga dapat menimbulkan gangguan pada penumpang. Salah satu faktor yang mempengaruhi energi tersebut adalah sistem suspensi (suatu komponen yang menghubungkan antara kerangka kendaraan dengan roda yang dapat mereduksi energi yang di transfer dari roda ke penumpang).

Tingkat kenyamanan dari suatu kendaraan dapat diperoleh dengan cara mengevaluasi perpindahan dan percepatan dari

badan kendaraan (*sprung mass*) [Alleyne, A.dkk., 1993]. Stabilitas kendaraan adalah kemampuan kendaraan untuk dikendalikan (*handling*) yang dapat diukur dari gerak vertikal dari ban (*wheel hop*) dan gerak rotasi dari bodi kendaraan, seperti gerakan *rolling* dan *pitching* pada saat cornering dan pengereman.

Untuk meningkatkan kualitas kenyamanan dan kestabilan suatu kendaraan, telah dibuat suatu kendaraan yang memiliki suatu sistem suspensi yang berbeda. Perbedaan tersebut salah satunya adalah sudut pemasangan suspensi pada pada kendaraan. Dengan adanya perbedaan tersebut, efek yang dirasakan penumpang juga berbeda. Sehingga sudut pemasangan suspensi juga akan mempengaruhi kenyamanan dan kestabilan kendaraan. Sehingga dari sini dianalisa pengaruh sudut pemasangan suspensi terhadap respon penumpang (*sprung mass*) pada kondisi jalan yang sinusoidal, sehingga didapat sudut-sudut efektif yang dapat meredam getaran.

II. TINJAUAN PUSTAKA

1. Teori Sistem Getaran

Studi mengenai hubungan antara perpindahan dari suatu sistem fisik dan gaya yang menyebabkannya, merupakan hal yang menarik keingintahuan manusia sejak berabad-abad yang lalu. Hal terpenting dari teknik rekayasa modern dewasa ini adalah analisa dan prediksi dari perilaku dinamik (*dynamics*)

^{*)} Benjamin G Tentu ; Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti

behavior) dari suatu sistem fisik. Kehadiran perilaku dinamik ini diantaranya ditandai oleh gerakan vibrasi dari suatu sistem fisik. Getaran sistem fisik berisolasi terhadap posisi keseimbangan.

Sistem fisik ini sendiri sangatlah kompleks untuk dianalisa, disisi lain diperlukan kemampuan untuk memprediksi perilaku sistem fisik itu sendiri, Untuk itu dikembangkan model idealisasi yang diasumsikan memenuhi syarat dalam menggambarkan sistem riilnya. Model idealisasi atau model matematika dapat dibedakan menjadi dua bagian utama : (1) Sistem dengan parameter *discrete* atau *lumped system* dan (2) Sistem dengan dengan paramater terdistribusi atau *continues system*. Model ini merupakan kebutuhan utama dalam melakukan analisa karena dari model inilah diturunkan persamaan matematika sebagai prediksi perilaku dinamik sistem bersangkutan.

2. Derajat Kebebasan (Degree of Freedom/DOF)

Derajat kebebasan (DOF) dari suatu rigid body adalah jumlah dari koordinat umum (*generalized coordinate*) yang dibutuhkan untuk menggambarkan posisi dari sistem secara lengkap terhadap satu referensi yang dianggap diam. Untuk sebuah partikel bebas yang mengalami gerak umum dalam ruang akan mempunyai tiga derajat kebebasan, sedangkan rigid body akan mempunyai enam derajat kebebasan yaitu tiga komponen posisi dan tiga sudut orientasinya.

3. Penyelesaian Persamaan Sistem Getaran Multi Derajat Kebebasan (MDOF)

Getaran bebas MDOF tanpa redaman secara umum dapat ditulis sebagai berikut :

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0 \tag{2.1}$$

$$[[K] - \omega^2[M]]\{U\} = 0 \tag{2.2}$$

Persamaan (2.2) dapat diselesaikan dengan *eigenvalue* problem sehingga diperoleh *eigenvalue* dan *eigenvector*-nya. Persamaan

getaran adalah persamaan dalam bentuk kopel, sehingga untuk menyelesaikan persamaan tersebut dikalikan dengan matrik *eigenvector* yang sudah dinormalisir terhadap massa. Untuk mencari matrik *eigenvector* ternormalisir dilakukan dengan cara sebagai berikut :

$$[\phi_N]_i = \frac{[\phi]_i}{G_i} \text{ Dengan } G_i = \sqrt{[\phi]_i^T [M] \phi}$$

Dimana : $[\phi]_i$ = eigenvector ke-i

$[\phi_N]_i$ = eigenvector ke-i yang ternormalisir

Bila persamaan (2.1) dikalikan dengan $[\phi_N]^T$ maka diperoleh persamaan :

$$[M_N]\{\ddot{U}_N\} + [K_N]\{U_N\} = 0 \tag{2.3}$$

Persamaan getaran MDOF teredam dengan gaya paksa secara umum, bila dikalikan dengan $[\phi_N]^T$ diperoleh : ditulis:

$$[M_N]\{\ddot{U}_N\} + [C_N]\{\dot{U}_N\} + [K_N]\{U_N\} = \{F_N(t)\} \tag{2.4}$$

Persamaan ini adalah persamaan *uncouple* sehingga dapat diselesaikan seperti pada penyelesaian persamaan ODOF. Dari penyelesaian persamaan ini didapatkan *displacement*, kecepatan dan percepatan tiap DOF pada koordinat *decouple*, yaitu $\{U_N\}, \{\dot{U}_N\}, \{\ddot{U}_N\}$. Untuk mendapatkan nilai *displacement*, kecepatan dan percepatan yang sesungguhnya maka *displacement*, kecepatan dan percepatan tersebut harus dikalikan dengan $[\phi_N]$, yaitu: $\{U\} = [\phi_N]\{U_N\}, \{\dot{U}\} = [\phi_N]\{\dot{U}_N\}, \{\ddot{U}\} = [\phi_N]\{\ddot{U}_N\}$.

4 Eigenvalue dan Eigenvektor

Untuk getaran bebas sistem tanpa redaman dengan derajat kebebasan banyak, persamaan gerak yang dinyatakan dalam bentuk matrik menjadi:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0 \tag{2.5}$$

Jika persamaan di atas dikalikan dengan $[M]^{-1}$, akan didapat:

$$[M]^{-1}[M] = I \text{ matriks satuan}$$

$$[M]^{-1}[K] = A \text{ matriks system}$$

Dan

$$I\{\ddot{U}\} + A\{U\} = 0$$

(2.6)

Akar-akar persamaan karakteristik disebut eigenvalue, dan frekuensi natural sistem ditentukan dari sini oleh hubungan.

$$\lambda_i = \omega_i^2$$

(2.7)

Eigenvektor U_1 yang berhubungan dengan eigenvalue dapat diperoleh dari kofaktor baris (manapun) persamaan karakteristik, ambilah $[A - \lambda_i I]U_i = 0$ yang ditulis dari sistem orde ketiga sebagai berikut:

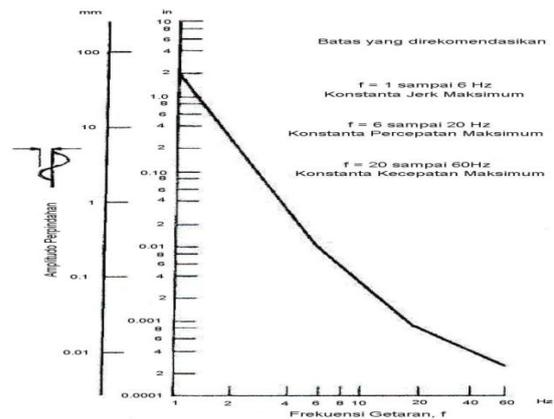
$$\begin{bmatrix} (a_{11} - \lambda_i) & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & (a_{22} - \lambda_i) & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & (a_{33} - \lambda_i) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{11} \\ u_{12} \\ u_{13} \end{Bmatrix} = 0$$

(2.8)

eigenvektor dapat ditentukan dari kofaktor persamaan karakteristik dengan $\lambda = \lambda_i$, karena eigenvektor adalah relatif terhadap suatu koordinat yang dinormalisasikan, maka kolom kofaktor mungkin berbeda oleh faktor perkalian.

5. Kriteria Kenyamanan Pada Kendaraan

Salah satu kriteria kenyamanan bagi penumpang kendaraan yang terkena getaran vertikal adalah kriteria janeway. Kriteria Janeway ini digunakan sebagai kriteria kenyamanan oleh Society of Automotive Engineering (SAE) yang diwujudkan dalam manual yaitu Ride and Vibration data manual j6a of SAE. seperti pada gambar 2.1.



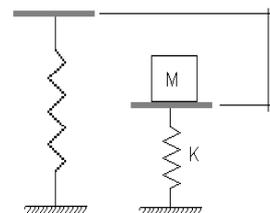
Gambar 2.1 Batas getaran vertikal yang direkomendasikan oleh Janeway

Selain itu bisa digunakan kriteria getaran untuk tubuh manusia berdasarkan standar internasional ISO 2631, 1974. Standar tersebut berlaku untuk kendaraan transportasi dan juga untuk kendaraan di industri. Tiga batasan didefinisikan pada standar ini untuk frekuensi 1 – 80 Hz yaitu :

1. Batasan waktu bagi tubuh manusia tahan aman terhadap kesehatan akibat $U_{getaran}$. Batasan ini tidak boleh dilewati tanpa ada alasan dan justifikasi khusus.
2. Batasan kelelahan atau penurunan kinerja yang mana terkait dengan kemampuan untuk mempertahankan efisiensi kerja berlaku untuk pekerjaan mengemudikan kendaraan jalan raya atau traktor.
3. Batasan penurunan kenyamanan yang mana terkait dengan mempertahankan kondisi nyaman penumpang untuk tidak terganggu jika membaca, menulis dan makan dikendaraan.

6. Konstanta Kekakuan Pegas

Konstanta kekakuan pegas dapat dicari dengan menggunakan suatu percobaan, yaitu sebagai berikut:



Gambar 2.2 Mencari harga Kekakuan

Dari percobaan yang dilakukan di atas bisa diketahui konstanta kekakuan pegasnya, yaitu dari rumus:

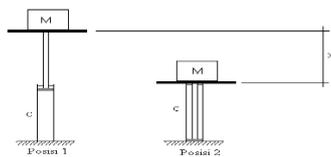
$$F_x = Kx; K = \frac{F_x}{x}; K = \frac{Mg}{x} \quad (2.10)$$

Dimana:

- K = Konstanta kekakuan pegas (N/m),
- M = massa yang digunakan (Kg),
- g = Percepatan gravitasi (m/s^2),
- x = Displacement (m).

7. Konstanta Redaman Suspensi

Dalam mencari konstanta redaman bisa dilakukan dengan suatu percobaan yaitu sebagai berikut:



Gambar 2.3 Mencari harga Keofisien Redaman

Tahap pertama suspensi diberi beban massa seperti pada posisi 1, karena suspensi diberi beban maka massa akan bergerak turun sampai pada posisi 2. Dari percobaan tersebut akan dicatat jarak antara massa pada posisi 1 dan 2 (x). Selain itu perlu dicatat waktu yang dibutuhkan massa untuk turun dari posisi 1 ke 2 (t). Dari data yang didapatkan maka bisa dicari nilai dari c, yaitu dengan menggunakan rumus:

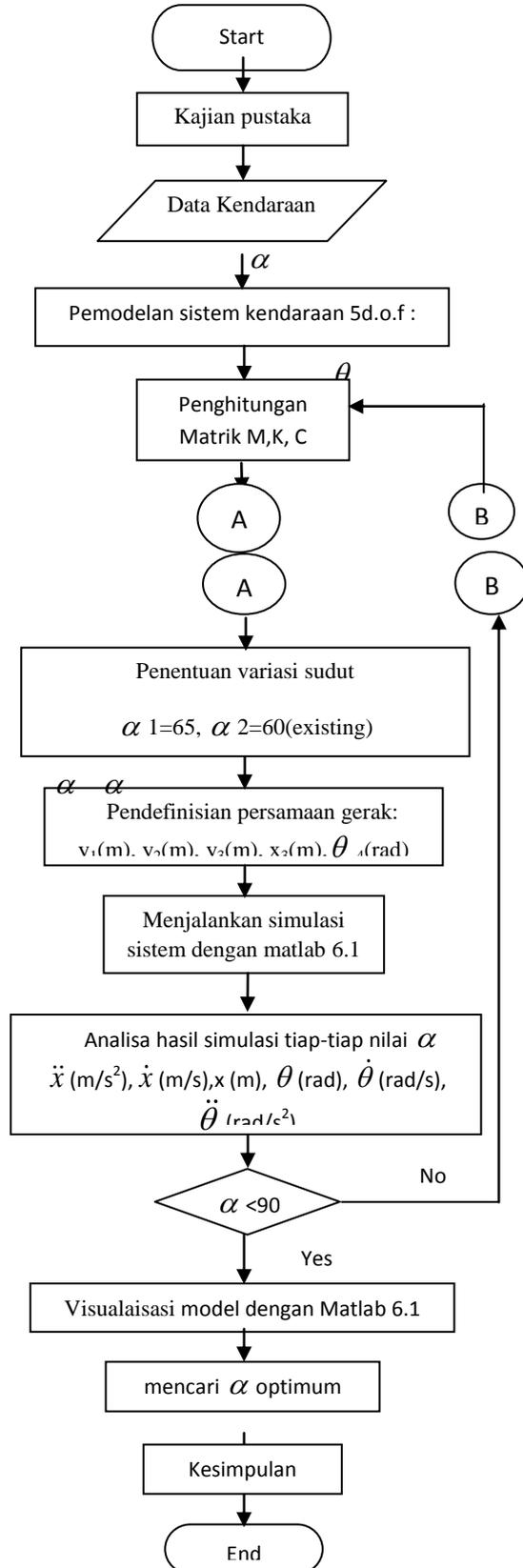
$$F_c = c\dot{x}; c = \frac{F_c}{\dot{x}}; c = \frac{Mgt}{x} \quad (2.11)$$

- Dimana : c = Konstanta Redaman(Ns/m),
- M = Massa yang digunakan(Kg),
- x = Perpindahan massa(m),
- t = Waktu(s),
- g = percepatan gravitasi(m/s^2).

III. METODOLOGI DINAMIKA SISTEM

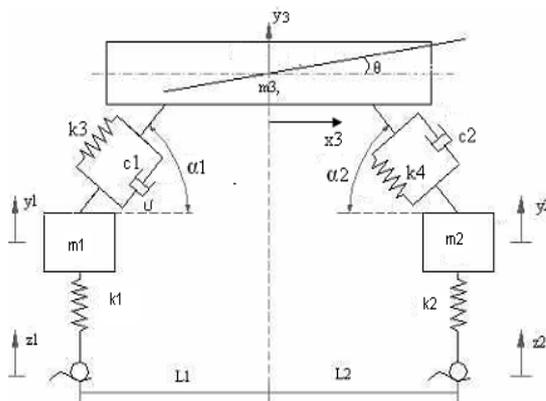
1. Flow Chart Pengerjaan

Untuk memudahkan jalannya proses pengerjaan tugas akhir ini dibuat langkah-langkah skematik sebagai berikut :



2. Pemodelan Kendaraan

Kendaraan dimodelkan dengan empat derajat kebebasan. Untuk massa *sprung* yang ditinjau gerakan vertikal dan gerakan anggukan (*pitching*). Sedangkan untuk massa *unsprung* yang ditinjau hanya gerakan masing-masing ban. Kekakuan dan redaman dari suspensi dimodelkan sebagai sebuah pegas yang linear dan sebuah *shock absorber*, yaitu komponen pegas k dan komponen redaman c . Ban dilambangkan dengan sebuah pegas linear. Adapun redaman dari ban nilainya cukup kecil dibandingkan konstanta pegas ban sehingga pengaruhnya dapat diabaikan. Aktuator pengubah posisi *semi active suspension* yang merupakan komponen aktif yang dapat dikontrol dimodelkan sebagai komponen yang dapat berubah.



Gambar 3.3 Model kendaraan lima d.o.f dengan suspensi pasif.

Model kendaraan ini terdiri dari tiga massa, top mass m_3 , mewakili massa dari bodi kendaraan dan massa 2 penumpang, m_2 dan m_1 , masing-masing mewakili massa ban-axle depan dan belakang. Kombinasi parallel pegas-damper antara massa body dan massa ban-axle (k_4 , c_2 dan k_3 , c_1) mewakili kekakuan dan *damping* dari sistem suspensi kendaraan. Gaya body F_b , dan torsi T , dapat diturun dengan prinsip hukum Newton.

3. Perumusan Profil Permukaan Jalan

Profil permukaan jalan diasumsikan sebagai gerak harmonic dengan karakteristik sebagai berikut:

$$z_1(t) = A_1 \sin \omega t$$

$$z_2(t) = A_2 \sin (\omega t - \varphi)$$

dimana:

$z_1(t)$ = profil permukaan jalan pada roda depan

$z_2(t)$ = profil permukaan jalan pada roda belakang

$$\omega = \text{frekuensi profil jalan} = \frac{2\pi V}{\lambda}$$

A = amplitudo profil permukaan jalan

φ = beda fase antara roda depan dengan roda belakang

$$= \frac{2\pi L}{\lambda}$$

λ = panjang gelombang profil jalan

V = kecepatan kendaraan

Perbedaan waktu yang diberikan untuk ban depan dan belakang sebesar t_d , dengan $t_d =$

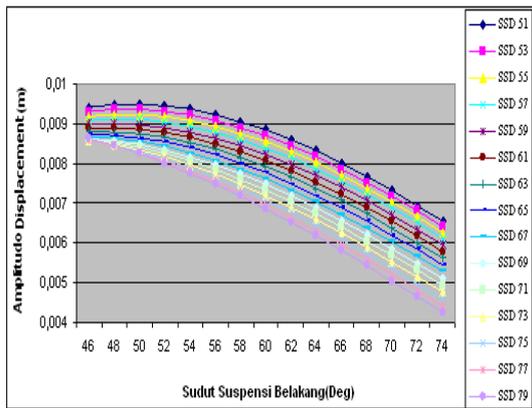
$$\frac{(L_1 + L_2)}{V}$$

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisa akan dilakukan pada sistem suspensi pasif, dengan memvariasikan posisi atau sudut pemasangan suspensi. Dari variasi tersebut akan dianalisa pengaruhnya terhadap respon yang diperoleh dari hasil simulasi baik *sprungmass* arah horisontal (lateral), vertical dan *pitching*. Dengan demikian akan diperoleh hasil berupa sudut pemasangan suspensi yang efektif sehingga kenyamanan (*ride comfort*) maupun faktor keamanan dalam berkendara (*stability*) meningkat.

1. Analisa Pengaruh Sudut Terhadap Amplitudo Respon adar Horisontal dan Vertikal.

pengaruh sudut suspensi terhadap amplitudo respon displacement (arah x) didapatkan, dengan memvariasikan 51-79 untuk suspensi depan dengan interval 2° , sedang untuk suspensi belakang divariasikan 46-74 dengan interval 2° .

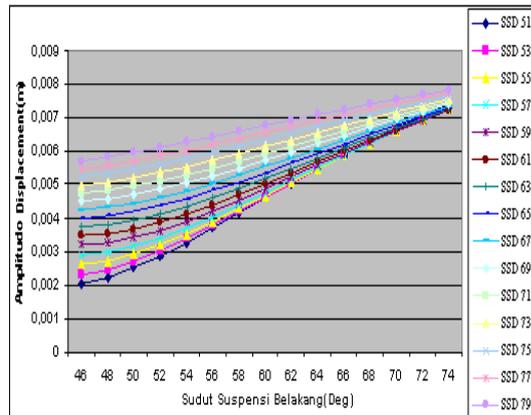


Grafik 4.1. Pengaruh sudut suspensi terhadap amplitudo displacement horizontal *sprungmass*(2-Dimensi) pada kecepatan 30m/s dan amplitudo jalan 0.02m

Dari hasil simulasi di atas dapat dilihat bahwa baik sudut suspensi depan maupun belakang berpengaruh terhadap amplitudo respon seperti terlihat dalam grafik 4.1.

Dimana dengan bertambahnya sudut suspensi belakang pada sudut suspensi depan yang tetap maka amplitudo respon horizontal *sprungmass* akan semakin menurun, dengan penurunan amplitudo ini disebabkan karena dengan mengecilnya sudut suspensi maka gaya yang bekerja ke arah x akan menurun. Maka kenyamanan dan stabilitas kendaraan akan semakin meningkat. Pada sudut suspensi belakang yang sama dengan semakin bertambahnya sudut suspensi depan, terlihat bahwa amplitudo respon horizontal *sprungmass* akan semakin berkurang sehingga menyebabkan tingkat kenyamanan akan semakin meningkat.

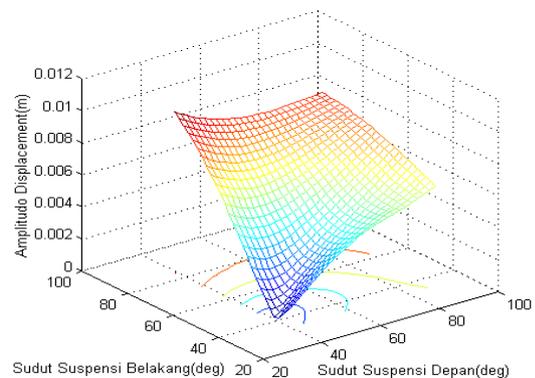
Respon vertical *sprungmass* terhadap sudut suspensi dapat dilihat pada grafik 4.2



Grafik 4.2 Pengaruh sudut suspensi terhadap amplitudo displacement vertikal *sprungmass*(2-Dimensi)

Dari hasil simulasi di atas dapat dilihat bahwa baik sudut suspensi depan maupun belakang berpengaruh terhadap amplitudo respon, dimana dengan bertambahnya sudut suspensi belakang pada sudut suspensi depan yang tetap maka amplitudo respon vertical *sprungmass* akan semakin meningkat, dengan peningkatan amplitudo ini maka kenyamanan dan stabilitas kendaraan akan semakin berkurang. Pada sudut suspensi belakang yang sama dengan semakin bertambahnya sudut suspensi depan, terlihat bahwa amplitudo respon vertical *sprungmas* akan semakin meningkat sehingga menyebabkan tingkat kenyamanan akan semakin berkurang.

Jika grafik di atas kita plotkan dalam bentuk 3 dimensi seperti grafik di bawah ini.



Grafik 4.3 Pengaruh sudut suspensi terhadap amplitudo respon displacement *sprungmass*(3-Dimensi)

Dari grafik 4.3 dapat dilihat bahwa gradient peningkatan amplitudo respon akibat bertambahnya sudut suspensi belakang lebih besar dari pada gradient peningkatan amplitudo akibat meningkat sudut suspensi depan. Dari ini dapat di katakan bahwa pengaruh dari suspensi belakang lebih besar daripada pengaruh dari suspensi depan, yang disebabkan karena konstanta kekakuan pegas depan lebih kecil dibandingkan dengan konstanta kekakuan belakang.

2. Analisa Kenyamanan Hasil Simulasi

a. Analisa Untuk Respon Vertikal Sprungmass Dengan Janeway

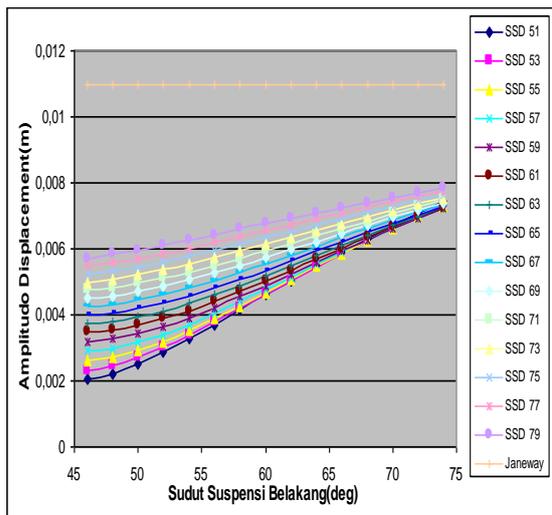
Dengan kriteria kenyamanan janeway seperti yang dijelaskan pada Bab 2 dapat dihitung bahwa untuk kecepatan 30 km/h panjang gelombang 5 m maka frekuensinya adalah:

$$f = \frac{V}{\lambda} = \frac{30}{5.3,6} \text{ hz} = 1,66667 \text{ hz}$$

Maka amplitudo ijin dari kriteria janeway adalah:

$$A = \frac{12,6}{\omega^3} (\text{meter}) = \frac{12,6}{(2\pi \cdot 1,66667)^3} = 0.010972 \text{ m}$$

Dari data hasil simulasi seperti yang terlihat dalam grafik 4.4.



Grafik 4.4. Pengaruh sudut suspensi terhadap amplitudo displacement vertikal *sprungmass* pada kecepatan 30 km/h dan amplitudo jalan 0.02m.

Dari grafik di atas dapat dianalisa bahwa dengan bertambahnya sudut suspensi belakang pada sudut suspensi depan yang tetap maka amplitudo respon vertikal *sprungmass* akan semakin meningkat, dengan peningkatan amplitudo ini maka kenyamanan akan semakin meningkat. Pada sudut suspensi belakang yang sama dengan semakin bertambahnya sudut suspensi depan, terlihat bahwa amplitudo respon vertikal *sprungmass* akan semakin meningkat sehingga menyebabkan tingkat kenyamanan akan semakin berkurang. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya sudut suspensi maka gaya suspensi yang bekerja pada *sprungmass* ke arah vertikal semakin meningkat sehingga menyebabkan displacement yang terjadi juga akan semakin meningkat.

dari hasil perbandingan antara amplitudo respon dan amplitudo ijin janeway, didapatkan kondisi nyaman dan tidak nyaman untuk kecepatan 50 km/jam amplitudo ijinnya adalah 0.0023699m sedangkan untuk kecepatan 80km/jam adalah 0.0005786m. untuk kecepatan 80 km/h dan 50 km/h tidak pada kondisi yang nyaman.

Dari hasil yang diperoleh dari simulasi pada kecepatan 30km/jam, didapatkan sudut suspensi efektif menurut standart ISO adalah :

- Belakang = 70 – 74 deg.
- Depan = 51 – 79 deg.

Pada kecepatan 50 km/jam :

- Belakang = 52 – 58 deg.
- Depan = 51 – 79 deg.

Pada kecepatan 80 km/jam :

- Belakang = 46 – 52 deg.
- Depan = 51 – 79 deg.

Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan, letak sudut efektif semakin kecil. Selain itu juga bisa dilihat bahwa pengaruh dari sudut suspensi belakang lebih besar dari pada sudut suspensi depan. Ini disebabkan karena propertis dari suut belakang sendiri yang besar sehingga memiliki *effect* yang besar terhadap kenyamanan.

V. PENUTUP

1. Kesimpulan

Dari hasil yang ditampilkan didapatkan kesimpulan:

1. Dengan semakin membesarnya sudut suspensi maka respon *sprungmass* ke arah y dan rotasi akan meningkat hal ini dikarenakan dengan semakin meningkat sudut suspensi maka gaya-gaya yang bekerja ke arah y semakin membesar sehingga menyebabkan displacement arah y dan rotasi semakin membesar, untuk displacement arah x kebalikannya, akan mengecil dengan bertambahnya sudut suspensi.
2. Dari analisa yang telah dilakukan pada kondisi jalan dengan amplitudo 0.02 m panjang gelombang 5 m sedang variasi sudut suspensi depan dan belakang masing-masing :51-79,46-74. Didapatkan sudut-sudut efektif adalah sebagai berikut:
 - Menurut Janeway, pada kecepatan 30 km/h semua variasi sudut dinyatakan nyaman sedang untuk kecepatan 50 dan 80 km/h.semua dinyatakan tidak nyaman. Bila dilihat dari trend grafiknya bisa dilihat bahwa dengan menurunnya sudut akan semakin mendekati kondisi nyaman.
 - Menurut ISO sudut efektif adalah:
 - Pada kecepatan 30km/jam, belakang = 70–74 deg, depan = 51–79 deg.
 - Pada kecepatan 50 km/jam, belakang = 52–58 deg, depan = 51–79 deg.
 - Pada kecepatan 80 km/jam , belakang = 46–52 deg, depan = 51–79 deg.

DAFTAR PUSTAKA

- An Tran Dr.,”**Fundamentals of Linear Vibrations**”, Department of Civil Engineering Colorado State University, Fort Collins, Colorado, 2003
- Nyoman Sutantra,”**Teknologi Otomotif: Teori dan Aplikasi**”, Guna Widya, Surabaya, 2001.
- William T. Thomshon,”**Teory Vibrations and Aplication**”, Erlangga, Jakarta, 1986.
- Rahardian Titus Nurdiansyah,”**Analisa Getaran Sistem Suspensi Kendaraan Roda Dua Multi dof Berbasis Fuzzy Logic**”, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya,2007.
- R. Keith Mobley,”**Vibration Fundamentals (Plant Engineering Maintenance Series)**”, Butterworth-heinemann 225 wildwood avenue Woburn, MA 01801-2041, United States of America, 1999.
- S.Graham Kelly,”**Fundamental of Mechanical Vibration,**” 2nd., McGraw-Hill, New York, 1999

