



TUGAS AKHIR – TM141585

**DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL
PRODUKSI MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN
STANDAR KENYAMANAN ISO 2631**

ANGGA RAMADHANA PUTRA
NRP. 2111100093

Dosen Pembimbing:
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSII MOBIL PRODUKSI MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

ANGGA RAMADHANA PUTRA
NRP 2111 100 093

Dosen Pembimbing
Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**DESIGN AND ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM
VERSATILE PRODUCTION RURAL CAR WITH
STANDARD COMFORT ISO 2631**

ANGGA RAMADHANA PUTRA
NRP. 2111100093

Advisory Lecturer
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

**DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI
MOBIL PRODUKSI MULTIGUNA PEDESAAN
DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631**

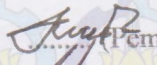
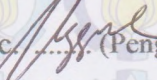
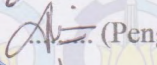
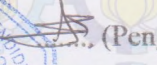
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Angga Ramadhana Putra
Nrp. 2111 100 093

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD.  (Pembimbing)
(NIP. 195106051978031002)
2. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.  (Penguji 1)
(NIP. 197805102001121001)
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT.  (Penguji 2)
(NIP. 198907052015042005)
4. Moch. Solichin, ST., MT.  (Penguji 3)
(NIP. 198908172015041003)



DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL PRODUKSI MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

Nama Mahasiswa : Angga Ramadhana Putra
NRP : 2111.100.093
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

ABSTRAK

Mobil produksi multiguna pedesaan merupakan proyek kerjasama antara ITS beserta DISPERINDAG yang bertujuan untuk mendukung produktifitas masyarakat pedesaan. Idealnya, faktor kenyamanan dan keamanan penumpang merupakan hal yang sangat penting pada kendaraan, dimana sistem suspensi merupakan salah satu bagian penting pada kendaraan yang memegang peranan tersebut. Pada mobil multiguna pedesaan ini, kondisi jalan yang akan dilewati tidak hanya jalan kota, namun juga jalan pedesaan. Selain itu, kondisi beban yang diangkut juga bervariasi. Oleh karena itu, sistem suspensi harus mampu memberikan kenyamanan dan keamanan dengan berbagai variasi tersebut.

Pada tugas akhir ini, terdapat dua macam tahapan, yakni tahap desain dan tahap analisa. Pada tahap desain, dilakukan perhitungan untuk mencari nilai konstanta kekakuan pegas dan simulasi untuk mencari konstanta redaman suspensi yang baik. Nilai konstanta kekakuan pegas dicari dari beban maksimal yang bekerja pada suspensi serta defleksi maksimal suspensi, dimana dalam hal ini beban maksimal adalah gabungan dari beban statis, serta beban dinamis saat kendaraan bergerak lurus mengalami perlambatan maksimum. Nilai konstanta redaman dicari berdasarkan pemodelan *half car* melintang dengan menggunakan metode *state space*, kemudian dilakukan simulasi dengan bantuan

software dengan variasi rasio redaman ($0,3 < \zeta < 0,7$) dan input berupa jalan sinusoidal dengan amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 1 m. Konstanta redaman ditentukan berdasarkan hasil simulasi yaitu dilihat dari grafik kenyamanan dan keamanan. Setelah mengetahui konstanta redaman yang dipakai maka selanjutnya adalah melakukan simulasi untuk menentukan bantalan kursi yang dipakai. Selanjutnya melakukan simulasi untuk menentukan perpindahan massa sprung dan unsprung, dan juga menentukan defleksi maksimal suspensi.

Parameter hasil perancangan ulang antara lain, kekakuan pegas suspensi depan (K_{sf}) = 46599,64709 N/m, redaman suspensi depan (C_{sf}) = 3861,591 Ns/m, kekakuan pegas suspensi belakang (K_{sr}) = 24201,08491 N/m, dan redaman suspensi belakang (C_{sr}) = 2782,867 Ns/m. Hasil analisa menunjukkan bahwa respon suspensi aktual (perhitungan) dan yang ada di pasaran dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 1 m, suspensi perhitungan menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi yang ada di pasaran, sedangkan untuk kemampuan menapak jalan, suspensi yang ada di pasaran lebih baik daripada suspensi hasil perhitungan.

Kata Kunci : Sistem Suspensi, Kenyamanan, Keamanan, *Half Car*, ISO 2631

DESIGN AND ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM VERSATILE PRODUCTION RURAL CAR WITH STANDARD COMFORT ISO 2631

Name : Angga Ramadhana Putra
NRP : 2111100093
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD.

ABSTRACT

The versatile production rural car is a project cooperation between ITS and DISPERINDAG which aims to support productivity rural communities. Ideally, factors comfort and security of the passengers is a very important thing on a vehicle, where suspension system is one of an important part to vehicles has a role to play. On this era of an automobile versatile rural car, road conditions will passed by not only a city boulevard, but also rural road. In addition, the condition of the burden on the transported also varied. Hence, suspension system must be able to provide security and comfort with various these variations.

In this final task, there are two kinds of stages, there are the design phase and phase analysis. In the design phase, carried out the calculations to find the spring stiffness constant values and simulation to find the good suspension damping constants. The value of the constant stiffness spring sought from maximum load acting on the suspension as well as the maximum deflection of the suspension, which in this case the maximum load is a combination of a static load, as well as the dynamic load when the vehicle is moving straight maximum deceleration experienced. Constant value damping sought based on modeling half car transverse by using the method state space, we do simulations with assistance software with the variation of the ratio damping

$(0,3 < \zeta < 0,7)$ and input of the way is sinusoidally with amplitude 5 centimeters and wavelengths 1 meters. Constant damping determined based on the results of simulation that can be seen from graphs of comfort and security .After knowledge constant damping used then afterward is did the simulation to determine bearing seats used. Next is do the simulation to determine displacement mass sprung and unsprung , and also determines deflection maximum suspension .

Redesign results parameter among others, stiffness of spring front suspension (K_{sf}) = 46599.64709 N/m, damping front suspension (C_{sf}) = 3861.591 Ns/m, stiffness of spring rear suspension (K_{sr}) = 24201.08491 N/m, and damping rear suspension (C_{sr}) = 2782.867 Ns/m. Results of the analysis showed that the actual suspension response (calculation) and that is on the market with a sinusoidal path profile input has an amplitude of 5 cm and 1 m wavelength suspension, calculation produces a better comfort than the suspension that is on the market, as for the ability of the flat roads, the suspension is there in the market better than the suspension of the calculation result.

Keywords: *Suspension System, Comfort, Security, Half Car, ISO 2631*

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tersayang, khususnya kedua orangtua, Bapak Sunoto dan Ibu Mujaronah, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Adik kandung penulis Anggi Rizky Amelia, serta saudara penulis Mas Rendy, Mbak Sisca, Aulia, Jehan, Sarda, Reyvino, Reyvan, dan adik kecil Reyhan yang selalu memberikan semangat dan do'a sehingga penulis bisa menyelesaikan studinya.
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.,Ph.D. yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng. Sc., Aida Annisa A.D., ST., MT., dan Moch Solichin, ST., MT sebagai dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
6. Para Sahabat dan punggawa Lab Desain (Republik Sulap) Azwar, Wildan, Fitri, Viola, Atus, Diani, Zaldy, Zaqqi, Daris, Vicky, Daus, Bayu, Ajeng, Ucep, Jat, Akif, Copper, Junta, Simen, Buceng, Yunita, Hilda, Puja, Reynuh, Ides, Fian, Said, Alan, Afif, Nico dan semua yang tidak bisa disebut,

terima kasih karena senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat.

7. Teman-teman Riset Mobil GRANDONG (Mobil Produksi Multiguna Pedesaan), Azhar, Indira, Muchlis, Aishi, yang senantiasa memberi semangat dan ilmu baru dalam dunia GRANDONG ini.
8. Teman-teman angkatan M54 yang senantiasa memberi motivasi dan menemani penulis selama kebersamaan empat tahun ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL.....	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Pengertian Suspensi.....	5
2.1.1 Suspensi <i>Dependent</i> (Rigid).....	5
2.1.2 Suspensi <i>Independent</i>	6
2.2 Komponen Suspensi	9
2.3 Perancangan Sistem Suspensi	12
2.3.1 Kekakuan dan Redaman Ban	13
2.3.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi	14
2.3.3 Perancangan Pegas Ulir untuk Suspensi Depan.	15
2.3.4 Perancangan Pegas Daun untuk Suspensi Belakang	17
2.3.5 Perancangan Redaman	19
2.3.6 Perhitungan Beban Dinamis.....	22
2.3.6.1 Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan Maksimum	22
2.4 Pemodelan Getaran Kendaraan	24

2.5	Pemodelan Profil Jalan	25
2.5.1	Model Profil Jalan Sinusoidal	25
2.6	Kenyamanan dan Keamanan	26
2.6.1	Keamanan Kendaraan.....	27
2.6.2	Kriteria Standar Kenyamanan ISO 2631	28
2.7	Penelitian Terdahulu.....	29

BAB III METODOLOGI

3.1	Flowchart Proposal Tugas Akhir	31
3.1.1	Flowchart Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi.....	31
3.1.2	Flowchart Perancangan Konstanta Redaman Suspensi	33
3.1.3	Flowchart Analisa Suspensi dengan Pemodelan <i>Half Car</i> Tahap Studi Literatur	35
3.2	Prosedur Penelitian	36
3.3	Prosedur Perancangan dan Analisa.....	37
3.3.1	Desain Sistem Suspensi.....	37
3.3.2	Analisa Sistem Suspensi.....	37

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Penyusunan Matriks State Space	43
4.2	Desain Sistem Suspensi	48
4.2.1	Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban	48
4.2.2	Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi.....	48
4.2.3	Kekakuan dan Redaman Bantalan Alat.....	49
4.2.4	Perhitungan Titik Berat Kendaraan.....	49
4.2.4.1	Konfigurasi Mobil Penumpang dan Alat 1 ...	49
4.2.4.2	Konfigurasi Mobil Penumpang dan Alat 2 ...	51
4.2.5	Perhitungan Kekakuan dan Dimensi Pegas Suspensi	52
4.2.6	Penentuan Konstanta Redaman Suspensi.....	55
4.3	Analisa Respon Suspensi.....	59
4.3.1	Analisa Kenyamanan	59
4.3.2	Respon Perbandingan Kemampuan Ban	

	Menapak Jalan Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran	63
4.3.3	Pengaruh Variasi Panjang Gelombang (<i>Lambda</i>) pada Respon Kenyamanan Pengemudi.....	64
4.3.4	Respon Perpindahan <i>Sprung</i> dan <i>Unsprung</i> pada Suspensi Aktual	65
4.3.5	Respon Perpindahan <i>Sprung</i> dan <i>Unsprung</i> pada Suspensi Corona	65
4.3.6	Defleksi Suspensi Depan	68
4.3.7	Defleksi Suspensi Belakang.....	69
4.3.8	Defleksi Maksimal Suspensi Depan.....	70
4.3.9	Defleksi Maksimal Suspensi Belakang.....	71

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan.....	73
5.2	Saran.....	74

DAFTAR PUSTAKA.....	75
BIODATA PENULIS	



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

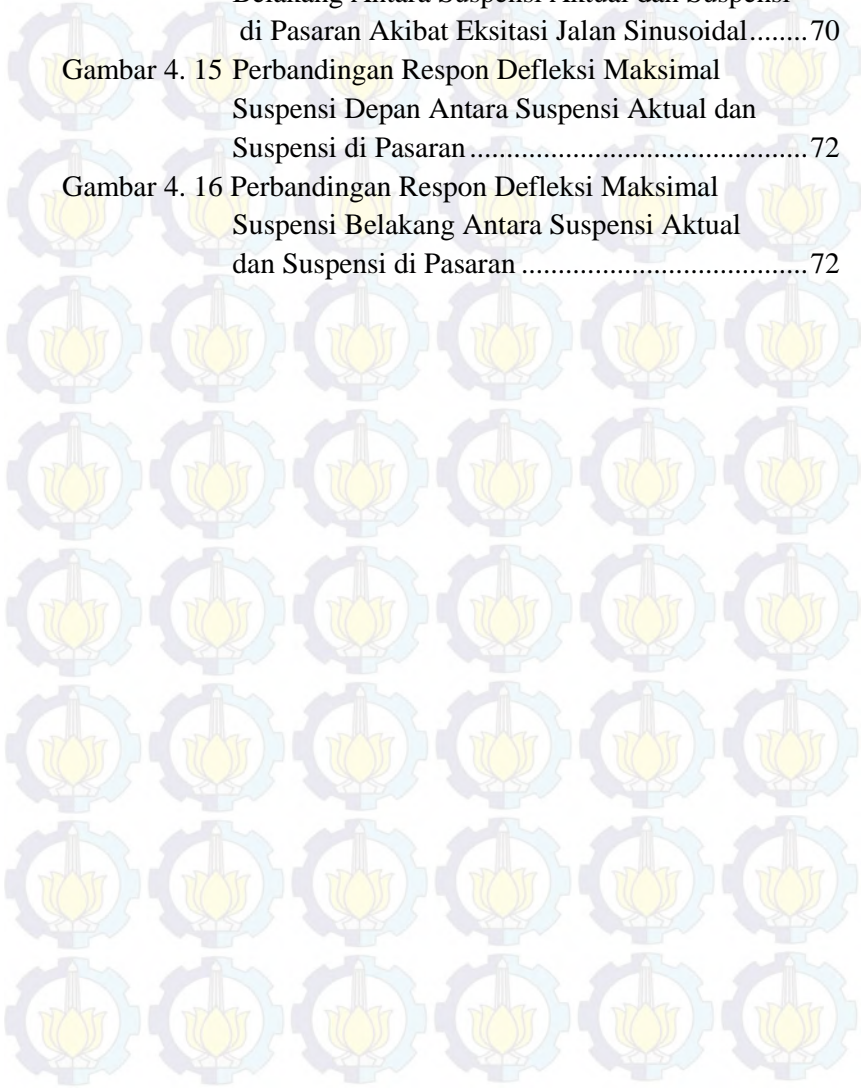
Gambar 2. 1	Suspensi <i>Dependent</i> [10].....	6
Gambar 2. 2	Suspensi <i>Independent</i> [10]	7
Gambar 2. 3	Suspensi Independen Jenis <i>McPherson</i> [10].....	8
Gambar 2. 4	Suspensi Independen Jenis <i>Double Wishbone</i> [10]	8
Gambar 2. 5	Suspensi Independen Jenis <i>Trailing Arm</i> [10]	9
Gambar 2. 6	Suspensi Independen Jenis <i>Multilink</i> [10].....	9
Gambar 2. 7	Pegas Ulir [6]	10
Gambar 2. 8	Pegas Daun [6]	11
Gambar 2. 9	Pegas Puntir [6].....	11
Gambar 2. 10	Contoh Model Kendaraan <i>Half Car</i>	13
Gambar 2. 11	<i>Free Length</i> dan <i>Solid Length</i> Pegas Ulir [6].....	16
Gambar 2. 12	<i>Simply supported leaf spring</i> [6]	17
Gambar 2. 13	Pengaruh Konstanta Redaman pada Respon Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan [12]	19
Gambar 2. 14	<i>Free Body Diagram</i> Untuk Mencari Rasio Redaman Suspensi	21
Gambar 2. 15	<i>Free Body Diagram</i> Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan [10].....	23
Gambar 2. 16	Model Kendaraan <i>Half Car</i>	25
Gambar 2. 17	Model Profil Jalan Sinusoidal [11]	26
Gambar 2.18	<i>Free Body Diagram</i> dalam Kondisi Statis	28
Gambar 2.19	Grafik Kenyamanan ISO 2631 [2].....	30
Gambar 3. 1	<i>Flowchart</i> Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi.....	32
Gambar 3. 2	<i>Flowchart</i> Perancangan Konstanta Redaman Suspensi.....	34
Gambar 3. 3	<i>Flowchart</i> Analisa Suspensi dengan Pemodelan <i>Half Car</i>	36

Gambar 3. 4	<i>Free Body Diagram</i> Sistem dengan Pemodelan <i>Half Car</i>	38
Gambar 4. 1	<i>Free Body Diagram</i> Mobil Multiguna dengan Alat 1 (Thresher)	49
Gambar 4. 2	<i>Free Body Diagram</i> Mobil Multiguna dengan Alat 2 (Freezer)	51
Gambar 4. 3	Profil Jalan Sinusoidal.....	56
Gambar 4. 4	Respon Percepatan RMS Pengemudi untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi	57
Gambar 4. 5	Grafik Transmisibilitas.....	58
Gambar 4. 6	Respon Persentase Ban Depan dan Belakang Menapak Jalan untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi.....	59
Gambar 4. 7	Pengaruh Tipe Bantalan Kursi pada Tingkat Kenyamanan Pengemudi.....	61
Gambar 4. 8	Perbandingan Respon Percepatan RMS Pengemudi.....	62
Gambar 4. 9	Perbandingan Respon Kemampuan Ban Menapak Jalan.....	64
Gambar 4. 10	Grafik Percepatan Pengemudi (RMS) terhadap variasi Panjang Gelombang.....	65
Gambar 4. 11	Respon Perpindahan Massa <i>Sprung</i> dan <i>Unsprung</i> pada Suspensi Aktual Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal	66
Gambar 4. 12	Respon Perpindahan Massa <i>Sprung</i> dan <i>Unsprung</i> pada Suspensi Re-desain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal	68
Gambar 4. 13	Perbandingan Respon Defleksi Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal	69

Gambar 4. 14 Perbandingan Respon Defleksi Suspensi
Belakang Antara Suspensi Aktual dan Suspensi
di Pasaran Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal.....70

Gambar 4. 15 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal
Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan
Suspensi di Pasaran 72

Gambar 4. 16 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal
Suspensi Belakang Antara Suspensi Aktual
dan Suspensi di Pasaran 72





“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Data Redaman Ban Hasil Percobaan <i>Philips</i>	14
Tabel 2.2	Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi	15
Tabel 4.1	Perhitungan Beban Statis dan Dinamis	52
Tabel 4.2	Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi.....	53
Tabel 4.3	Suspensi yang ada di Pasaran	53
Tabel 4.4	Hasil Perhitungan Dimensi dan Material Pegas Ulir Suspensi Depan	54
Tabel 4.5	Hasil Perhitungan Dimensi dan Material Pegas Daun Suspensi Belakang	55

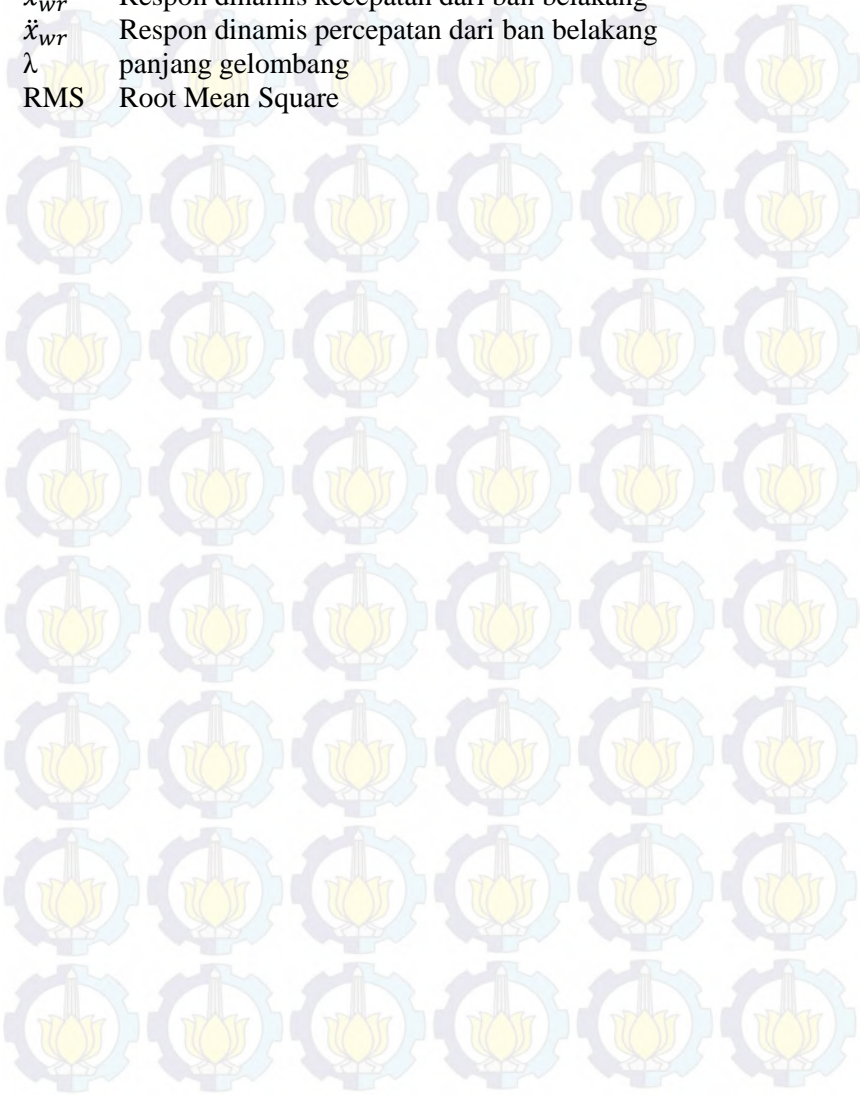


“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR SIMBOL

m_p	Massa penumpang
m_a	Massa alat
m_b	Massa body mobil
m_{wf}	Massa ban depan
m_{wr}	Massa ban belakang
k_a	Konstanta kekakuan dari alat
k_k	Konstanta kekakuan dari bantalan kursi
k_{sr}	Konstanta kekakuan dari suspensi belakang kendaraan
k_{tr}	Konstanta kekakuan dari ban belakang
k_{sf}	Konstanta kekakuan dari suspensi depan kendaraan
k_{tf}	Konstanta kekakuan dari ban depan
c_a	Konstanta redaman dari alat
c_k	Konstanta redaman dari bantalan kursi
c_{sr}	Konstanta redaman dari suspensi belakang kendaraan
c_{tr}	Konstanta redaman dari ban belakang
c_{sf}	Konstanta redaman dari suspensi depan kendaraan
c_{tf}	Konstanta redaman dari ban depan
x_{br}	Respon dinamis perpindahan dari bodi kendaraan belakang
\dot{x}_{br}	Respon dinamis kecepatan dari bodi kendaraan belakang
x_{bf}	Respon dinamis perpindahan dari bodi kendaraan depan
\dot{x}_{bf}	Respon dinamis kecepatan dari bodi kendaraan depan
x_a	Respon dinamis perpindahan dari alat
\dot{x}_a	Respon dinamis kecepatan dari alat
\ddot{x}_a	Respon dinamis percepatan dari alat
x_p	Respon dinamis perpindahan dari pengemudi
\dot{x}_p	Respon dinamis kecepatan dari pengemudi
\ddot{x}_p	Respon dinamis percepatan dari pengemudi
x_{wf}	Respon dinamis perpindahan dari ban depan
\dot{x}_{wf}	Respon dinamis kecepatan dari ban depan
\ddot{x}_{wf}	Respon dinamis percepatan dari ban depan

x_{wr} Respon dinamis perpindahan dari ban belakang
 \dot{x}_{wr} Respon dinamis kecepatan dari ban belakang
 \ddot{x}_{wr} Respon dinamis percepatan dari ban belakang
 λ panjang gelombang
RMS Root Mean Square



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan dunia otomotif mengalami kemajuan yang sangat pesat. Berbagai macam teknologi telah ditemukan dalam upaya memberikan kondisi terbaik kendaraan untuk masyarakat. Tidak hanya mobil perkotaan yang mengalami perkembangan yang sangat pesat melainkan untuk saat ini banyak industri kreatif yang mengembangkan konsep mobil serbaguna. Untuk saat ini belum ada industri otomotif yang khusus untuk mengembangkan mobil serbaguna khusus daerah pedesaan. Dalam hal ini, ITS beserta DISPERINDAG mengembangkan produk otomotif mobil produksi multiguna pedesaan dengan tujuan untuk mendukung produktifitas masyarakat pedesaan. Idealnya, faktor kenyamanan dan keamanan penumpang merupakan hal yang sangat penting pada kendaraan, dimana sistem suspensi merupakan salah satu bagian penting pada kendaraan yang memegang peranan dalam kenyamanan dan keamanan berkendara.

Sistem suspensi adalah komponen penghubung badan kendaraan dengan roda, dengan tujuan untuk melindungi badan kendaraan dari kejutan-kejutan yang ditimbulkan oleh keadaan jalan, sehingga memberikan kenyamanan bagi pengendara. Kondisi ideal yang ingin diperoleh dari kenyamanan adalah kemampuan pengendara untuk menahan getaran akibat eksitasi jalan tanpa mengalami kelelahan. Namun, kondisi ini tidak mungkin diperoleh, sehingga perlu dilakukan pendekatan untuk meminimumkan gangguan akibat kondisi jalan dengan memasang suspensi yang sesuai.

Pada mobil multiguna pedesaan ini, kondisi jalan yang akan dilewati tidak hanya jalan kota, namun juga jalan pedesaan dengan kondisi yang berbeda. Selain itu, kondisi

beban yang diangkat juga bervariasi, dimana mobil produksi multiguna pedesaan memang dirancang multiguna dengan variasi alat yang berbeda. Oleh karena itu, sistem suspensi harus mampu memberikan kenyamanan dan keamanan dengan berbagai variasi tersebut.

Dalam tugas akhir ini, dilakukan perancangan ulang sistem suspensi yang didasarkan pada pemodelan *half car* melintang untuk mengetahui nilai kekakuan pegas berdasarkan variasi kondisi pembebanan serta konstanta peredam berdasarkan aspek kenyamanan dan keamanan pada profil jalan pedesaan. Sehingga, penelitian ini dapat digunakan sebagai pertimbangan sistem suspensi yang sesuai untuk mobil multiguna pedesaan untuk pengembangan selanjutnya.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka permasalahan yang ingin diselesaikan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan pendekatan model yang sesuai untuk mobil produksi multiguna pedesaan.
2. Bagaimana mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi (k) berdasarkan beban statis dan dinamis.
3. Bagaimana mendapatkan nilai konstanta redaman suspensi (c) yang baik dari segi kenyamanan dan keamanan.

1.3 Tujuan

Dengan mengacu pada perumusan masalah di atas, maka tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk menentukan pendekatan model yang sesuai untuk mobil produksi multiguna pedesaan.

2. Untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi (k) berdasarkan beban statis dan dinamis.
3. Untuk mendapatkan nilai konstanta redaman suspensi (c) yang baik dari segi kenyamanan dan keamanan.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam tugas akhir kali ini adalah:

1. Model kendaraan yang digunakan dalam perancangan dan pemodelan suspensi adalah model *half car*.
2. Beban dinamis hanya diambil saat kendaraan bergerak lurus mengalami perlambatan maksimum.
3. Konstanta pegas dan redaman suspensi dianggap linier.
4. Ban yang digunakan adalah ban tipe radial.
5. Konstanta redaman ban menggunakan hasil percobaan oleh *Philips* dengan tipe ban radial ukuran 165x13.
6. Kekakuan dan redaman kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya.
7. Analisa respon kendaraan hanya memperhatikan gaya-gaya arah vertikal dengan asumsi kendaraan bergerak dengan kecepatan konstan.
8. Analisa kenyamanan berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631.
9. Profil jalan pedesaan dimodelkan sinusoidal dengan amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 1 m.

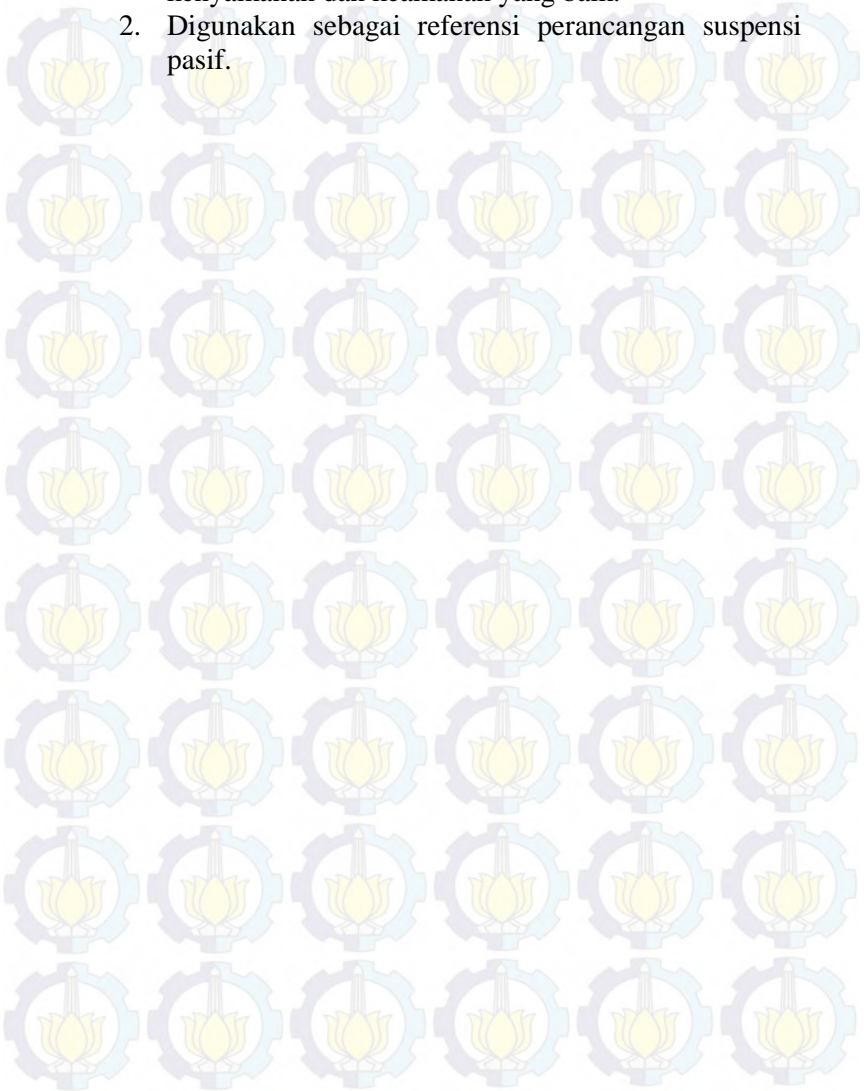
1.5 Manfaat

Hasil yang diperoleh dalam tugas akhir ini diharapkan sebagai pertimbangan dalam perancangan kendaraan multiguna pedesaan sehingga informasi dari hasil penelitian diharapkan mampu :

1. Menjadi pertimbangan untuk mengembangkan mobil multiguna pedesaan dalam memilih suspensi yang

ada dipasar sehingga dapat dicapai kondisi kenyamanan dan keamanan yang baik.

2. Digunakan sebagai referensi perancangan suspensi pasif.



BAB II

DAFTAR ISI

2.1 Pengertian Suspensi

Sistem suspensi adalah salah satu bagian chasis yang berfungsi untuk memberikan kenyamanan bagi pengendara atau penumpang. Sistem suspensi terletak antara body kendaraan dan rodaroda, dirancang untuk menyerap kejutan dari permukaan jalan yang bergelombang sehingga menambah kenyamanan berkendara dan memperbaiki kemampuan cengkraman roda terhadap jalan.

Sistem suspensi terdiri dari 2 komponen utama yaitu pegas (spring) dan *shock absorber*, sementara komponen lainnya yaitu suspension arm, ball joint, bushing karet, strut bar, stabilizer bar, bumper dan lain sebagainya. Setiap mobil mungkin berbeda-beda, tetapi pasti ada komponen utamanya yaitu pegas dan shock absorber. Fungsi pegas pada sistem suspensi adalah untuk menyerap kejutan dari permukaan jalan dan getaran roda-roda agar tidak diteruskan ke body kendaraan. Sedangkan fungsi *shock absorber* adalah meredam oskilasi naik turun yang diakibatkan oleh pegas. Jika suspensi tanpa *shock absorber* dan hanya menggunakan pegas saja maka kendaraan akan mentul mentul dan tidak nyaman untuk di kendaraan.

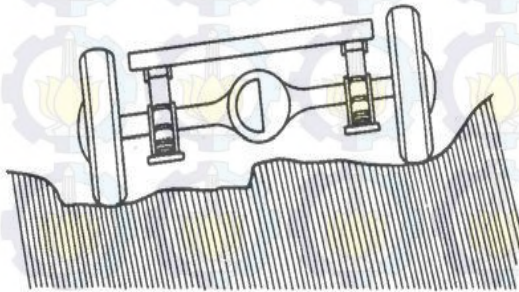
Sistem Suspensi memiliki beberapa fungsi yaitu :

- a. Menyerap getaran, kejutan, oskilasi (*bouncing, pitching, dan rolling*) dari permukaan jalan sehingga akan menambah nyaman dan stabilitas dalam berkendara.
- b. Menghubungkan bodi kendaraan dengan roda-roda.
- c. Meningkatkan kemampuan cengkraman roda terhadap jalan.
- d. Memindahkan gaya pengereman dan gaya ke bodi melalui gesekan antara jalan dengan roda-roda.

2.1.1 Suspensi *Dependent* (Rigid)

Suspensi tipe rigid adalah suspensi dimana roda kiri dan kanan dihubungkan dengan axle tunggal. Axle ini dihubungkan

ke body dan frame melalui *spring/pegas* (*leaf spring* atau *coil spring*). Suspensi rigid banyak digunakan pada roda depan dan belakang bus dan truck dan pada roda belakang mobil penumpang. Salah satu keuntungan suspensi tipe rigid ini adalah konstruksinya yang sederhana dan kuat. Tetapi memiliki kelemahan kenyamanan berkurang, hal ini karena roda roda satu sama lain saling mempengaruhi, ketika roda kiri melewati lubang maka roda kanan juga ikut terpengaruhi, bodi kendaraan miring sehingga kenyamanan yang didapat akan berkurang.



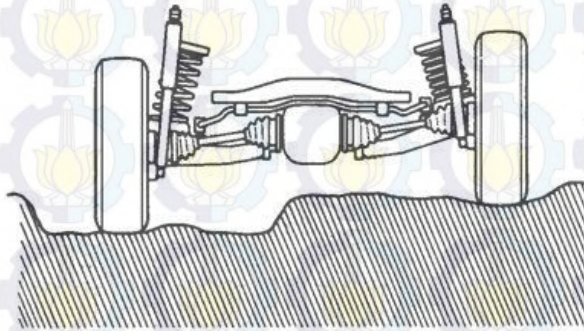
Gambar 2.1 Suspensi *Dependent* [10]

2.1.2 Suspensi *Independent*

Berbeda dengan suspensi tipe rigid yang roda kiri dan kanannya dihubungkan dengan *axle* tunggal, pada suspensi *independent* ini antara roda kiri dan roda kanan tidak dihubungkan dengan *axle* tunggal. Kedua roda dapat bergerak bebas tanpa saling mempengaruhi. Biasanya suspensi model bebas ini digunakan pada roda depan mobil penumpang dan truck kecil. Sekarang suspensi model bebas digunakan juga pada roda belakang mobil penumpang.

Pada suspensi ini ketika salah satu roda berada pada jalan yang berlubang maka roda yang lainnya tidak akan terpengaruhi, sehingga nyaman yang didapat akan lebih maksimal. Suspensi ini memiliki *unsprung weight* yang lebih rendah sehingga menghasilkan kontak roda dengan jalan yang lebih baik, dan akan memperbaiki stabilitas pengemudian. Biasanya suspensi tipe ini

digunakan pada mobil penumpang menawarkan kenyamanan lebih tinggi. Tetapi memiliki kekurangan harganya lebih mahal dan konstruksinya pun lebih rumit.



Gambar 2.2 Suspensi *Independent* [10]

Terdapat beberapa jenis suspensi independen, antara lain :

a) *McPherson*

Mekanisme suspensi independen jenis *McPherson* dapat dilihat pada gambar 2.3, dimana jenis suspensi ini merupakan jenis suspensi yang umum dipakai untuk suspensi depan pada kendaraan saat ini, meskipun tingkat kenyamanan berada dibawah jenis *double wishbone*, karena lebih sederhana dan mudah dimanufaktur.

b) *Double Wishbone*

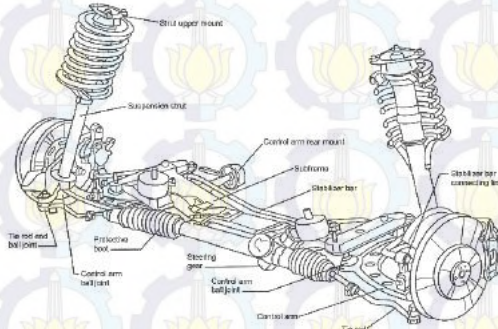
Mekanisme suspensi independen jenis *double wishbone* dapat dilihat pada gambar 2.4. Jenis suspensi ini menggunakan dua buah *arm* pengendali, yaitu *upper* dan *lower arm*. Mekanisme ini umum digunakan pada suspensi depan kendaraan ringan.

c) *Trailing Arm*

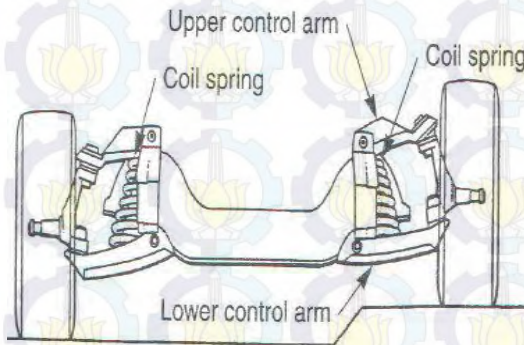
Mekanisme *trailing arm* dapat dilihat pada gambar 2.5, dimana jenis suspensi ini merupakan mekanisme suspensi independen yang digunakan pada suspensi belakang.

d) Multilink

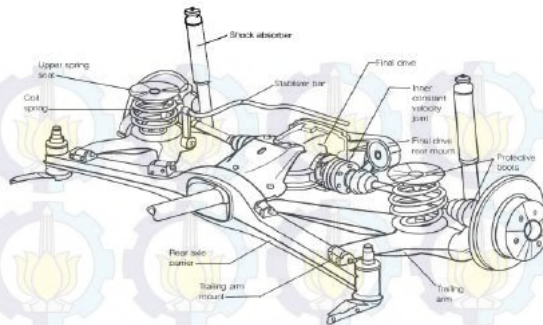
Mekanisme *multilink* dapat dilihat pada gambar 2.6. Jenis suspensi ini hampir sama dengan jenis *trailing arm*, yang merupakan mekanisme suspensi independen yang digunakan pada suspensi belakang.



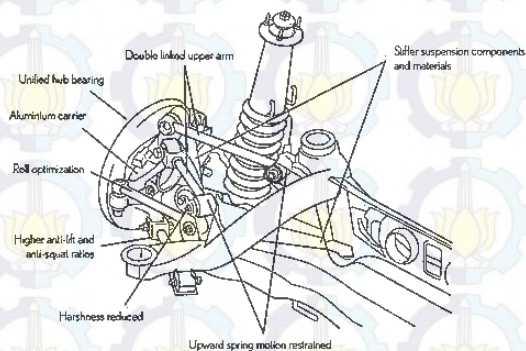
Gambar 2.3 Suspensi Independen Jenis *McPherson* [10]



Gambar 2.4 Suspensi Independen Jenis *Double Wishbone* [10]



Gambar 2.5 Suspensi Independen Jenis *Trailing Arm* [10]



Gambar 2.6 Suspensi Independen Jenis *Multilink* [10]

2.2 Komponen Suspensi

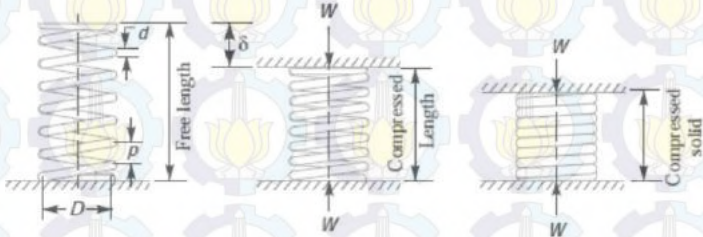
Dalam sistem suspensi ini, terdapat beberapa komponen pembangunnya. Beberapa komponen tersebut adalah sebagai berikut :

a) Pegas

Merupakan komponen yang memiliki sifat elastis. Pegas berfungsi untuk menerima getaran atau guncangan roda akibat dari kondisi jalan yang dilalui. Pegas ini akan melawan massa yang bekerja padanya saat massa tersebut bergerak. Pegas dapat

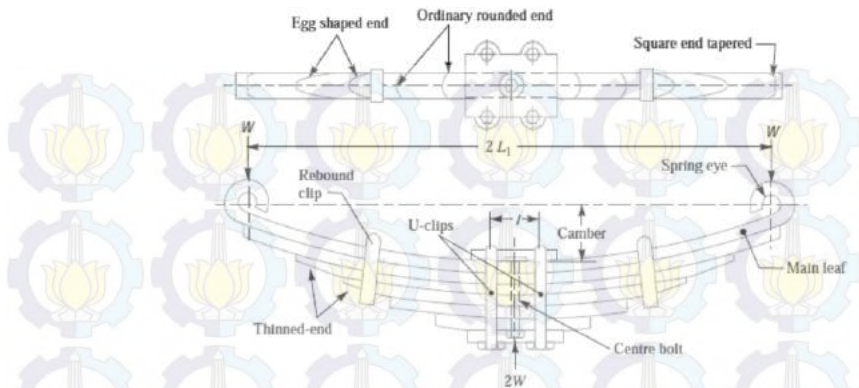
dikatakan sebagai penahan dari sebuah gaya yang terjadi. Saat suatu massa mengalami perubahan gerak maka pegas ini akan mendorongnya untuk kembali ke posisi semula. Dalam sistem suspensi, terdapat beberapa jenis pegas yang biasa digunakan, yaitu :

- Pegas ulir (*coil spring*), dikenal juga dengan nama “per keong” memiliki bentuk spiral, seperti ditunjukkan pada gambar 2.7. Jenis yang digunakan adalah pegas ulir tekan atau pegas ulir untuk menerima beban tekan. Pegas ini dibentuk dari kawat yang dililit sehingga berbentuk spiral.



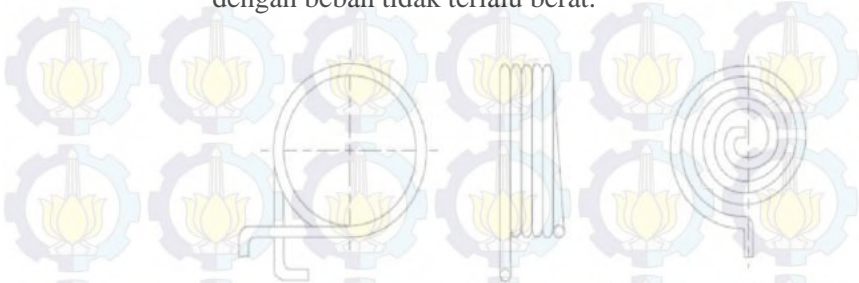
Gambar 2.7 Pegas Ulir [6]

- Pegas daun (*leaf spring*) terdiri dari satu atau beberapa lembar plat yang disusun menyerupai daun, seperti ditunjukkan pada gambar 2.8. Pegas ini umumnya digunakan pada kendaraan dengan daya angkut besar, seperti truk, bus, dan trailer. Konstruksi pegas daun umumnya terdiri dari 3 sampai 10 lembar plat baja tipis yang disusun dengan urutan plat yang paling panjang terletak pada bagian paling atas dan makin ke bawah makin pendek. Pada plat bagian atas, bagian ujungnya digulung sehingga menyerupai mata pegas, yang nantinya akan dikaitkan ke rangka kendaraan.



Gambar 2.8 Pegas Daun [6]

- Pegas puntir (*torsion bar spring*) seperti ditunjukkan pada gambar 2.9 adalah pegas yang pembebanannya berdasarkan gaya yang menyebabkan momen puntir. Pegas ini umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban tidak terlalu berat.



Gambar 2.9 Pegas Puntir [6]

b) Peredam

Peredam kejut berfungsi untuk meredam beban kejut atau getaran yang diterima pegas. Peredam ini merupakan alat untuk mengkonversikan energi dari gerak menjadi termal. Alat yang biasa digunakan sebagai peredam adalah *shock absorber*. Dengan alat ini, saat terjadi gerakan dari kendaraan, terdapat energi potensial pada pegas, sedangkan pada peredam ini akan hilang.

c) Lengan suspensi (*suspension arm*)

Komponen ini hanya terdapat pada sistem suspensi independen, terpasang pada bodi atau rangka kendaraan, dan berfungsi untuk memegang rangka roda kendaraan. Pergerakan yang kompleks pada roda dapat sinkron dengan pergerakan-pergerakan lengan suspensi, karena terdapat *ball joint* pada pengikatan lengan suspensi dengan rangka roda.

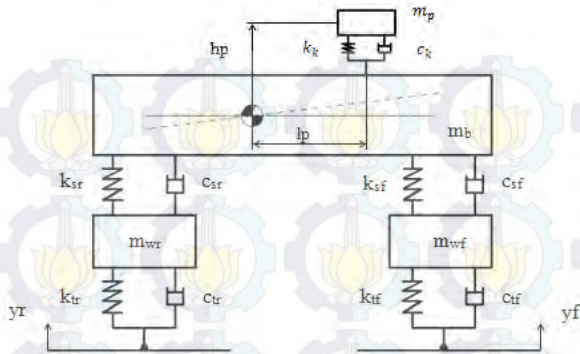
d) *Ball Joint*

Fungsi *ball joint* antara lain sebagai sumbu putaran roda, dan juga menerima beban vertikal maupun lateral. Di dalam *ball joint* terdapat pelumas (*grease*) untuk melumasi bagian yang bergesekan.

2.3 Perancangan Sistem Suspensi

Perancangan sistem suspensi bertujuan untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi dan konstanta redaman serta dimensi-dimensi suspensi. Dalam perancangan sistem suspensi pada penelitian ini, digunakan model *half car* seperti gambar 2.10.

Pemodelan kendaraan *half car* dilakukan karena dalam kondisi aktual, momen *pitching* saat mengalami perlambatan dapat berpengaruh pada suspensi depan yang dapat mempengaruhi aspek kenyamanan penumpang dan keamanan. Pemodelan kendaraan *half car* pada penelitian ini terdiri dari 3 massa, yaitu massa *sprung* (massa bodi kendaraan), massa *unsprung* (massa roda) dan massa penumpang. Massa penumpang ditumpu oleh pegas dan peredam dari kursi yang tersambung pada massa *sprung*. Massa *sprung* ditumpu oleh suspensi yang terdiri dari pegas dan peredam kemudian tersambung dengan roda. Dalam hal ini, roda dimodelkan sebagai massa dengan pegas dan peredam.



Gambar 2.10 Contoh Model Kendaraan *Half Car*

2.3.1 Kekakuan dan Redaman Ban

Sebelum melakukan perancangan suspensi, maka harus dicari nilai kekakuan dan redaman ban, karena dalam penelitian ini, ban dimodelkan sebagai pegas dan peredam.

Philips dalam pengujiannya, telah menemukan persamaan yang dapat menghitung nilai kekakuan ban bias dan radial tergantung pada tekanannya. Persamaan tersebut adalah :

- Untuk ban bias

$$K_t = 100,0 + 41,6667 (P_i) \dots\dots\dots (2.1)$$

- Untuk ban radial

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (P_i) \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana : K_t : Kekakuan ban (lb/in)
 P_i : Tekanan ban (psi)

Untuk mendapatkan nilai redaman dari ban, tidak ada perumusan analitis, sehingga harus dilakukan percobaan. *Philips* telah melakukan percobaan untuk mendapatkan nilai redaman dari beberapa tipe dan ukuran ban. Berikut tabel hasil percobaannya :

Tabel 2.1 Data Redaman Ban Hasil Percobaan *Philips*

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koefisien Redaman (kN.s/m)
Ban Bias 5.6x13	15	4.59
	20	4.89
	25	4.52
	30	4.09
	35	4.09
Ban Radial 165x13	15	4.45
	20	3.68
	25	3.44
	30	3.43
	35	2.86

2.3.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Dalam penelitian ini, kursi pengemudi akan dimodelkan dengan pegas dan peredam yang menumpu massa pengemudi. Untuk nilai parameter kekakuan dan redaman kursi, tidak ada perumusan analitis, sehingga dilakukan percobaan.

Salah satu contoh percobaan tersebut dilakukan oleh *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya yang melakukan percobaan untuk berbagai macam tipe bantalan kursi kendaraan, dengan menggunakan *force actuator* dan sensor *accelerometer* untuk mendapatkan respon getaran dari kursi, yang kemudian didapatkan nilai parameter kekakuan dan redamannya. Berikut adalah rangkuman tabel hasil percobaannya :

Tabel 2.2 Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi

<i>Stiffness and damping parameters, K (in N/m) and C (in Ns/m), of seven wheelchair cushions over range of preloads (300–800 N).</i>														
Load (N)	Vector with Vicair		Meridian Wave		ROHO HIGH PROFILE		Jay J2 Deep Contour		ROHO LOW PROFILE		Zoombang Protective Gear with Foam		Comfort Mate Foam	
	K	C	K	C	K	C	K	C	K	C	K	C	K	C
300	32,080	318	40,230	301	43,180	389	26,730	365	50,520	544	60,350	573	56,780	487
400	50,340	478	50,500	322	51,740	475	27,940	406	56,730	602	74,160	727	76,140	696
500	59,360	542	57,550	337	64,840	596	28,710	377	62,140	708	94,900	938	93,070	908
600	71,580	665	64,760	372	77,390	688	36,890	508	64,460	835	116,900	1,132	115,500	1,149
700	80,870	748	69,730	392	86,470	760	36,090	522	65,900	855	141,800	1,311	143,200	1,408
800	95,040	840	76,010	397	94,220	834	39,970	571	68,600	1,015	174,900	1,507	183,200	1,689
Rate of Increase/100 N	11,960	101	6,966	21	10,627	91	2,823	43	3,435	93	22,791	189	24,449	240

2.3.3 Perancangan Pegas Ulir untuk Suspensi Depan

1. Solid Length

Kondisi pegas dikatakan *solid* dalam hal ini adalah jika pegas terkompresi hingga *coil* saling bersentuhan satu sama lain sehingga seolah pegas membentuk sebuah silinder solid, seperti digambarkan pada gambar 2.11.

Persamaan untuk mencari *solid length* dari suatu pegas tekan adalah sebagai berikut:

$$L_s = n' \times d \quad \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana : n' : Total number of coils

d : Diameter of the wire

2. Panjang Bebas (*Free Length*)

Panjang bebas adalah panjang pegas ketika pegas dalam kondisi bebas dari pembebanan. Panjang bebas ini digambarkan pada gambar 2.11.

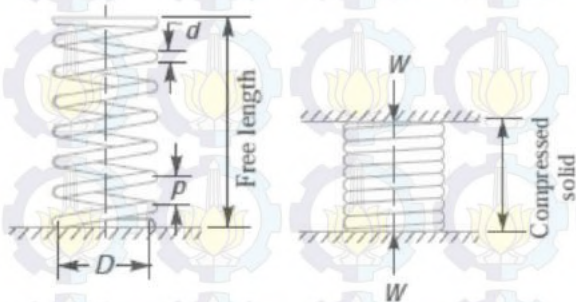
Secara matematis panjang bebas dirumuskan sebagai berikut :

$$L_F = \text{Solid length} + \text{Maximum Compression} + \text{*Clearance between adjacent coils}$$

$$= n' d + \delta_{max} + 0,15 \delta_{max}, \text{ atau :(2.4)}$$

$$L_F = n' d + \delta_{max} + (n'-1) \times 1\text{mm} \quad \text{.....(2.5)}$$

(clearance between adjacent coil is taken as 1mm)



Gambar 2.11 Free Length dan Solid Length Pegas Ulir [6]

3. Spring Index

Spring index adalah perbandingan dari diameter coil rata-rata dengan diameter kawat.

$$\text{Spring index (C)} = D / d \quad \text{.....(2.6)}$$

dimana : D : diameter coil rata-rata
d : diameter kawat

4. Spring Rate

Spring rate atau konstanta kekakuan dari pegas adalah beban yang diperlukan per unit defleksi dari pegas. Secara matematis dirumuskan :

$$k = W / \delta \quad \text{.....(2.7)}$$

dimana W : Beban
δ : Defleksi dari pegas

5. Pitch

Pitch dari coil pegas adalah jarak axial antara kedua coil pada saat pegas dalam kondisi tidak terbebani.

$$p = \frac{\text{Free Length}}{n'-1}, \text{ atau} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$p = \frac{L_F - L_S}{n'} + d \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana : L_F : Free length of the spring
 L_S : Solid length of the spring
 n' : Total number of coils
 d : Diameter of the wire

6. Jumlah lilitan aktif

Jumlah lilitan aktif dari pegas ulir dirumuskan sebagai berikut :

$$N_a = N_t - 1,5$$

dimana : N_a : Jumlah lilitan aktif
 N_t : Jumlah lilitan total

7. Panjang kawat pegas

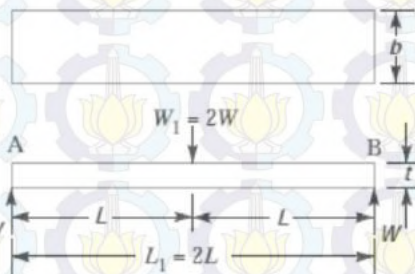
Panjang kawat pegas dirumuskan sebagai berikut :

$$L = 2\pi R N_a$$

dimana : L : Panjang kawat pegas
 R : Radius pegas ulir
 N_a : Jumlah lilitan aktif

2.3.4 Perancangan Pegas Daun untuk Suspensi Belakang

Untuk pegas daun dengan tipe *simply supported*, maka *free body diagram* ditunjukkan pada gambar 2.12 sebagai berikut :



Gambar 2.12 *Simply supported leaf spring* [6]

Momen bending maksimum terjadi pada bagian tengah (*center*), dirumuskan :

$$M = W L \dots\dots\dots(2.10)$$

dimana : W : reaksi pada tumpuan
L : setengah dari panjang daun pegas

Tegangan akibat momen bending pada pegas, dirumuskan :

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{W L}{b t^2/6} = \frac{6 W L}{b t^2} \dots\dots\dots(2.11)$$

dimana : σ : tegangan akibat momen bending
b : lebar pegas daun
t : tebal pegas daun

Defleksi maksimal pada pegas dengan tumpuan sederhana terletak pada bagian *center*, dirumuskan :

$$\delta = \frac{W_1 (L_1)^3}{48 E I} = \frac{(2W)(2L)^3}{48 E I} = \frac{W L^3}{3 E I} \dots\dots\dots(2.12)$$

dimana : δ : defleksi maksimal pegas
 W_1 : total beban yang bekerja pada *center* pegas daun = 2W

L_1 : panjang total pegas daun = 2 L
E : modulus elastisitas pegas
I : inersia

Pada umumnya, pegas daun tidak terdiri dari satu lembar plat baja, namun dari beberapa lembar plat baja yang disusun. Untuk *n* jumlah plat, maka perumusan tegangan dan defleksi berubah menjadi :

$$\sigma = \frac{6 W L}{n b t^2} \dots\dots\dots(2.13)$$

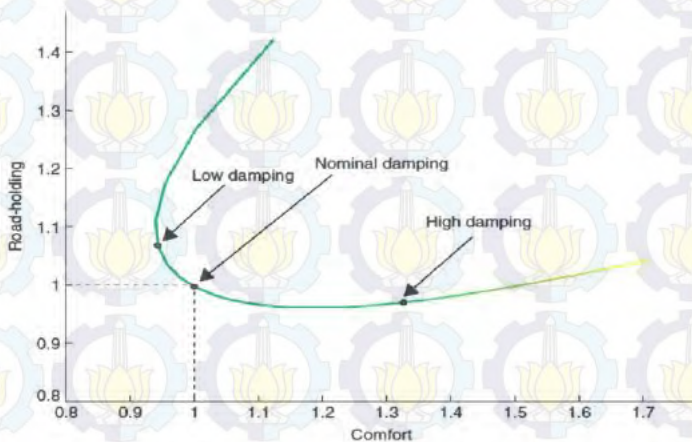
$$\delta = \frac{6 W L^3}{n E b t^3} = \frac{\sigma L^2}{E t} \dots\dots\dots(2.14)$$

Sehingga, konstanta kekakuan pegas daun dapat dicari dengan perumusan :

$$k = \frac{\text{Gaya maksimal yang bekerja pada pegas}}{\text{Defleksi maksimal yang terjadi}} = \frac{W_1}{\delta} \dots\dots\dots(2.15)$$

2.3.5 Perancangan Redaman

Untuk mengetahui pengaruh peredam terhadap respon suspensi, dapat dilihat pada gambar 2.13 yang menunjukkan pengaruh konstanta redaman pada respon kenyamanan dan keamanan kendaraan. Percepatan massa pengemudi menyatakan kualitas kenyamanan kendaraan, sedangkan kemampuan ban menapak jalan yang direpresentasikan dengan defleksi ban menyatakan tingkat keamanan kendaraan.



Gambar 2.13 Pengaruh Konstanta Redaman pada Respon Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan [12]

Dari gambar 2.13 terlihat bahwa nilai redaman mempunyai pengaruh yang berbeda pada kenyamanan dan keamanan. Semakin kecil nilai *road holding*, semakin bagus kestabilan kendaraan, dan semakin kecil percepatan bodi kendaraan, semakin nyaman kendaraan tersebut, dimana kedua hal ini saling bertolak belakang.

Jika dilihat kurva pada gambar 2.13, ada suatu kondisi dimana nilai redaman dapat memberikan respon yang bagus untuk kenyamanan dan keamanan kendaraan. Untuk mendapatkan

nilai redaman ini, maka perlu dilakukan simulasi untuk berbagai rasio redaman.

Rasio redaman dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \dots\dots\dots (2.16)$$

dimana : C : konstanta redaman suspensi

C_c : konstanta redaman *critical* suspensi

Dengan nilai konstanta redaman *critical* sistem getaran 1 DOF didapatkan melalui perumusan:

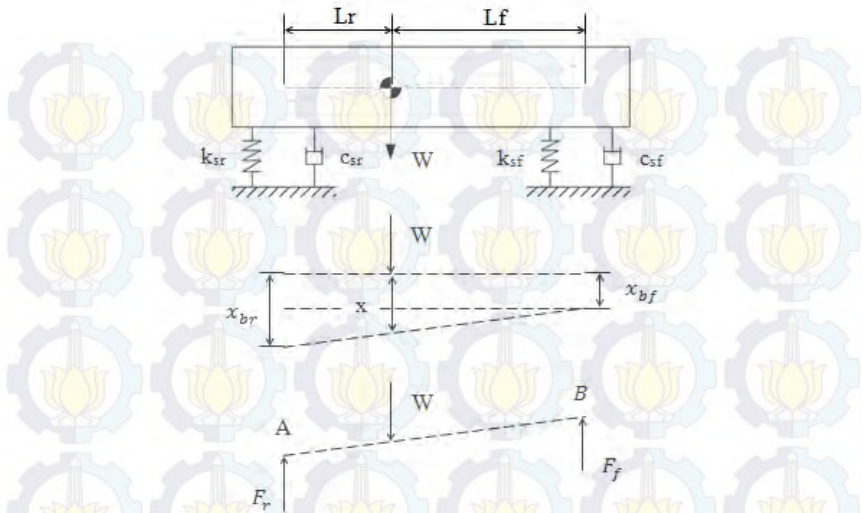
$$C_c = 2 \sqrt{k m} \dots\dots\dots (2.17)$$

dimana : k : konstanta kekakuan pegas

m : massa

Untuk mendapatkan konstanta redaman *critical*, maka model setengah kendaraan dengan 5 DOF perlu disederhanakan menjadi sistem 1 DOF. Penyederhanaan ini dilakukan dengan mencari nilai ekuivalen dari massa, kekakuan dan redaman dari sistem tersebut.

Karena yang dicari adalah rasio redaman dari sistem suspensi, maka model setengah kendaraan pada gambar 2.10 hanya diambil massa body serta kekakuan dan redaman suspensi, selanjutnya dibuat *free body diagram* kondisi statis seperti pada gambar 2.14



Gambar 2.14 *Free Body Diagram* Untuk Mencari Rasio Redaman Suspensi

Dari *free body diagram* pada gambar 2.14 tersebut, gaya reaksi yang diberikan suspensi ke bodi adalah :

$F_r = k_{sr}x_{br}$, sehingga perpindahan vertikal bodi bagian belakang dapat dirumuskan :

$$x_{br} = \frac{F_r}{k_{sr}} \dots\dots\dots (2.18)$$

$F_f = k_{sf}x_{bf}$, sehingga perpindahan vertikal bodi bagian depan dapat dirumuskan :

$$x_{bf} = \frac{F_f}{k_{sf}} \dots\dots\dots (2.19)$$

Persamaan kesetimbangan momen akibat gaya reaksi F_r dan F_f adalah :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ F_f (L_r + L_f) &= W L_r \\ F_f &= \frac{W L_r}{L_r + L_f} \dots\dots\dots (2.20) \\ \sum M_B &= 0 \end{aligned}$$

$$F_r (Lr + Lf) = W Lf$$

$$F_r = \frac{W Lf}{Lr + Lf} \dots\dots\dots (2.21)$$

Perpindahan bodi mobil arah vertikal dapat dirumuskan :

$$x = x_{bf} + \left(\frac{Lf}{Lr + Lf} \right) (x_{br} - x_{bf}) \dots\dots\dots (2.22)$$

Substitusi persamaan 2.20 ke persamaan 2.19 dan persamaan 2.21 ke persamaan 2.18 didapatkan :

$$x_{bf} = \frac{W Lr}{k_{sf}(Lr + Lf)} \dots\dots\dots (2.23)$$

$$x_{br} = \frac{W Lf}{k_{sr}(Lr + Lf)} \dots\dots\dots (2.24)$$

Substitusi persamaan 2.23 dan 2.24 ke persamaan 2.22 didapatkan :

$$x = \frac{W Lr}{k_{sf}(Lr + Lf)} + \left(\frac{Lf}{Lr + Lf} \right) \left(\frac{W Lf}{k_{sr}(Lr + Lf)} - \frac{W Lr}{k_{sf}(Lr + Lf)} \right) \dots\dots\dots (2.25)$$

Sehingga, didapatkan nilai k ekuivalen :

$$k_{ekuivalen} = \frac{W}{x} \dots\dots\dots (2.26)$$

Nilai konstanta redaman *critical* suspensi dapat dicari dengan menggunakan massa bodi dan k ekuivalen sesuai dengan persamaan 2.17.

2.3.6 Perhitungan Beban Dinamis

Dalam perancangan dan analisa sistem suspensi mobil multiguna kendaraan ini, gaya dinamis yang diperhitungkan adalah kondisi saat kendaraan mengalami perlambatan maksimum. Karena, pada saat mengalami perlambatan maksimum terjadi momen *pitching* sehingga gaya pada roda depan menjadi sangat besar yang nantinya tersalurkan ke suspensi depan kendaraan.

2.3.6.1 Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan Maksimum

Dari *free body diagram* pada gambar 2.15, dimana pada awalnya kendaraan bergerak lurus dan mengalami perlambatan maksimum, kemiringan jalan diabaikan, persamaan momen pada

roda depan dan belakang serta keseimbangan gaya arah x dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\sum M_{\text{roda belakang}} = 0 \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

$$W_f L = W L_r + m a h - R_a h \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

$$W_f = \frac{1}{L} \left[W L_r + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \right) \right] \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

$$\sum M_{\text{roda depan}} = 0 \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

$$W_r L + m a h = W L_f + R_a h \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

$$W_r = \frac{1}{L} \left[W L_f + h \left(R_a - \frac{W}{g} a \right) \right] \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

dimana : W_f : gaya reaksi pada ban depan

W_r : gaya reaksi pada ban belakang

W : berat total kendaraan

L : jarak antar sumbu roda

m : massa total kendaraan

a : perlambatan maksimum kendaraan

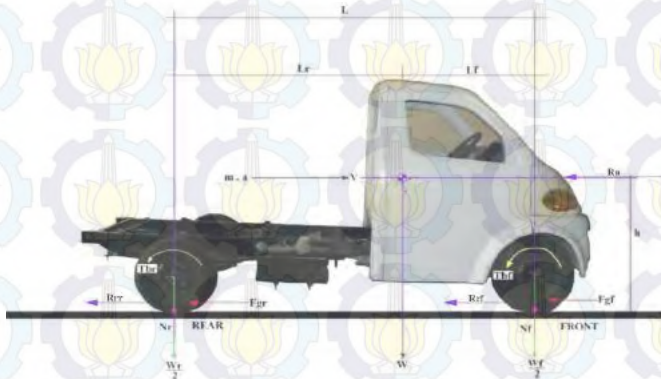
H : tinggi titik pusat kendaraan dari permukaan jalan

R_a : gaya hambat aerodinamis = $\frac{1}{2} \rho C_D A V^2$

C_D : koefisien hambatan aerodinamik

A : luas frontal kendaraan

V : kecepatan kendaraan



Gambar 2.15 *Free Body Diagram* Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan [10]

$$\sum F_X = m a$$

$-R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} - R_a = -ma$ (tanda - menyatakan a sebagai perlambatan)

$$a_{max} \text{ (perlambatan maksimum)} = \frac{1}{m} [R_{rr} + R_{rf} + R_a + F_{gf} + F_{gr}] \dots\dots\dots 2.24$$

Persamaan 2.24 diubah menjadi :

$$R_a - \frac{W}{g} a = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$-\left(\frac{W}{g} a - R_a\right) = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} \dots\dots\dots (2.26)$$

$$\frac{W}{g} a - R_a = R_{rr} + R_{rf} + F_{gf} + F_{gr} \dots\dots\dots (2.27)$$

dimana : F_{gf} : gaya rem pada roda depan
 F_{gr} : gaya rem pada roda belakang
 $F_{gf} + F_{gr} = F_g$ (gaya rem total) = μW
 μ : koefisien gesek antara ban dan jalan

Dengan memasukkan persamaan 2.25 ke persamaan 2.23 didapatkan :

$$W_r = \frac{1}{L} [W L_f + h(-R_r - F_g)]$$

$$W_r = \frac{1}{L} [W L_f + W h \left(-\frac{f_r W}{W} - \frac{\mu W}{W} \right)]$$

$$W_r = \frac{W}{L} [L_f + h(-f_r - \mu)] \dots\dots\dots (2.28)$$

Dengan memasukkan persamaan 2.27 ke persamaan 2.20 didapatkan :

$$W_f = \frac{1}{L} [W L_r + h(R_r + F_g)]$$

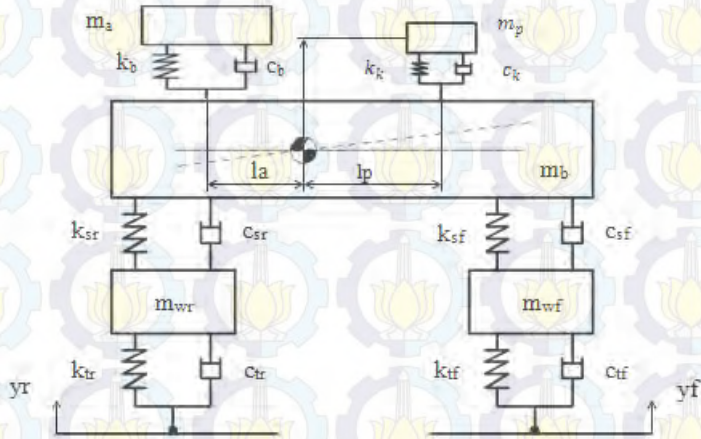
$$W_f = \frac{1}{L} [W L_r + W h \left(\frac{f_r W}{W} + \frac{\mu W}{W} \right)]$$

$$W_f = \frac{W}{L} [L_r + h(f_r + \mu)] \dots\dots\dots (2.29)$$

2.4 Pemodelan Getaran Kendaraan

Pemodelan ini digunakan untuk mempermudah analisa getaran yang terjadi pada kendaraan karena menggambarkan interpretasi getaran yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada penelitian ini, pemodelan kendaraan untuk melakukan

perancangan suspensi adalah dengan menggunakan pemodelan *half car*, seperti digambarkan pada gambar 2.16



Gambar 2.16 Model Kendaraan *Half Car*

2.5 Pemodelan Profil Jalan

2.5.1 Model Profil Jalan Sinusoidal

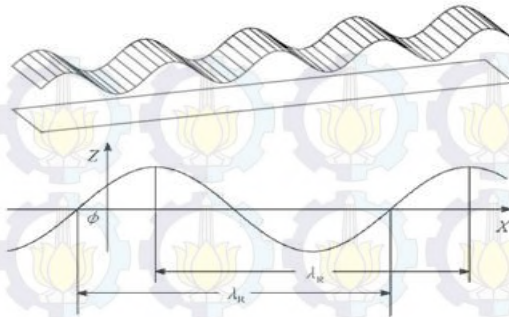
Getaran pada suspensi dipengaruhi oleh profil permukaan jalan. Profil permukaan jalan dalam kondisi nyata adalah dalam fungsi acak, namun pada tugas akhir ini diasumsikan sebagai gelombang yang harmonis. Model profil jalan berupa gelombang harmonis ditunjukkan pada gambar 2.17.

Dari gambar 2.17, persamaan profil jalan sinusoidal dapat dituliskan :

$$Z(t) = Z_0 \sin\left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \phi\right) \dots\dots\dots (2.38)$$

Dimana :

- Z_0 : Amplitudo
- V : Kecepatan kendaraan
- λ : Panjang gelombang
- ϕ : Beda fasa
- t : Waktu



Gambar 2.17 Model Profil Jalan Sinusoidal [11]

2.6 Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan

Getaran merupakan salah satu gerakan utama yang diderita oleh penumpang suatu kendaraan. Besarnya dampak getaran pada suatu obyek ditentukan oleh frekuensi natural dari obyek tersebut dan frekuensi dari getaran. Dalam hal ini kendaraan memiliki frekuensi natural yang berbeda dengan frekuensi yang dimiliki oleh tiap organ manusia yang terdiri dari banyak organ yang satu sama lain berhubungan tidak rigid. Dengan demikian masing-masing organ dari badan manusia akan mempunyai frekuensi natural masing-masing, dimana hal ini telah dilakukan riset di Amerika Serikat. Getaran yang diberikan oleh kendaraan kepada manusia akan memberikan dampak yang berbeda pada masing-masing organ tubuh manusia. Makin besar amplitudo getaran yang terjadi pada organ manusia, makin besar pula dampak yang dirasakan, seperti jika dampak yang terbesar pada bagian perut, maka akan mengakibatkan mual.

2.6.1 Keamanan Kendaraan

Keamanan pada sistem suspensi adalah mengenai kestabilan dari kendaraan, serta kemampuan ban kendaraan untuk tetap menapak permukaan jalan. Untuk mengetahui kemampuan ban menapak jalan, dapat dilihat dari prosentase ban menapak jalan ketika melewati permukaan jalan yang tidak rata, namun

untuk ini belum ada standar yang pasti, sehingga tolok ukur yang digunakan adalah membuat ban sedapat mungkin untuk tidak terangkat dari permukaan jalan, namun tetap sesuai dengan standar kenyamanan yang ditentukan.

Parameter yang digunakan menyatakan ban terangkat atau menapak dilihat dari gaya normal yang bekerja pada ban. Gaya normal pada ban terdiri dari gaya normal statis saat ban mengalami defleksi awal pada saat kendaraan diam, serta gaya normal dinamis saat kendaraan berjalan. Untuk model setengah kendaraan seperti ditunjukkan pada gambar 2.16, dapat dibuat *free body diagram* kondisi statis seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.18. Untuk kondisi dimana massa *unsprung* sama ($m_w = m_{wf} = m_{wr}$), gaya normal saat ban mengalami defleksi statis dirumuskan :

$$F_{to|f} = \left(m_b g \frac{L_r}{L} \right) + (m_w g) \quad \dots\dots\dots (2.39)$$

$$F_{to|r} = \left(m_b g \frac{L_f}{L} \right) + (m_w g) \quad \dots\dots\dots (2.40)$$

Sehingga, gaya normal pada ban depan dan belakang saat kendaraan berjalan dapat dirumuskan :

$$F_{tf} = F_{to|f} + k_{tf}(y_f - x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{wf}) \quad \dots\dots (2.41)$$

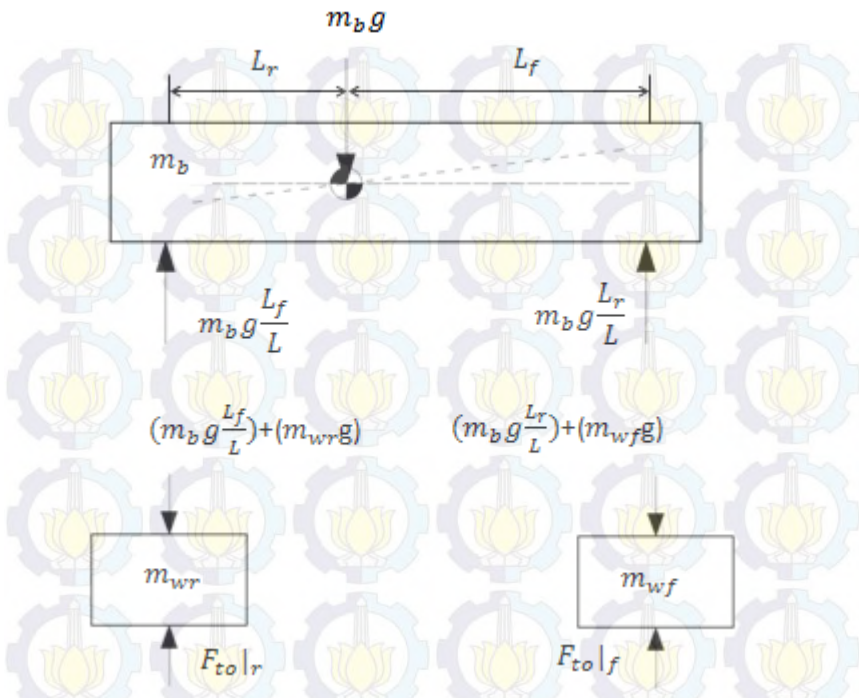
$$F_{tr} = F_{to|r} + k_{tr}(y_r - x_{wr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{wr}) \quad \dots\dots (2.42)$$

Gaya normal ini yang menjadi kriteria apakah ban terangkat atau menapak, dimana ban depan terangkat jika $F_{tf} < 0$, dan ban belakang terangkat jika $F_{tr} < 0$.

Lalu untuk mencari persentase ban digunakan rumus sebagai berikut:

$$\%F_{tf\text{menapak}} = \frac{\text{Jumlah data } F_{tf} > 0}{\text{Jumlah total data } F_{tf}} \times 100\% \quad \dots\dots(2.43)$$

$$\%F_{tr\text{menapak}} = \frac{\text{Jumlah data } F_{tr} > 0}{\text{Jumlah total data } F_{tr}} \times 100\% \quad \dots\dots(2.44)$$



Gambar 2.18 *Free Body Diagram* dalam Kondisi Statis

2.6.2 Kriteria Standar Kenyamanan ISO 2631

Kenyamanan pada dasarnya bersifat subyektif, namun untuk interaksi kenyamanan manusia terhadap kualitas dari kendaraan dapat digunakan reaksi manusia terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Hal ini dikarenakan organ tubuh manusia mempunyai sensitifitas terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Sehingga penilaian kenyamanan dari pemakai kendaraan terhadap suatu kendaraan dapat ditentukan oleh ketahanan manusia terhadap percepatan dan perlambatan yang ditimbulkan oleh kendaraan.

Bagi kegiatan mengemudi yang penting diperhatikan adalah batasan yang menunjukkan turunnya efisiensi kerja yang

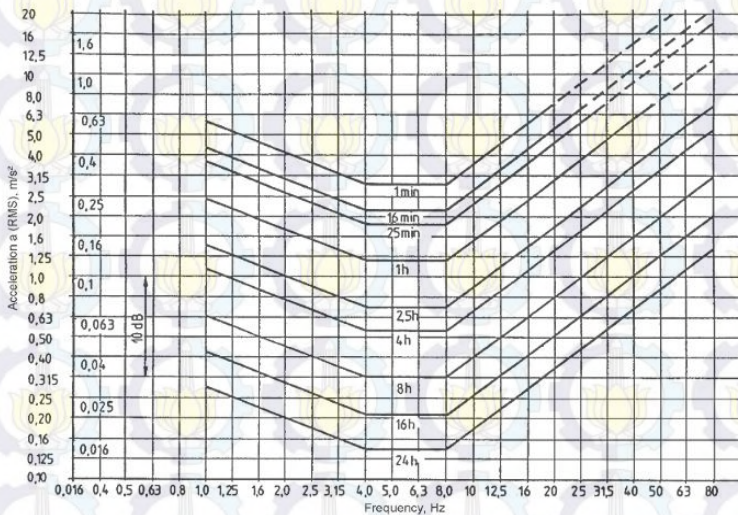
diinginkan agar tetap dapat menjamin keamanan transportasi, yaitu dengan menggunakan grafik ISO 2631 yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Dengan memasukkan grafik respon RMS percepatan pengemudi untuk frekuensi 1 – 80 Hz, maka dapat ditentukan rentang waktu batasan kenyamanan untuk pengemudi kendaraan tersebut untuk rentang frekuensi *interest* gangguan pengemudi akibat getaran arah vertikal.. Sehingga, dari batasan yang dipaparkan oleh ISO 2631 nantinya dapat diketahui desain yang telah digunakan apakah sesuai dengan kenyamanan yang diinginkan.

2.7 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang analisa suspensi mobil pedesaan [9] telah dilakukan dengan menggunakan pemodelan kendaraan *quarter car* dan *half car*, dan kemudian membandingkan respon suspensi dengan standar kenyamanan ISO 2631. Hasil yang didapatkan dari penellitian ini adalah untuk kedua model *quarter car* maupun *half car* memiliki hasil yang sama, bahwa kemampuan mobil multiguna untuk meredam getaran memiliki performa lebih bagus dari Daihatsu Grandmax. Sedangkan dari segi keamanan menurut defleksi ban, kemampuan handling mobil Grandmax lebih baik dari mobil multiguna. Untuk defleksi maksimum dengan variasi kekakuan pegas, Grandmax memiliki defleksi rata-rata paling besar, sedangkan dengan variasi damper, mobil multiguna memiliki defleksi rata-rata yang lebih besar daripada Grandmax.

Berikutnya penelitian tentang suspensi mobil multiguna pedesaan [13] membahas tentang perancangan ulang suspensi dengan menggunakan pemodelan *half car* kemudian hasil suspensi perancangan dibandingkan dengan suspensi aktual (suspensi yang sudah terpasang). Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah suspensi perancangan memiliki nilai kenyamanan paling baik dan mengalami defleksi yang lebih kecil daripada suspensi aktual.

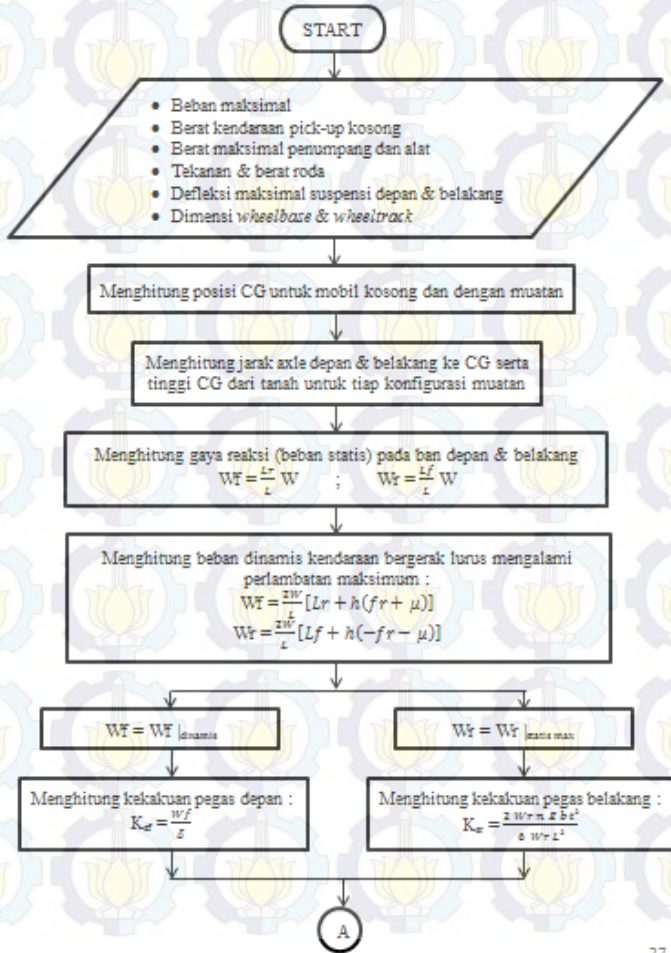
Dengan melihat penelitian yang telah dilakukan diatas, maka penelitian ini dilakukan untuk merancang suspensi mobil produksi multiguna pedesaan yang dimana hasil perancangan tersebut akan dibandingkan dengan suspensi yang ada di pasaran. Berbeda dengan penelitian terdahulu yang membandingkan dengan suspensi aktual, pada penelitian ini mobil masih dalam tahap perancangan oleh karena itu suspensi aktual masih belum ada. Sehingga diharapkan pada penelitian ini hasil perbandingan antara suspensi yang ada di pasaran dengan suspensi hasil perancangan dapat dijadikan referensi untuk pemilihan suspensi yang tepat untuk mobil produksi multiguna pedesaan ini.



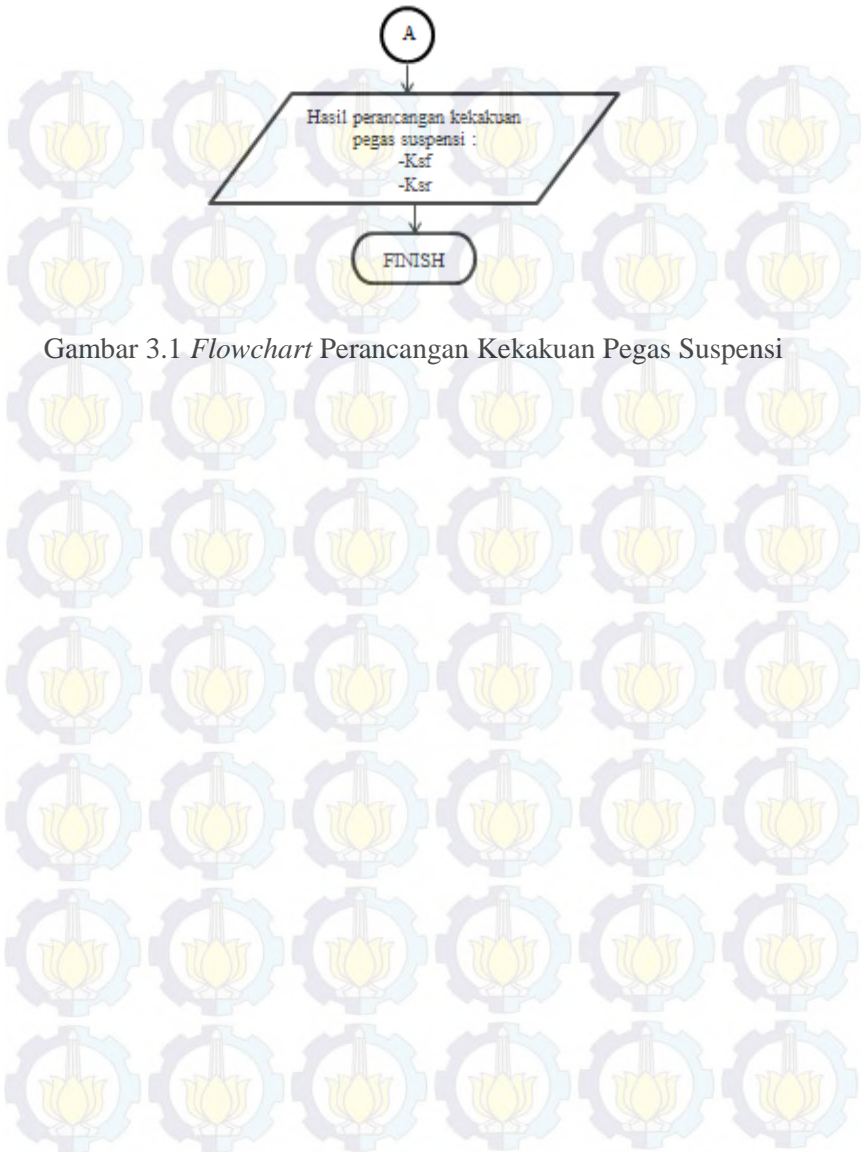
Gambar 2.19 Grafik Kenyamanan ISO 2631 [2]

BAB III METODOLOGI

3.1 Flowchart Proposal Tugas Akhir 3.1.1 Flowchart Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi

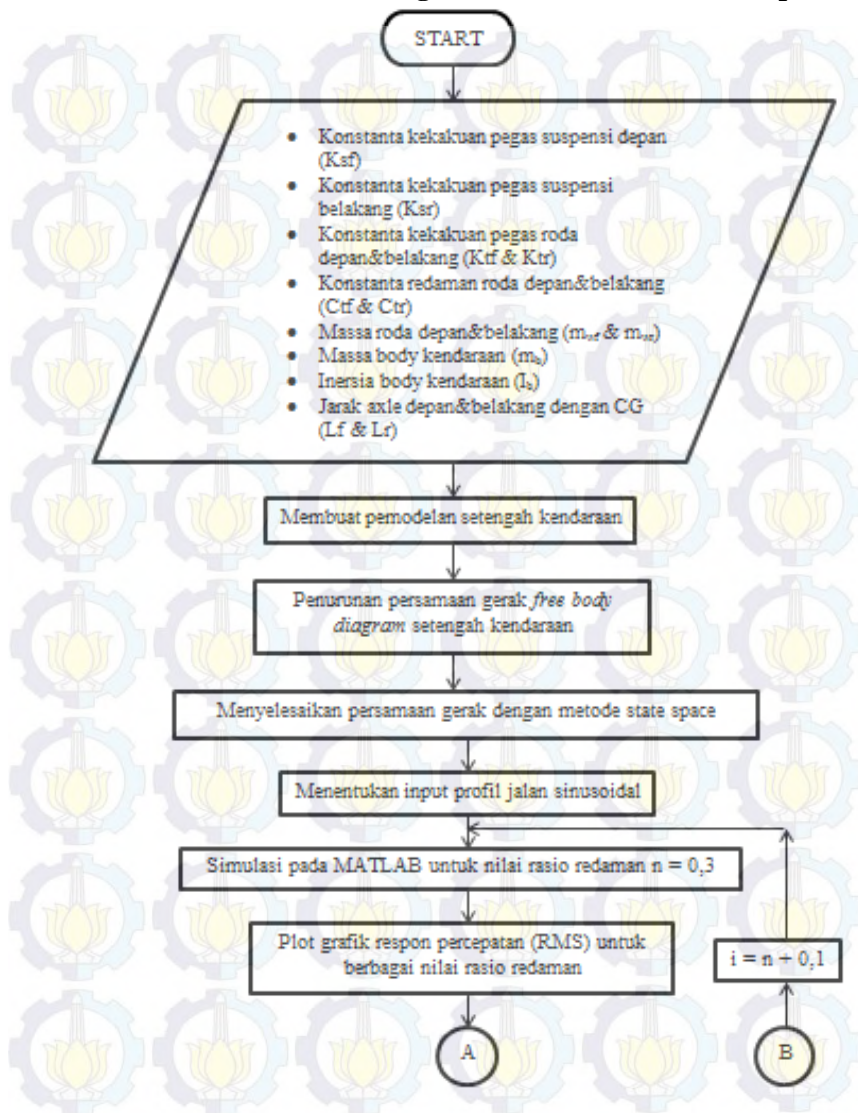


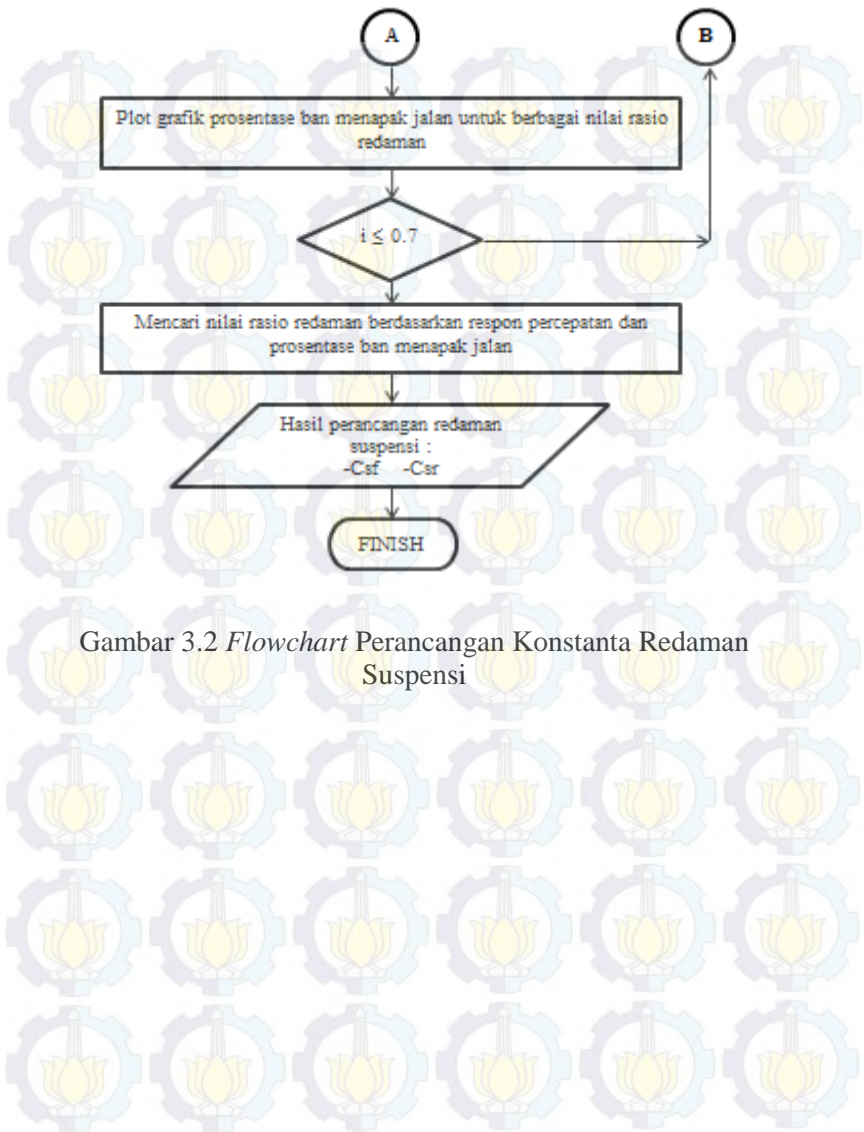
27



Gambar 3.1 *Flowchart* Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi

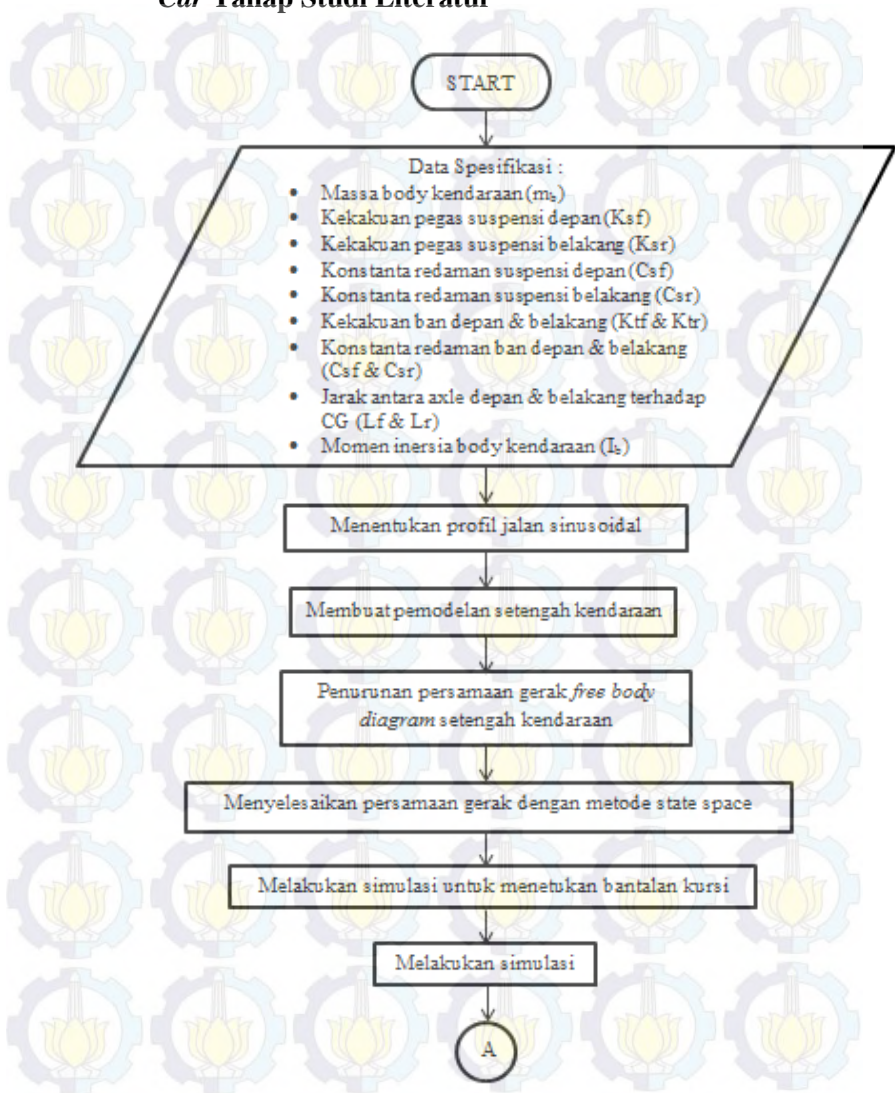
3.1.2 Flowchart Perancangan Konstanta Redaman Suspensi

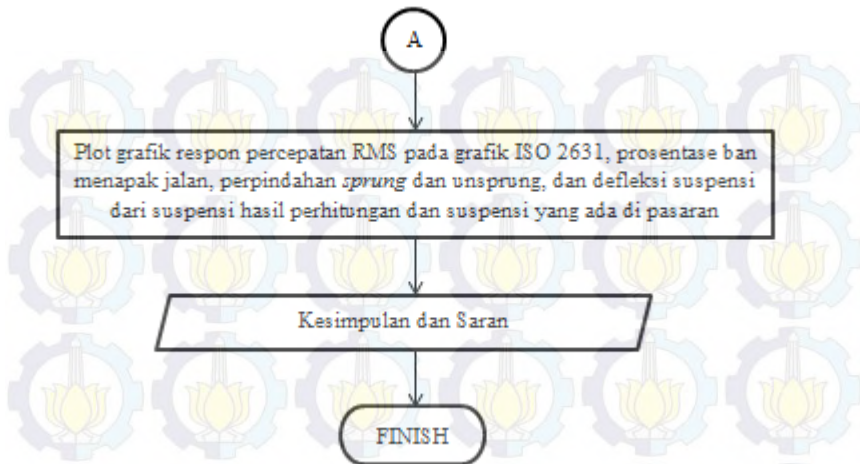




Gambar 3.2 *Flowchart* Perancangan Konstanta Redaman Suspensi

3.1.3 Flowchart Analisa Suspensi dengan Pemodelan *Half Car* Tahap Studi Literatur





Gambar 3.3 *Flowchart* Analisa Suspensi dengan Pemodelan *Half Car*

3.2 Prosedur Penelitian

Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan tiga tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

- Tahap awal dilakukan dengan cara mempelajari referensi dari buku, jurnal penelitian dan hasil penelitian yang dilakukan oleh peneliti lain mengenai sistem suspensi kendaraan otomotif.
- Tahap selanjutnya adalah menentukan objek sistem suspensi yang akan dirancang dan dianalisa. Suspensi yang akan dirancang adalah sistem suspensi mobil produksi multiguna pedesaan hasil proyek ITS dengan DISPERINDAG, yang selanjutnya dianalisa perbandingan respon dinamisnya.

Tahap ketiga adalah memodelkan sistem suspensi kendaraan multiguna pedesaan dengan model *half car* dan menganalisa respon getaran terhadap input jalan sinusoidal dan polisi tidur.

3.3 Prosedur Perancangan dan Analisa

3.3.1 Desain Sistem Suspensi

a. Langkah awal dalam desain suspensi adalah mencari data-data dari spesifikasi kendaraan yang akan digunakan sebagai data input.

b. Menentukan kekakuan pegas pada roda depan dengan menggunakan perumusan 2.7:

$k = W / \delta$, dimana nilai W adalah beban terbesar pada suspensi, yang terdiri dari beban statis dan beban dinamis.

c. Menentukan kekakuan pegas pada roda belakang dengan menggunakan perumusan 2.15:

$$k = \frac{\text{Gaya maksimal yang bekerja pada pegas}}{\text{Defleksi maksimal yang terjadi}} = \frac{W n E b t^3}{6 L^3}, \text{ dimana}$$

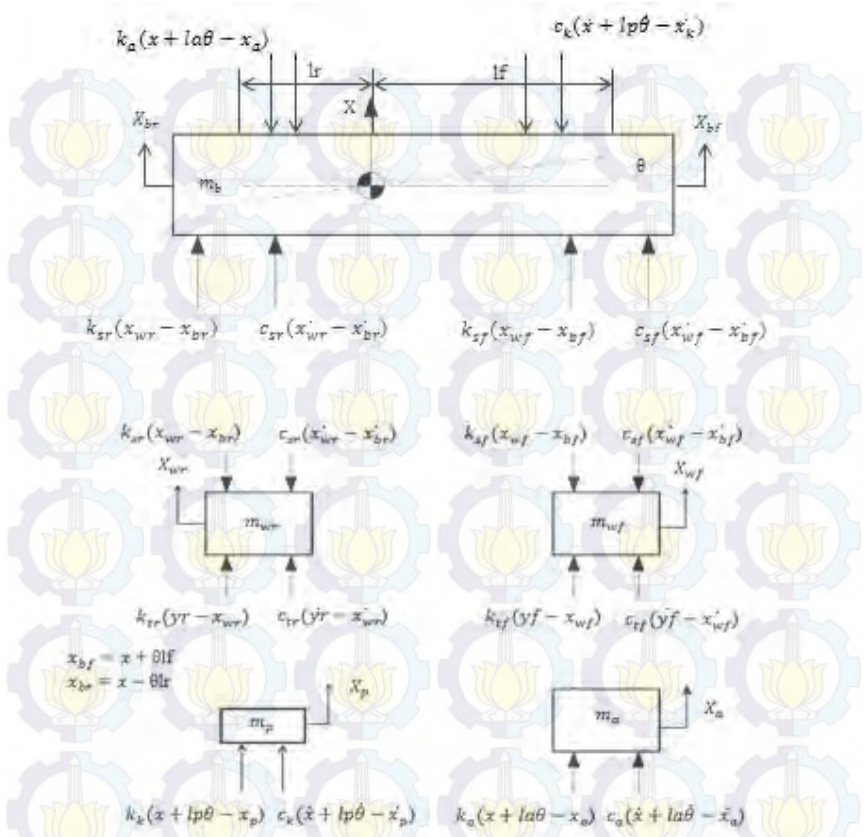
nilai W adalah beban terbesar pada suspensi, yang terdiri dari beban statis dan beban dinamis.

Mencari konstanta redaman depan dan redaman belakang dengan menggunakan *software* simulasi dan memvariasikan nilai konstanta redaman dimana nilai rasio redaman ($0,3 < \zeta < 0,7$). Dari hasil simulasi tersebut, akan ditentukan nilai rasio redaman berdasarkan aspek kenyamanan dari percepatan pengemudi dan aspek keamanan dari prosentase ban menapak jalan.

3.3.2 Analisa Sistem Suspensi

Langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menganalisa kenyamanan dan kestabilan respon sistem suspensi dari hasil redesain adalah sebagai berikut :

1. Langkah awal adalah memodelkan sistem suspensi kendaraan multiguna pedesaan sebagai model setengah kendaraan melintang.
2. Didapatkan FBD (*Free Body Diagram*) dapat dilihat pada gambar 3.4,



Gambar 3.4 Free Body Diagram Sistem dengan Pemodelan Half Car

Dari FBD diatas dapat ditulis persamaan gerak untuk kelima massa :

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\sum F - m_{wf} \ddot{x}_{wf} = 0$$

$$-m_{wf} \ddot{x}_{wf} + k_{tf}(y_f - x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{wf}) - k_{sf}(x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{bf}) = 0$$

$$\begin{aligned}
& m_{wf} \ddot{x}_{wf} + k_{tf}(x_{wf} - yf) + c_{tf}(\dot{x}_{wf} - \dot{y}f) + k_{sf}(x_{wf} - x - \theta lf) + c_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x} - \dot{\theta} lf) = 0 \\
& m_{wf} \ddot{x}_{wf} + (c_{tf} + c_{sf}) \dot{x}_{wf} - c_{tf} \dot{y}f - c_{sf} \dot{x} - c_{sf} \dot{\theta} lf + (k_{tf} + k_{sf}) x_{wf} - k_{tf} yf - k_{sf} x - k_{sf} \theta lf = 0 \dots\dots\dots (3.1)
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\begin{aligned}
& \sum F - m_{wr} \ddot{x}_{wr} = 0 \\
& m_{wr} \ddot{x}_{wr} + k_{tr}(x_{wr} - yr) + c_{tr}(\dot{x}_{wr} - \dot{y}r) + k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) + c_{sr}(\dot{x}_{wr} - \dot{x}_{br}) = 0 \\
& m_{wr} \ddot{x}_{wr} + k_{tr}(x_{wr} - yr) + c_{tr}(\dot{x}_{wr} - \dot{y}r) + k_{sr}(x_{wr} - x + \theta lr) + c_{sr}(\dot{x}_{wr} - \dot{x} + \dot{\theta} lr) = 0 \\
& m_{wr} \ddot{x}_{wr} + (c_{tr} + c_{sr}) \dot{x}_{wr} - c_{tr} \dot{y}r - c_{sr} \dot{x} + c_{sr} \dot{\theta} lr + (k_{tr} + k_{sr}) x_{wr} - k_{tr} yr - k_{sr} x + k_{sr} \theta lr = 0 \dots\dots\dots (3.2)
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa bodi kendaraan :

$$\begin{aligned}
& \sum F - m_b \ddot{x} = 0 \\
& m_b \ddot{x} - k_{sf}(x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{bf}) - k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) - c_{sr}(\dot{x}_{wr} - \dot{x}_{br}) + k_k(x + lp\theta - x_p) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) + k_b(x + la\theta - x_a) + c_b(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \\
& m_b \ddot{x} + k_{sf}(x + \theta lf - x_{wf}) + c_{sf}(\dot{x} + \dot{\theta} lf - \dot{x}_{wf}) + k_{sr}(x - \theta lr - x_{wr}) + c_{sr}(\dot{x} - \dot{\theta} lr - \dot{x}_{wr}) + k_k(x + lp\theta - x_p) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) + k_b(x + la\theta - x_a) + c_b(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \\
& m_b \ddot{x} + (c_{sr} + c_{sf}) \dot{x} + (c_{sf} lf - c_{sr} lr) \dot{\theta} - c_{sr} \dot{x}_{wr} - c_{sf} \dot{x}_{wf} + (k_{sr} + k_{sf}) x + (k_{sf} lf - k_{sr} lr) \theta - k_{sr} x_{wr} - k_{sf} x_{wf} + k_k x + k_k lp\theta - k_k x_p + c_k \dot{x} + c_k lp\dot{\theta} - c_k \dot{x}_p + k_b x + k_b la\theta - k_b x_a + c_b \dot{x} + c_b la\dot{\theta} - c_b \dot{x}_a = 0 \dots\dots\dots (3.3)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \Sigma M - I_b \ddot{\theta} = 0 \\
 & I_b \ddot{\theta} - k_{sf}lf(x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf}lf(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{bf}) + k_{sr}lr(x_{wr} - x_{br}) + c_{sr}lr(\dot{x}_{wr} - \dot{x}_{br}) + k_klp(x + lp\theta - x_p) + c_klp(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) + k_bla(x + la\theta - x_a) + c_bla(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \\
 & I_b \ddot{\theta} - k_{sf}lf(x_{wf} - x - \theta lf) - c_{sf}lf(\dot{x}_{wf} - \dot{x} - \dot{\theta} lf) + k_{sr}lr(x_{wr} - x + \theta lr) + c_{sr}lr(\dot{x}_{wr} - \dot{x} + \dot{\theta} lr) + k_klp(x + lp\theta - x_p) + c_klp(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) + k_bla(x + la\theta - x_a) + c_bla(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \\
 & I_b \ddot{\theta} + (-c_{sr}lr + c_{sf}lf)\dot{x} + (c_{sr}lr^2 + c_{sf}lf^2)\dot{\theta} + c_{sr}lr \dot{x}_{wr} - c_{sf}lf \dot{x}_{wf} + (-k_{sr}lr + k_{sf}lf)x + (k_{sr}lr^2 + k_{sf}lf^2)\theta + k_{sr}lr x_{wr} - k_{sf}lf x_{wf} + k_klp x + k_klp^2\theta - k_klp x_p + c_klp \dot{x} + c_klp^2\dot{\theta} - c_klp \dot{x}_p + k_bla x + k_bla^2\theta - k_bla x_a + c_bla \dot{x} + c_bla^2\dot{\theta} - c_bla \dot{x}_a = 0 \dots\dots\dots (3.4)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa pengemudi kendaraan :

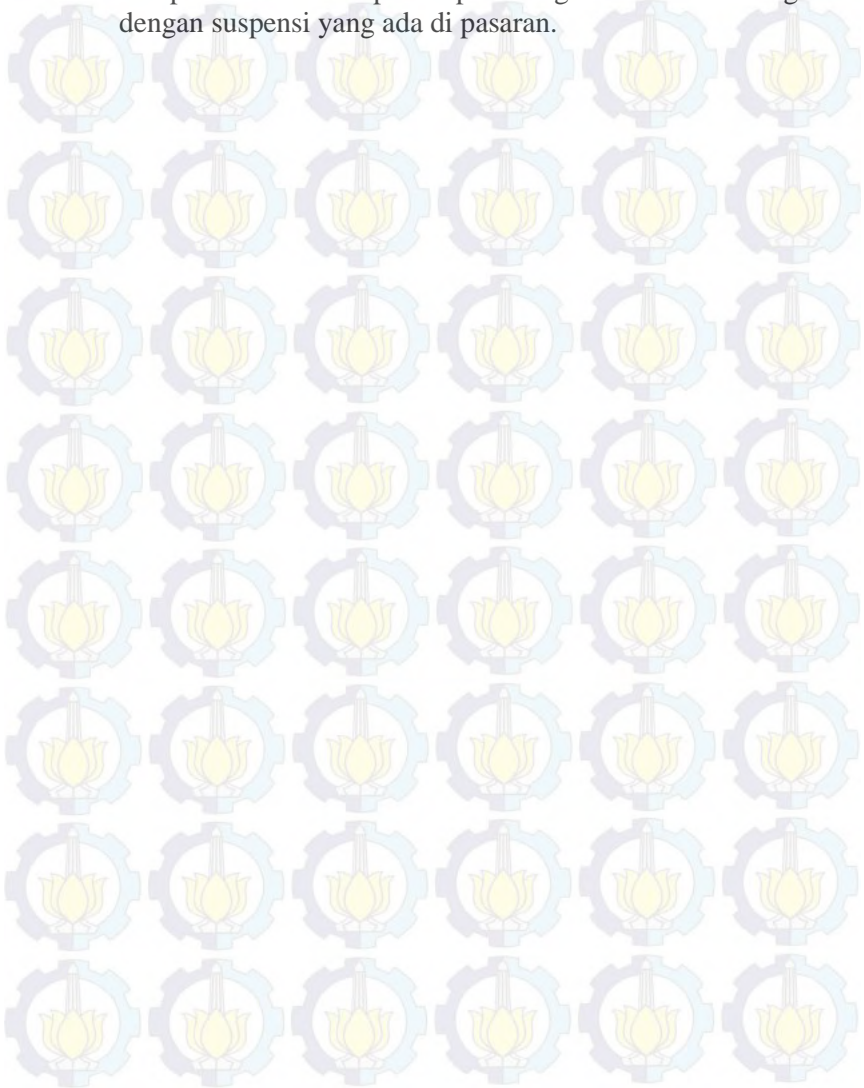
$$\begin{aligned}
 & \Sigma F - m_p \ddot{x}_p = 0 \\
 & -m_p \ddot{x}_p + k_k(x + lp\theta - x_p) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) = 0 \dots\dots\dots(3.5)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa alat yang dibawa :

$$\begin{aligned}
 & \Sigma F - m_a \ddot{x}_a = 0 \\
 & -m_a \ddot{x}_a + k_b(x + la\theta - x_a) + c_b(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \dots\dots\dots(3.6)
 \end{aligned}$$

3. Persamaan gerak tersebut diselesaikan dengan metode state space.
4. Memasukkan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, kekakuan pegas suspensi, kekakuan ban, konstanta redaman suspensi, konstanta redaman ban, kekakuan bantalan kursi dan redaman bantalan kursi.
5. Memodelkan persamaan dengan input jalan sinusoidal.

6. Menganalisa respon frekuensi dan respon waktu yang didapatkan dari suspensi perhitungan dan dibandingkan dengan suspensi yang ada di pasaran.





“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Penyusunan Matriks State Space

Dalam simulasi untuk mendapatkan respon kendaraan dengan model *half car* pada tugas akhir ini, digunakan metode *state space* dengan perumusan sebagai berikut :

$$\dot{X} = A(t)X(t) + B(t)U(t) \dots\dots\dots (4.1)$$

$$Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t) \dots\dots\dots (4.2)$$

Dimana $X(t)$ adalah *state vector*, $Y(t)$ adalah *output vector*, $U(t)$ adalah *input vector*, $A(t)$ adalah *state space matrix*, $B(t)$ adalah *input matrix*, $C(t)$ adalah *output matrix*, $D(t)$ adalah *direct transmission matrix* dengan penyusunan variabel-variabel *state* sebagai berikut :

Untuk sistem suspensi *oleo-pneumatic* ini menggunakan mekanisme hidrolis dengan dua fluida kerja yaitu gas dan minyak. Gas ini berfungsi sebagai *spring* untuk menghasilkan gaya pegas, sedangkan minyak berfungsi sebagai *dampner* untuk menghasilkan gaya redam.

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{wf} \\ \dot{x}_{wf} \\ x_{wr} \\ \dot{x}_{wr} \\ x \\ \dot{x} \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_p \\ \dot{x}_p \\ x_a \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4.3)$$

$$Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_{wf} \\ \ddot{x}_{wr} \\ \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_a \\ \ddot{\theta} \\ x \\ x_{wf} \\ x_{wr} \\ x_p \\ x_a \\ \theta \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_f \\ y_f \\ \dot{y}_r \\ y_r \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Berdasarkan persamaan gerak model *half car* yang sudah disusun pada sub bab 2.3 sebelumnya, dapat dibuat persamaan *state space* sebagai berikut :

Persamaan *state variabel* massa *unsprung* depan :

$$x_{wf}'' = \frac{1}{m_{wf}} [-(c_{tf}+c_{sf}) \dot{x}_{wf} + c_{tf} \dot{y}_f + c_{sf} \dot{x} + c_{sf} \dot{\theta} l_f - (k_{tf}+k_{sf}) x_{wf} + k_{tf} y_f + k_{sf} x + k_{sf} \theta l_f]$$

Persamaan *state variabel* massa *unsprung* belakang :

$$x_{wr}'' = \frac{1}{m_{wr}} [-(c_{tr}+c_{sr}) \dot{x}_{wr} + c_{tr} \dot{y}_r + c_{sr} \dot{x} - c_{sr} \dot{\theta} l_r - (k_{tr}+k_{sr}) x_{wr} + k_{tr} y_r + k_{sr} x - k_{sr} \theta l_r]$$

Persamaan *state variabel* massa bodi kendaraan :

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_b} [-(c_{sr} + c_{sf})\dot{x} - (c_{sf}lf - c_{sr}lr)\dot{\theta} + c_{sr}\dot{x}_{wr} + c_{sf}\dot{x}_{wf} - (k_{sr} + k_{sf})x - (k_{sf}lf - k_{sr}lr)\theta + k_{sr}x_{wr} + k_{sf}x_{wf} - k_k x - k_k lp\theta + k_k x_p - c_k \dot{x} - c_k lp\dot{\theta} + c_k x_p - k_a x - k_a la\theta + k_a \dot{x}_a - c_a \dot{x} - c_a la\dot{\theta} + c_a \dot{x}_a]$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_b} [-(c_{sr}lr + c_{sf}lf)\dot{x} - (c_{sr}lr^2 + c_{sf}lf^2)\dot{\theta} - c_{sr}lr \dot{x}_{wr} - c_{sf}lf \dot{x}_{wf} - (-k_{sr}lr + k_{sf}lf)x - (k_{sr}lr^2 + k_{sf}lf^2)\theta - k_{sr}lr x_{wr} + k_{sf}lf x_{wf} - k_k lp x - k_k lp^2\theta + k_k lp x_p - c_k lp \dot{x} - c_k lp^2\dot{\theta} + c_k lp \dot{x}_p - k_a la x - k_a la^2\theta + k_a la x_a - c_a la \dot{x} - c_a la^2\dot{\theta} + c_a la \dot{x}_a]$$

Persamaan *state variabel* massa pengemudi :

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [k_k(x + lp\theta - x_p) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p)]$$

Persamaan gerak massa alat yang dibawa :

$$\ddot{x}_a = \frac{1}{m_a} [k_a(x + la\theta - x_a) + c_a(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a)]$$

Persamaan *state variabel* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matriks sesuai dengan perumusan umum *state space* sebagai berikut :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} & a_{69} & a_{610} & a_{611} & a_{612} & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} & a_{89} & a_{810} & a_{811} & a_{812} & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{105} & a_{106} & a_{107} & a_{108} & a_{109} & a_{1010} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{125} & a_{126} & a_{127} & a_{128} & 0 & 0 & a_{1211} & a_{1212} & \dots \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{ctf}{mwf} & \frac{ktf}{mwf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{ctr}{mwr} & \frac{ktr}{mwr} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4.9)$$

Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a_{21} &= \frac{-(Ktf+Ksf)}{mwf} ; & a_{22} &= \frac{-(Ctf+Csf)}{mwf} ; & a_{25} &= \frac{Ksf}{mwf} \\ a_{26} &= \frac{Csf}{mwf} ; & a_{27} &= \frac{Ksf Lf}{mwf} ; & a_{28} &= \frac{Csf Lf}{mwf} \\ a_{43} &= \frac{-(Ktr+Ksr)}{mwr} ; & a_{44} &= \frac{-(Ctr+Csr)}{mwr} ; & a_{45} &= \frac{Ksr}{mwr} \\ a_{46} &= \frac{Csr}{mwr} ; & a_{47} &= \frac{-Ksr Lr}{mwr} ; & a_{48} &= \frac{-Csr Lr}{mwr} \\ a_{61} &= \frac{Ksf}{mb} ; & a_{62} &= \frac{Csf}{mb} ; & a_{63} &= \frac{Ksr}{mb} \\ a_{64} &= \frac{mb}{Csr} ; & a_{65} &= \frac{mb}{-(Ksr+Ksf+Kk+Ka)} \\ a_{66} &= \frac{mb}{-(Csr+Csf+Ck+Ca)} ; & a_{67} &= \frac{mb}{-(Ksf Lf - Ksr Lr + Kk Lp + Ka La)} \\ a_{68} &= \frac{mb}{-(Csf Lf - Csr Lr + Ck Lp + Ca la)} ; & a_{69} &= \frac{mb}{mb} ; & a_{610} &= \frac{Ck}{mb} \\ a_{611} &= \frac{Ka}{mb} ; & a_{612} &= \frac{Ca}{mb} ; & a_{81} &= \frac{Ksf Lf}{lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{82} &= \frac{Cs_f L_f}{I_b} ; & a_{83} &= \frac{-K_{sr} L_r}{I_b} ; & a_{84} &= \frac{-C_{sr} L_r}{I_b} \\
 a_{85} &= \frac{-(-K_{sr} L_r + K_{sf} L_f + K_k L_p + K_a L_a)}{I_b} ; \\
 a_{86} &= \frac{-(-C_{sr} L_r + C_{sf} L_f + C_k L_p + C_a L_a)}{I_b} ; \\
 a_{87} &= \frac{-(K_{sr} L_r^2 + K_{sf} L_f^2 + K_k L_p^2 + K_a L_a^2)}{I_b} ; \\
 a_{88} &= \frac{-(C_{sr} L_r^2 + C_{sf} L_f^2 + C_k L_p^2 + C_a L_a^2)}{I_b} ; \\
 a_{89} &= \frac{K_k L_p}{I_b} ; & a_{810} &= \frac{C_k L_p}{I_b} ; & a_{811} &= \frac{K_a L_a}{I_b} \\
 a_{812} &= \frac{C_a L_a}{I_b} ; & a_{105} &= \frac{K_k}{m_p} ; & a_{106} &= \frac{C_k}{m_p} \\
 a_{107} &= \frac{K_k L_p}{m_p} ; & a_{108} &= \frac{C_k L_p}{m_p} ; & a_{109} &= \frac{-K_k}{m_p} \\
 a_{1010} &= \frac{-C_k}{m_p} ; & a_{125} &= \frac{K_a}{m_a} ; & a_{126} &= \frac{C_a}{m_a} \\
 a_{127} &= \frac{K_a L_a}{m_a} ; & a_{128} &= \frac{C_a L_a}{m_a} \\
 a_{1211} &= \frac{-K_a}{m_a} ; & a_{1212} &= \frac{-C_a}{m_a}
 \end{aligned}$$

4.2 Desain Sistem Suspensi

4.2.1 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban

Ban yang digunakan pada mobil multiguna adalah ban radial, dengan tekanan diasumsikan sebesar 30 psi, maka berdasarkan persamaan 2.2 yang dibuat oleh *philips* dapat dihitung kekakuan ban sebagai berikut :

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (P_i)$$

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (30)$$

$$K_t = 1267,501 \text{ lb/in} = \underline{221973,4385 \text{ N/m}}$$

Parameter konstanta redaman ban menggunakan hasil percobaan dari *philips* untuk ban radial dengan tekanan asumsi sebesar 30 psi, sehingga dari tabel 2.1 didapatkan konstanta redaman ban sebesar 3430 Ns/m.

4.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya

yang sudah ditabelkan pada tabel 2.2. Dengan mengasumsikan berat pengemudi sebesar 80 kg, maka *preload* yang bekerja pada bantalan adalah sekitar 700 N. Kemudian dengan mengasumsikan tipe bantalan yang dipakai adalah *Jay J2 Deep Contour*, maka nilai kekakuan bantalan adalah 36090 N/m dan nilai redaman bantalan adalah 522 Ns/m.

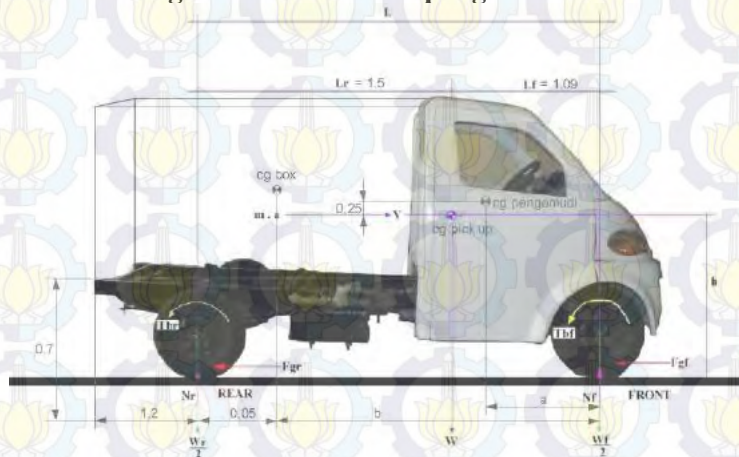
4.2.3 Kekakuan dan Redaman Bantalan Alat

Nilai kekakuan dan redaman bantalan peralatan diambil dari catalog compression spring. Dengan mengasumsikan gaya pegas sebesar kurang lebih 1824 N, maka nilai kekakuan bantalan alat adalah 36480 N/m dan nilai redaman bantalan adalah 1170 Ns/m.

4.2.4 Perhitungan Titik Berat Kendaraan

Sebelum melakukan perhitungan pada parameter suspensi, maka akan dilakukan perhitungan posisi titik berat kendaraan, karena mobil multiguna memiliki tiga variasi macam box yang berbeda fungsi sehingga posisi titik berat untuk ketiga macam variasi box tersebut akan berbeda.

4.2.4.1 Konfigurasi Mobil Penumpang dan Alat 1



Gambar 4.1 Free Body Diagram Mobil Multiguna dengan Alat 1 (Thresher)

Ukuran box untuk mobil penumpang adalah $(p \times l \times t) = (4,19 \times 1,6 \times 1,89)$ m. Dengan mengasumsikan beban terdistribusi secara merata oleh peralatan yang dipasang, maka CG alat adalah $(\frac{1,2}{2})m = 0,6$ m dari bagian bawah alat dan $(\frac{1,43}{2})m = 0,715$ m dari bagian kiri atau kanan alat.

Data-data yang digunakan untuk menentukan CG kendaraan :

$$W_k \text{ (berat kosong kendaraan) : } (910 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2) = 8927,1 \text{ N}$$

$$W_m \text{ (berat muatan maksimal) : } (198 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2) = 1942,38 \text{ N}$$

$$W_p \text{ (berat penumpang depan) : } (160 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2) = 1569,6 \text{ N}$$

$$h_k \text{ (tinggi CG pick up dari permukaan tanah) : } 0,54 \text{ m}$$

$$h_p \text{ (tinggi CG penumpang depan dari permukaan tanah) :}$$

$$(0,25 + h_k) = 0,79 \text{ m}$$

$$h_{alat} \text{ (tinggi CG alat dari permukaan tanah) : } (0,7 + 0,6) = 1,3 \text{ m}$$

$$L \text{ (jarak sumbu roda pick up) : } 2,65 \text{ m}$$

$$L_f \text{ (jarak sumbu roda depan ke CG pick up) : } 1,06 \text{ m}$$

$$L_r \text{ (jarak sumbu roda belakang ke CG pick up) : } 1,59 \text{ m}$$

$$a \text{ (jarak CG penumpang depan ke sumbu roda depan) : } 0,56 \text{ m}$$

$$b \text{ (jarak CG box ke sumbu roda depan) : } (L - 0,05) = 2,6 \text{ m}$$

$$L_p \text{ (jarak CG penumpang depan ke CG pick up) : } (L_f - a) = 0,5 \text{ m}$$

Perhitungan CG gabungan dari pick up, penumpang depan, serta muatan alat adalah sebagai berikut :

$$L_f = \frac{(W_p \times L_p) + (W_k \times L_f) + (W_m \times b)}{W_k + W_m + W_p}$$

$$= \frac{(1569,6 \times 0,5) + (8927,1 \times 1,06) + (1942,38 \times 2,6)}{(8927,1 + 1942,38 + 1569,6)} = 1,237 \text{ m}$$

$$L_r = L - L_f = 2,65 - 1,237 = 1,412 \text{ m}$$

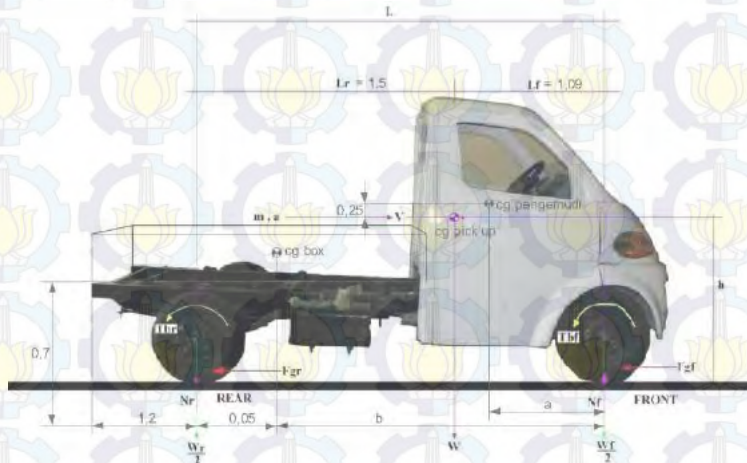
Dengan memiringkan mobil sebesar sudut teta (θ), maka dapat dicari tinggi CG dari permukaan tanah, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$h = \frac{(W_p \sin \theta \times h_p) + (W_k \sin \theta \times h_k) + (W_m \sin \theta \times h_{alat})}{W_k \sin \theta + W_m \sin \theta + W_p \sin \theta}$$

$$= \frac{(1569,6 \sin 10 \times 0,79) + (8927,1 \sin 10 \times 0,54) + (1942,38 \sin 10 \times 1,3)}{(8927,1 \sin 10 + 1942,38 \sin 10 + 1569,6 \sin 10)}$$

$$= 0,6902 \text{ m}$$

4.2.4.2 Konfigurasi Mobil Penumpang dan Alat 2



Gambar 4.2 *Free Body Diagram* Mobil Multiguna dengan Alat 2 (Freezer)

Ukuran box untuk mobil penumpang adalah ($p \times l \times t$) = (4,19 x 1,6 x 1,89) m. Dengan mengasumsikan beban terdistribusi secara merata oleh peralatan yang dipasang, maka CG alat adalah ($\frac{0,79}{2}$) m = 0,395 m dari bagian bawah alat dan ($\frac{1,09}{2}$) m = 0,545 m dari bagian kiri atau kanan alat.

Dengan data yang sama seperti yang diuraikan pada sub bab konfigurasi mobil penumpang, dimana h_{alat} dari permukaan tanah = (0,7 + 0,395) m = 1,095 m, maka dapat dilakukan perhitungan posisi CG sebagai berikut :

$$L_f = \frac{(W_p \times L_p) + (W_k \times L_f) + (W_m \times b)}{W_k + W_m + W_p}$$

$$= \frac{(1569,6 \times 0,5) + (8927,1 \times 1,06) + (1942,38 \times 2,6)}{(8927,1 + 1942,38 + 1569,6)} = 1,237 \text{ m}$$

$$L_r = L - L_f = 2,65 - 1,2373 = 1,412 \text{ m}$$

Dengan memiringkan mobil sebesar sudut teta (θ), maka dapat dicari tinggi CG dari permukaan tanah, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$h = \frac{(W_p \sin \theta x h_p) + (W_k \sin \theta x h_k) + (W_m \sin \theta x h_{alat})}{W_k \sin \theta + W_m \sin \theta + W_p \sin \theta}$$

$$= \frac{(1569,6 \sin 10 \times 0,79) + (8927,1 \sin 10 \times 0,54) + (1942,38 \sin 10 \times 1,095)}{(8927,1 \sin 10 + 1942,38 \sin 10 + 1569,6 \sin 10)}$$

$$= 0,6582 \text{ m}$$

4.2.5 Perhitungan Kekakuan dan Dimensi Pegas Suspensi

- Perhitungan Beban Statis

$$W_f = \frac{L_r}{L} W_{max}$$

;

$$W_r = \frac{L_f}{L} W_{max}$$

- Perhitungan Beban Dinamis

$$W_f = \frac{W}{L} [L_r + h(f_r + \mu)]$$

Tabel 4.1 Perhitungan Beban Statis dan Dinamis

Data Mobil Multiguna Untuk Tiap Konfigurasi			
	Mobil dengan Alat 1	Mobil dengan Alat 2	
Lf (m)	1,237381703	1,237381703	
Lr (m)	1,412618297	1,412618297	
L (m)	2,65	2,65	
h (m)	0,69022082	0,658209779	Max Value
Berat Maksimal (N)	12439,08	12439,08	12439,08
Wf statis untuk satu roda depan (N)	3315,409811	3315,409811	3315,409811
Wr statis untuk satu roda belakang (N)	2904,130189	2904,130189	2904,130189
Wf dinamis (N)	4659,964709	4597,606982	4659,964709
Wr dinamis (N)	1559,575291	1621,933018	1621,933018

Hasil perhitungan beban statis dan dinamis ini ditabelkan pada tabel 4.1 untuk masing-masing alat , kemudian dicari beban

yang paling maksimal pada roda depan dan belakang yang akan digunakan untuk perhitungan konstanta kekakuan pegas suspensi.

Dari beban statis dan dinamis tersebut, dapat dihitung konstanta kekakuan pegas suspensi berdasarkan beban maksimal dan defleksi maksimal pegas suspensi dengan hasil perhitungan yang ditabelkan pada tabel 4.2 sebagai berikut :

Tabel 4.2 Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi

Perhitungan Kekakuan Pegas Suspensi	
Defleksi max.suspensi depan (m)	0,1
Defleksi max.suspensi belakang (m)	0,12
Wf max (N)	4659,964709
Wr max (N)	2904,130189
Ksf (N/m)	46599,64709
Ksr (N/m)	24201,08491

Sehingga nilai konstanta kekakuan pegas untuk suspensi depan (Ksf) adalah $46599,64 \text{ N/m}$, dan nilai konstanta kekakuan pegas untuk suspensi belakang (Ksr) adalah $24201,08 \text{ N/m}$.

Selanjutnya dipilih suspensi yang ada dipasaran untuk dilakukan perbandingan dalam simulasi, dimana spesifikasi suspensi dapat dilihat pada tabel 4.3, dengan mempertimbangkan nilai Ksf dan Ksr yang mendekati nilai perhitungan maka dipilih suspensi sebagai berikut: *Persamaan state variable* dari persamaan (4.15), yaitu :

Tabel 4.3 Suspensi yang ada di Pasaran

Jenis Suspensi	Nilai Ksf (kN/m)	Nilai Ksr (kN/m)
Suspensi Cellica	63,7	43,1
Suspensi Corona	58,8	38,2

Tabel 4.4 Hasil Perhitungan Dimensi dan Material Pegas Ulir Suspensi Depan :

Perhitungan Dimensi Pegas Ulir (Suspensi Depan)	
Nt, Jumlah Lilitan Total	10
d, Ø kawat (m)	0,03
LS, Solid Length	0,3
Lf, Free Length	0,415
D, Ø coil (m)	0,12
C, Spring Index	4
p, Pitch	0,0415
Na, Jumlah Lilitan Aktif	8,5
L, Panjang Kawat Pegas (m)	3,204424507
τ , Tegangan Geser (N/m ²)	69221265,69
SF, Safety Factor	3
Ssy, (N/m ²)	207663797,1
Sy (GPa)	0,358
Material Pegas	AISI 4130 Steel, Normalized (0,43 Gpa)

Selanjutnya, dilakukan perhitungan dimensi-dimensi utama pegas suspensi depan dan belakang sebagai berikut :

- Pegas Suspensi Depan (Pegas Ulir) :

Data-data perhitungan pegas suspensi depan adalah :

Beban maksimal ($W_f \max$) : 4659,96 N

Jumlah lilitan total (Nt) : 10

Diameter *coil* pegas (D) : 0,12 m

Diameter kawat pegas (d) : 0,013 m

Dengan menggunakan perumusan yang sudah didefinisikan pada sub-bab II.2.3, didapatkan hasil yang sudah ditabelkan pada Tabel 4.3.

- Pegas Suspensi Belakang :

Data-data perhitungan pegas suspensi belakang adalah :

Beban maksimal ($W_r \max$) : 2904,13 N

Panjang pegas daun (L) : 1,2 m

Lebar pegas daun (b) : 0,065 m

Tebal pegas daun (t) : 0,033 m

Dengan menggunakan perumusan yang sudah didefinisikan pada sub-bab II.2.4, didapatkan hasil yang sudah ditabelkan pada Tabel 4.4.

Tabel 4.5 Hasil Perhitungan Dimensi dan Material Pegas Daun Suspensi Belakang :

Perhitungan Dimensi Pegas Daun (Suspensi Belakang)	
Wr max	2904,130189
W (reaksi tumpuan)	145,065094
L, Panjang Pegas Daun (m)	1,2
b, Lebar Pegas Daun (m)	0,065
t, Tebal Pegas Daun (m)	0,033
M, Momen Bending Max. (Nm)	871,2390566
σ , Tegangan Akibat Momen (N/m ²)	73849464,43
SF, Safety Factor	3
Sy, Yield Strength Minimal (GPa)	0,2215
Material Pegas	AISI 1010 Steel, Cold Drawn (0,30 Gpa)

4.2.6 Penentuan Konstanta Redaman Suspensi

Dalam tugas akhir ini, untuk mencari konstanta redaman suspensi adalah dengan melakukan simulasi dengan model setengah kendaraan, dan memvariasikan nilai rasio redamannya. Parameter utama untuk pemilihan konstanta redaman ini adalah dari sisi kenyamanan dan keamanan. Profil jalan yang digunakan dalam simulasi ini adalah profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 5 cm dan panjang gelombang 50 cm. Profil ini dapat digambarkan dengan besar eksitasi fungsi waktu yang ditunjukkan pada gambar 4.3.

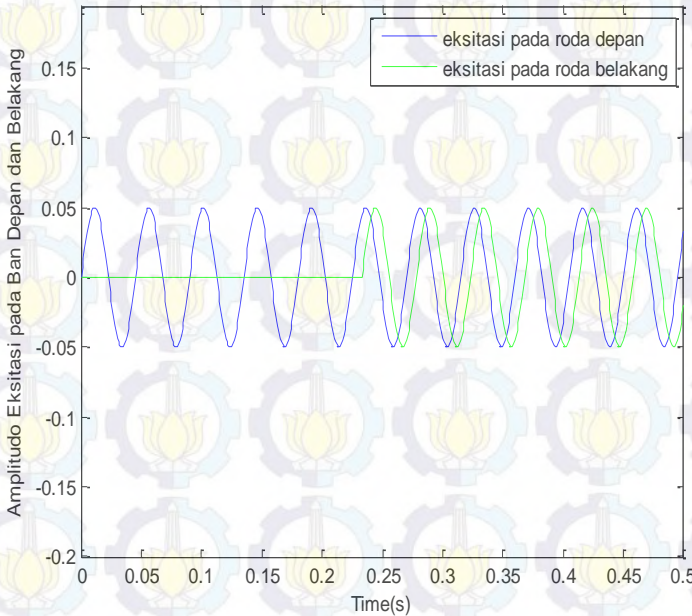
Hasil simulasi berupa respon RMS percepatan pengemudi dan prosentase ban depan atau belakang menapak jalan untuk beberapa variasi nilai rasio redaman. Dimana RMS merupakan (Root Mean Square) yang artinya adalah "dikuadratkan, lalu

diambil nilai rata-ratanya, kemudian diakarkuadratkan”. Jadi, hasil dari perpindahan pengemudi $\{Xp_i\}$ (dengan indeks $i = 1, 2, \dots, N$ menunjukkan nilai pengukuran ke- i), untuk mendapatkan nilai rms-nya:

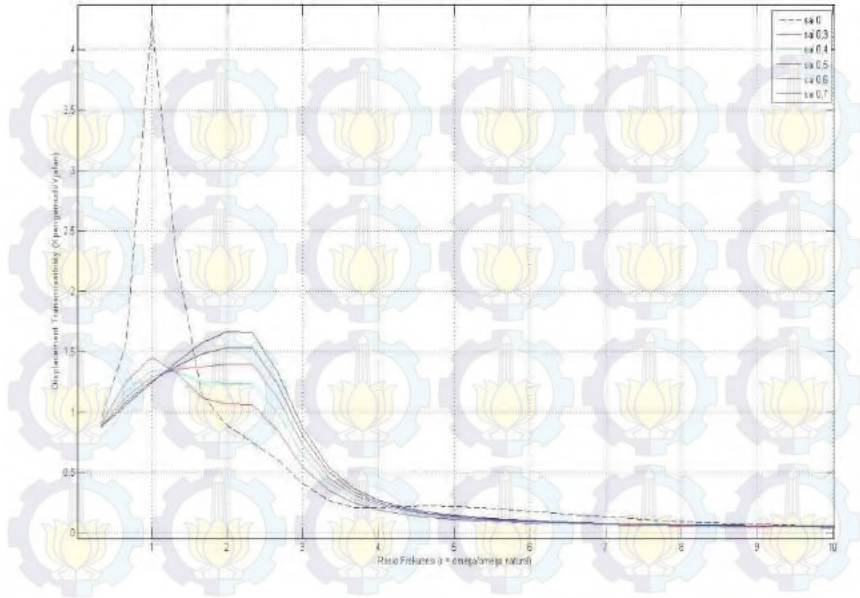
1. kuadratkan setiap nilai pengukuran: $x_1^2, x_2^2, \dots, x_N^2$ (4.10)

2. rata-ratakan, $\frac{1}{N} \sum_i^N (Xp_i^2) = y$ (4.11)

3. dan akar kuadratkan, $\sqrt{y} = Xp_{rms}$ (4.12)



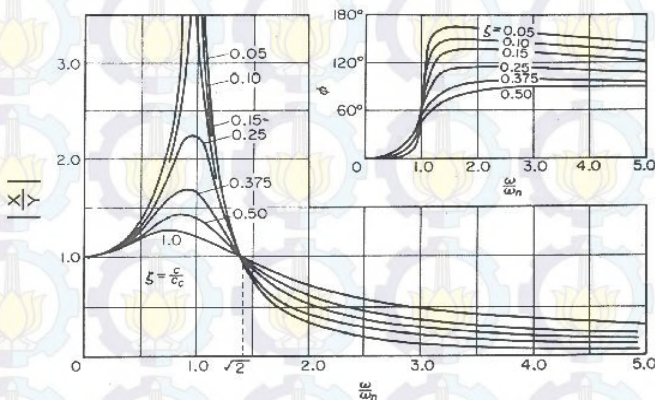
Gambar 4.3 Profil Jalan Sinusoidal



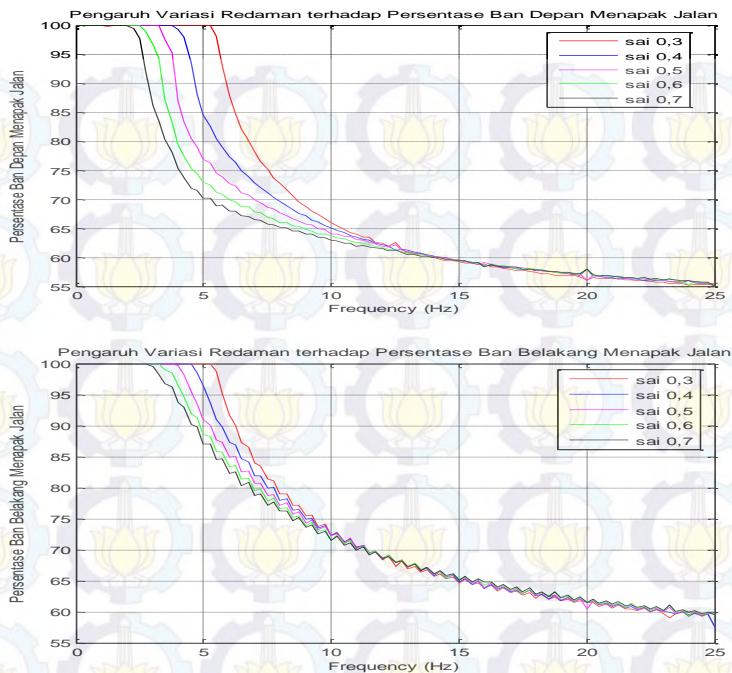
Gambar 4.4 Respon Percepatan RMS Pengemudi untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi

Pada gambar 4.4 menunjukkan pengaruh variasi redaman terhadap respon pengemudi. Dapat lihat pada grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar nilai rasio redaman maka semakin kecil percepatan arah vertikal yang dialami pengemudi untuk nilai rasio frekuensi $(\frac{\omega}{\omega_n}) < \sqrt{2}$ sedangkan semakin tinggi nilai rasio redaman maka semakin besar pula respon yang terjadi untuk nilai rasio frekuensi $> \sqrt{2}$. Hal ini sesuai dengan grafik transmibilitas yang ditunjukkan pada gambar 4.5. Dimana trenline grafik akan berubah ketika melewati rasio frekuensi = $\sqrt{2}$.

Lalu pada gambar 4.6 adalah grafik yang menyatakan keamanan pada mobil dimana ditunjukkan dengan presentase ban depan dan belakang menapak jalan, dengan menggunakan perumusan 2.39 sampai 2.42 didapatkan hasil gaya normal untuk beban statis dan beban dinamis. Selanjutnya untuk mencari persentase digunakan perumusan 2.43 dan 2.44 sehingga nantinya akan didapatkan persentase ban depan menapak dan ban belakang menapak. Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa grafik memiliki trenline cenderung menurun dimana semakin besar frekuensi yang terjadi maka semakin kecil persentase ban menapak jalan. Dan dapat dilihat juga gambar 4.5 menunjukkan bahwa semakin besar nilai rasio redaman maka kemampuan ban depan dan belakang untuk menapak jalan semakin menurun. Maka, berdasarkan parameter kenyamanan dan kemampuan ban menapak jalan tersebut, dipilih nilai rasio redaman 0,3 yang dapat memberikan tingkat kenyamanan dan kemampuan ban menapak paling bagus dari beberapa variasi rasio redaman yang sudah disimulasikan.



Gambar 4.5 Grafik Transmisibilitas



Gambar 4.6 Respon Persentase Ban Depan dan Belakang Menapak Jalan untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi

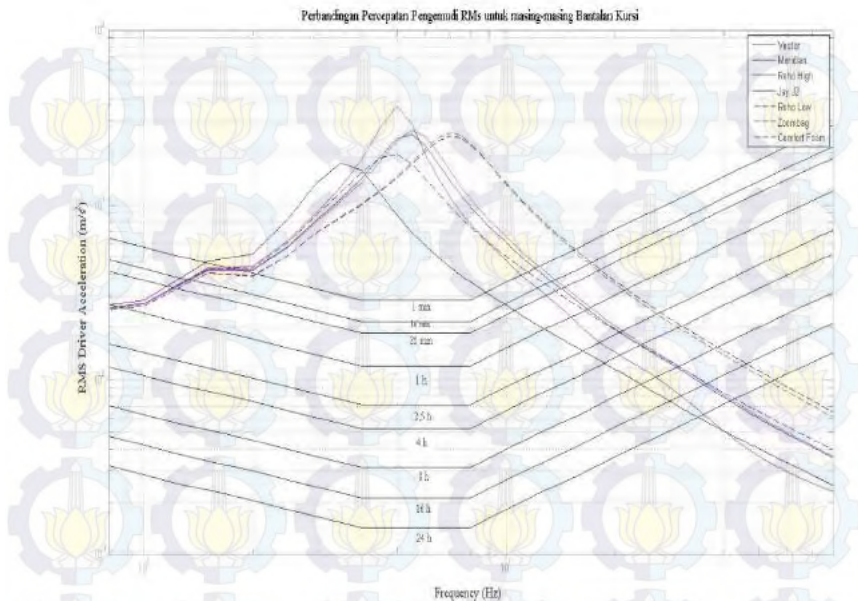
4.3 Analisa Respon Suspensi

4.3.1 Analisa Kenyamanan

Analisa kenyamanan ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh parameter bantalan kursi yang didapatkan dari hasil percobaan *Yasmin Garcia Mendez*, kemudian dicari tipe bantalan kursi yang mampu memberikan tingkat kenyamanan yang paling bagus. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 4.7. Dengan mengacu pada tabel 2.2 dan mengasumsikan preload yang terjadi adalah 800 N maka didapatkan nilai K dan C untuk masing masing bantalan kursi adalah:

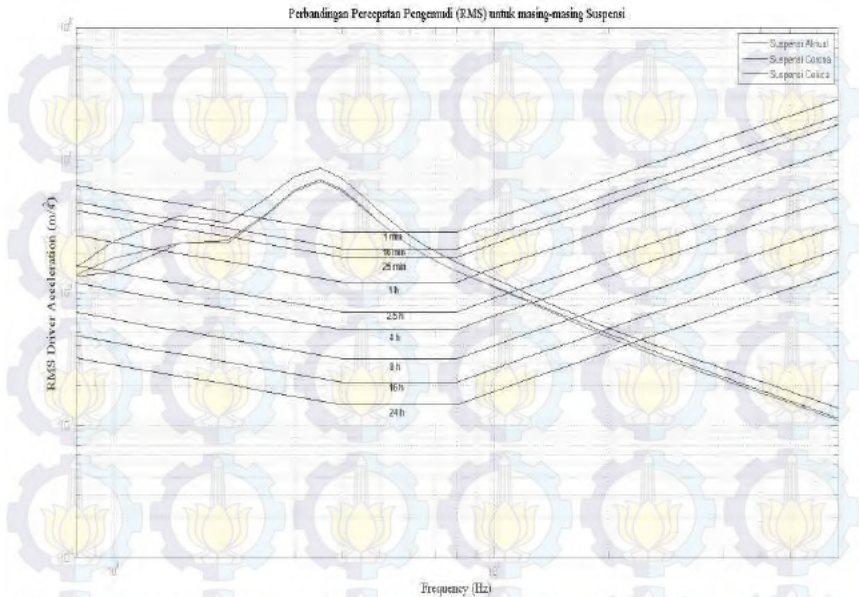
Jenis Bantalan	Nilai Kekakuan (kN/m)	Nilai Redaman (Ns/m)
Vector with Vicair	95,04	840
Meridian Wave	76,01	397
ROHO HIGH PROFILE	94,22	834
Jay J2 Deep Contour	39,97	571
ROHO LOW PROFILE	68,60	1015
Zoombag Protective Gear	174,9	1507
Comfort Mate Foam	183,2	1689

Pada gambar 4.7, dapat dilihat bahwa tingkat kenyamanan pengemudi bervariasi untuk setiap nilai frekuensi. Semakin rendah nilai percepatan RMS pengemudi, maka tingkat kenyamanan semakin bagus. Percepatan RMS paling rendah pada frekuensi dibawah 4,8 Hz merupakan respon dari tipe bantalan *Comfort Mate Foam*. Sedangkan percepatan RMS paling rendah pada frekuensi diatas 4,8 Hz merupakan respon dari tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*. Untuk nilai panjang gelombang konstan 0,5 m, maka frekuensi 4,8 Hz sama dengan kecepatan kendaraan 8,64 km/jam, dimana kecepatan ini tergolong rendah untuk kecepatan mobil pada umumnya. Karena kecepatan kerja mobil multiguna akan lebih sering berada pada kecepatan diatas 8,64 km/jam, maka tingkat kenyamanan pengemudi akan lebih bagus dengan menggunakan tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*.



Gambar 4.7 Pengaruh Tipe Bantalan Kursi pada Tingkat Kenyamanan Pengemudi

Pada gambar 4.8 menunjukkan perbandingan antara respon kenyamanan pengemudi pada grafik ISO 2631 antara suspensi aktual (perhitungan) dan suspensi yang ada di pasaran (cellica dan corona) dengan nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi tipe *Jay J2 Deep Contour*. Dimana suspensi tersebut dipilih karena memiliki nilai Ksf dan Ksr yang mendekati dengan hasil perhitungan. Cellica dengan nilai Ksf = 63,7 kN/m dan Ksr = 58,8 Ns/m sedangkan untuk Corona memiliki nilai Ksf = 43,1 kN/m dan Ksr = 38,2 Ns/m.



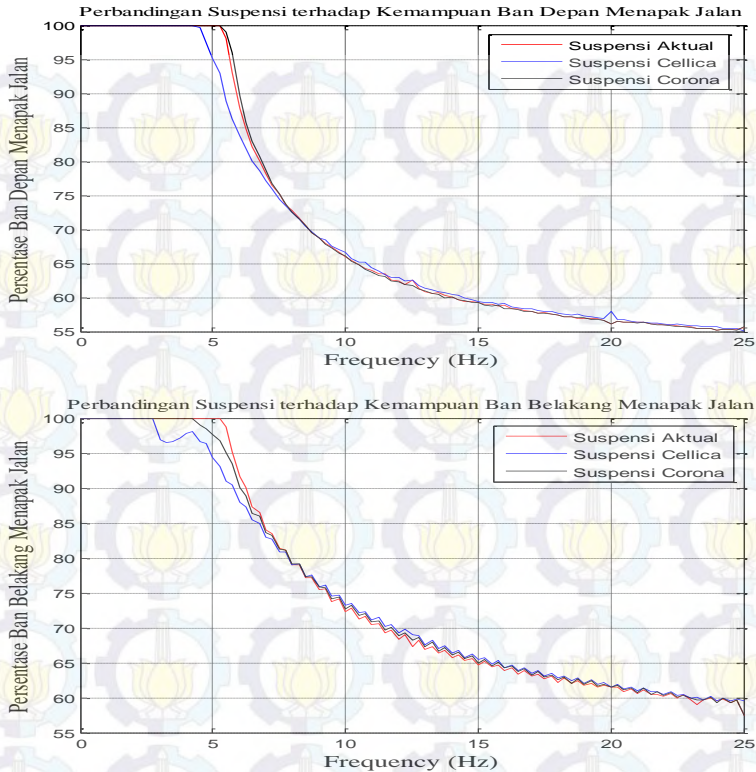
Gambar 4.8 Perbandingan Respon Percepatan RMS Pengemudi

Karena kecepatan kerja rata-rata mobil multiguna pedesaan adalah sekitar 40 km/jam dan untuk panjang gelombang konstan 1 m, maka didapatkan frekuensi kerja sekitar 11,11 Hz. Pada frekuensi diatas 11 Hz, tingkat kenyamanan suspensi corona lebih baik daripada suspensi aktual dan suspensi cellica, sedangkan pada frekuensi dibawah 11 Hz, tingkat kenyamanan suspensi aktual hampir sama dengan suspensi corona dan lebih baik daripada suspensi cellica. Dapat disimpulkan bahwa parameter suspensi aktual lebih baik daripada suspensi corona dan cellica, namun suspensi corona hampir mendekati nilai dari suspensi aktual.

4.3.2 Respon Perbandingan Kemampuan Ban Menapak Jalan Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran

Gambar 4.9 menunjukkan perbandingan antara respon kemampuan ban menapak jalan antara suspensi aktual (perhitungan) dan suspensi yang ada di pasaran (cellica dan corona) yang direpresentasikan dengan persentase ban depan dan belakang menapak jalan. Parameter ini digunakan untuk menyatakan tingkat keamanan dari kendaraan, dimana semakin besar prosentase ban menapak jalan maka semakin aman suatu kendaraan.

Berdasarkan pada gambar 4.9, persentase ban depan menapak jalan untuk frekuensi dibawah 5 Hz, suspensi aktual dan suspensi corona memiliki kemampuan menapak lebih baik daripada suspensi cellica, namun pada frekuensi diatas 8 Hz, suspensi cellica memiliki kemampuan menapak lebih baik daripada suspensi aktual dan suspensi corona. Sedangkan untuk ban belakang, untuk frekuensi dibawah 5 Hz, suspensi aktual memiliki kemampuan menapak lebih baik daripada suspensi yang ada di pasaran, namun pada frekuensi diatas 8 Hz, suspensi yang ada dipasaran lebih baik daripada suspensi aktual, yang lebih baik adalah suspensi cellica. Karena kecepatan kerja mobil multiguna rata-rata adalah sekitar 40 km/jam, dengan panjang gelombang 1 m, maka frekuensi eksitasi yang diberikan jalan adalah 11,11 Hz. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan parameter suspensi corona, tingkat keamanan kendaraan yang direpresentasikan dengan kemampuan ban menapak jalan, akan lebih baik daripada suspensi aktual dan suspensi cellica.

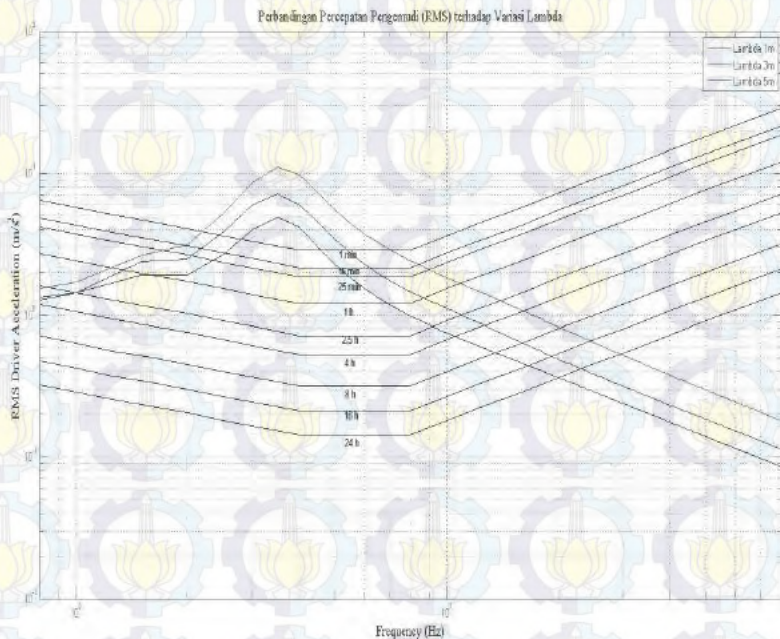


Gambar 4.9 Perbandingan Respon Kemampuan Ban Menapak Jalan

4.3.3 Pengaruh Variasi Panjang Gelombang (λ) pada Respon Kenyamanan Pengemudi

Pengaruh panjang gelombang dari eksitasi jalan sinusoidal terhadap tingkat kenyamanan pengemudi pada suspensi aktual (perhitungan) ditunjukkan pada gambar 4.10. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa untuk tingkat kenyamanan yang paling bagus adalah saat λ 5 m. Tetapi jika dilihat berdasarkan kecepatan kerja mobil multiguna adalah rata-rata sekitar 40 km/jam dan berdasarkan rumus berikut $f = V/\lambda$, maka didapatkan

nilai frekuensi untuk masing panjang gelombang 1 m, 3 m, 5 m berturut-turut adalah 11,11 Hz, 3,70 Hz, 2,22 Hz. Jadi pada grafik tersebut jika dibandingkan dengan nilai frekuensi pada masing-masing nilai panjang gelombang maka yang paling bagus adalah ketika panjang gelombang 1 m. Pengemudi akan lebih nyaman jika jalan yang dilalui oleh mobil di jalan bergelombang yang memiliki panjang gelombang 1 m.

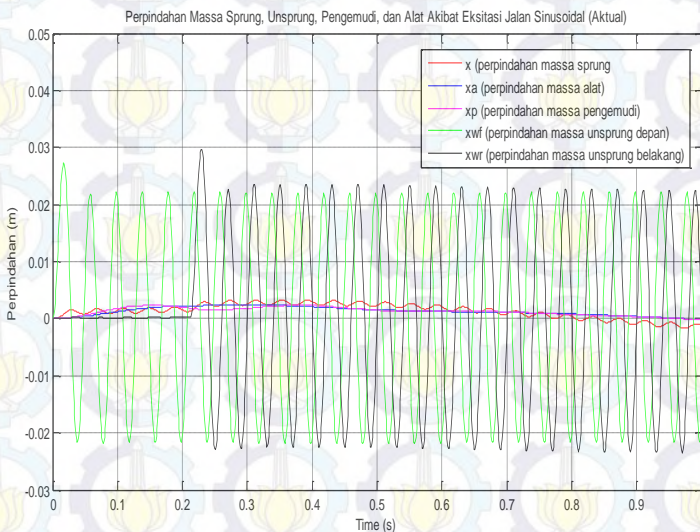


Gambar 4.10 Grafik Percepatan Pengemudi (RMS) terhadap variasi Panjang Gelombang

4.3.4 Respon Perpindahan *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Aktual

Respon perpindahan massa *sprung*, *unsprung*, dan pengemudi akibat eksitasi jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam dapat dilihat pada gambar 4.11, dimana grafik beresilasi

sesuai dengan eksitasi jalan sinusoidal. Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* belakang, kemudian massa *unsprung* depan, massa *sprung*, massa alat dan yang paling kecil adalah perpindahan massa pengemudi. Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 2,69 cm. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 2,96 cm. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 0,32 cm. Perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 0,23 cm dan perpindahan terbesar massa alat adalah 0,24 cm.



Gambar 4.11 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Aktual Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

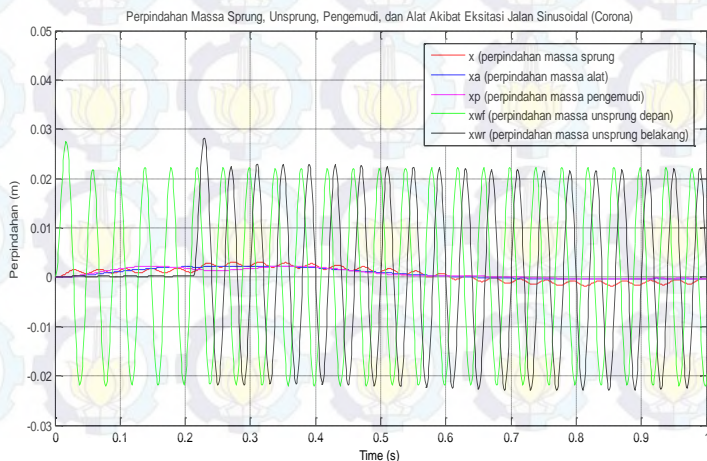
4.3.5 Respon Perpindahan *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Corona

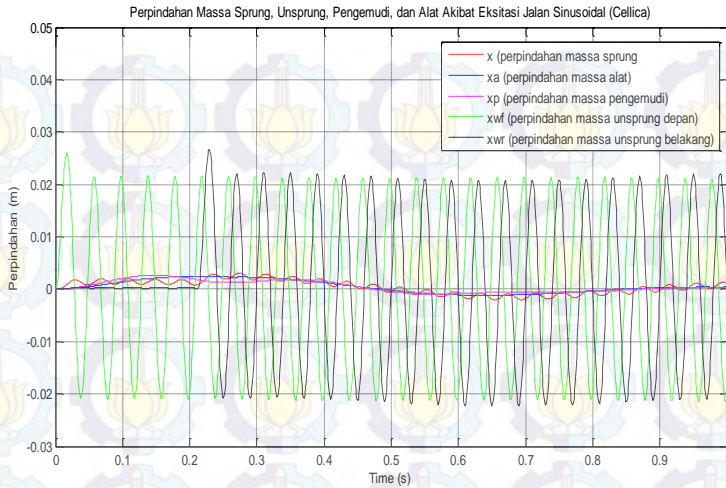
Respon perpindahan massa *sprung*, *unsprung*, dan pengemudi akibat eksitasi jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam ditunjukkan pada gambar 4.12, dimana grafik beresilasi sesuai dengan eksitasi jalan sinusoidal. Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* belakang,

kemudian massa *unsprung* depan, massa *sprung*, massa alat dan yang paling kecil adalah perpindahan massa pengemudi.

Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 2,72 cm untuk corona dan 2,6 cm untuk cellica. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 2,66 cm untuk suspensi cellica dan 2,82 untuk suspensi corona. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 0,3 cm untuk semua suspensi pasaran. Perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 0,22 cm untuk suspensi corona dan 0,26 untuk suspensi cellcia, dan perpindahan massa alat sebesar 0,22 cm untuk suspensi corona dan 0,23 untuk suspensi cellica

Jika dibandingkan dengan besar perpindahan pada suspensi aktual, maka perpindahan massa *unsprung* depan suspensi corona lebih besar daripada suspensi aktual dan suspensi cellica. Sedangkan massa *unsprung* belakang dan massa *sprung* dari suspensi corona lebih kecil daripada hasil dari suspensi aktual tetapi tidak lebih besar dari suspensi cellica. Sedangkan untuk massa pengemudi, massa alat hasil suspensi cellica lebih besar daripada suspensi corona dan suspensi aktul. Hal ini dikarenakan nilai kekakuan suspensi depan dan belakang cellica lebih besar dari suspensi aktual dan suspensi corona.

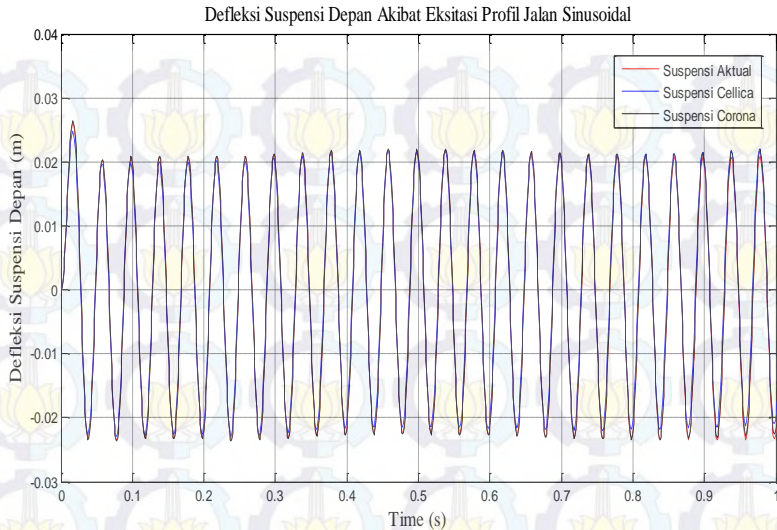




Gambar 4.12 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Re-desain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

4.3.6 Defleksi Suspensi Depan

Hasil simulasi defleksi suspensi depan akibat jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam dapat dilihat pada gambar 4.13. Pada respon defleksi suspensi akibat eksitasi jalan sinusoidal, terlihat bahwa suspensi mengalami kompresi dan ekspansi secara berulang. Pada respon akibat jalan sinusoidal, defleksi suspensi baik saat kompresi dan ekspansi adalah sekitar 2,1 cm pada kesemua jenis suspensi, yang berarti pada kecepatan 40 km/jam dengan profil jalan sinusoidal yang telah ditentukan, defleksi kesemua suspensi masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, yaitu 10 cm. Secara umum, dari grafik respon defleksi suspensi depan akibat jalan sinusoidal didapatkan bahwa untuk kesemua jenis suspensi hampir sama dan tidak terjadi perbedaan yang terlalu mencolok.

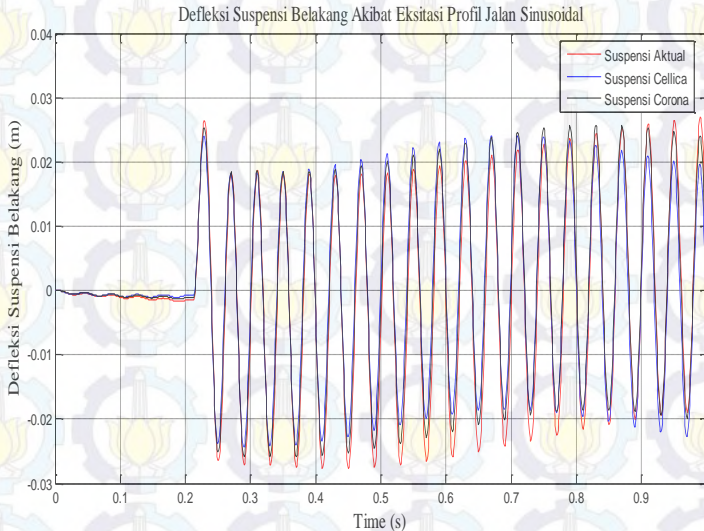


Gambar 4.13 Perbandingan Respon Defleksi Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

4.3.7 Defleksi Suspensi Belakang

Hasil simulasi defleksi suspensi belakang akibat jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam dapat dilihat pada gambar 4.14. Pada respon defleksi suspensi akibat eksitasi jalan sinusoidal, terlihat bahwa suspensi baru terdefleksi pada waktu 0,25 detik, kemudian mengalami kompresi dan ekspansi secara berulang. Pada respon akibat jalan sinusoidal, defleksi suspensi baik saat kompresi dan ekspansi adalah sekitar 2,53 cm pada suspensi corona dan cellica dan sekitar 2,76 pada suspensi aktual, yang berarti pada kecepatan 40 km/jam dengan profil jalan sinusoidal yang telah ditentukan, defleksi suspensi masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, yaitu 12 cm. Secara umum, dari grafik respon defleksi suspensi belakang akibat jalan sinusoidal, defleksi suspensi corona dan cellica lebih kecil dibandingkan dengan defleksi suspensi aktual. Hal ini

diakibatkan karena terdapat perbedaan nilai Ksf dan Ksr pada suspensi aktual maupun suspensi yang ada di pasaran.



Gambar 4.14 Perbandingan Respon Defleksi Suspensi Belakang Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

4.3.8 Defleksi Maksimal Suspensi Depan

Respon defleksi maksimal suspensi depan pada input jalan sinusoidal ditunjukkan pada gambar 4.15. Ketiga grafik defleksi maksimal suspensi aktual dan yang ada di pasaran (cellica dan corona) menunjukkan kecenderungan yang sama, yaitu mempunyai defleksi yang besar pada frekuensi rendah, kemudian defleksi maksimal semakin kecil seiring bertambahnya frekuensi.

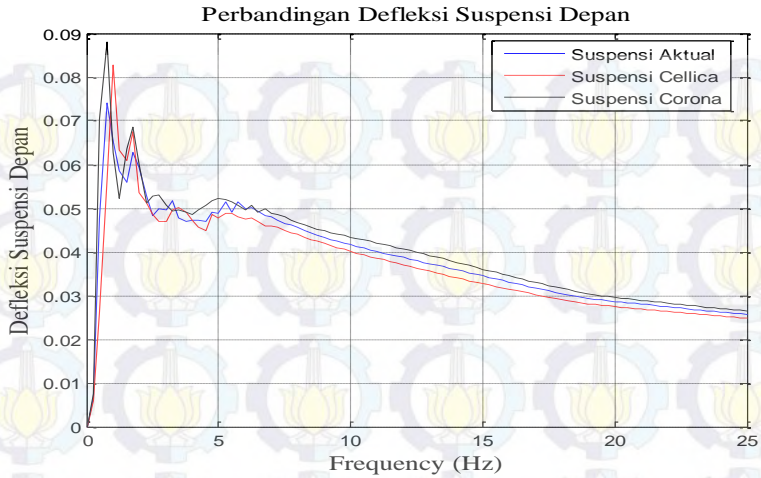
Jika dilihat pada nilai defleksi maksimal suspensi depan pada berbagai rentang frekuensi tersebut, dapat disimpulkan bahwa defleksi maksimal suspensi redesain masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, sehingga dapat

dikatakan bahwa suspensi aman terhadap syarat batas defleksi maksimal. Secara umum, defleksi maksimal suspensi depan cellica lebih kecil dibandingkan dengan defleksi maksimal suspensi depan aktual dan suspensi corona. Hal ini diakibatkan karena terdapat perbedaan nilai Ksf dan Ksr pada suspensi aktual maupun suspensi yang ada di pasaran. Semakin besar nilai konstanta kekakuan pegas maka semakin kecil defleksi maksimal yang terjadi.

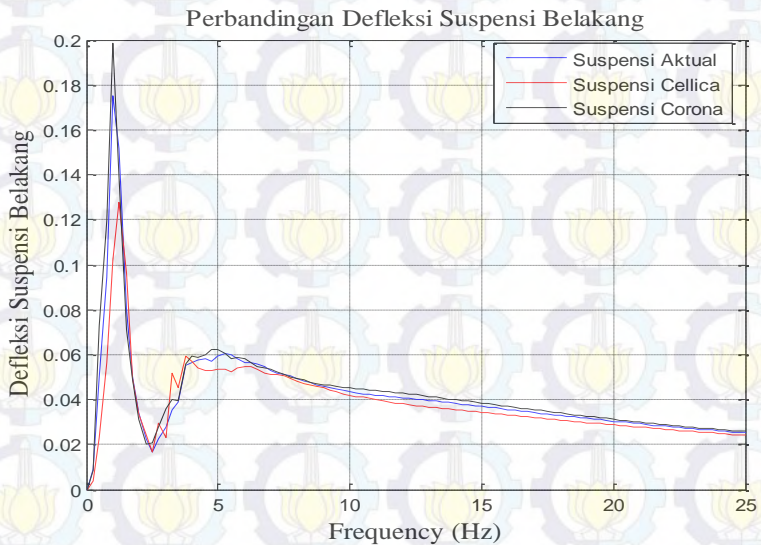
4.3.9 Defleksi Maksimal Suspensi Belakang

Untuk respon defleksi maksimal suspensi belakang pada input jalan sinusoidal dapat dilihat pada gambar 4.16. Ketiga grafik defleksi maksimal suspensi aktual dan yang ada di pasaran (cellica dan corona) menunjukkan kecenderungan yang sama, yaitu mempunyai defleksi yang besar pada frekuensi rendah, kemudian defleksi maksimal semakin kecil seiring bertambahnya frekuensi.

Jika dilihat pada nilai defleksi maksimal suspensi belakang pada berbagai rentang frekuensi tersebut, dapat disimpulkan bahwa defleksi maksimal untuk ketiga suspensi tersebut berada diatas batas defleksi maksimal yang diijinkan, sehingga tidak dapat dikatakan bahwa suspensi aman terhadap syarat batas defleksi maksimal dan terjadi kesalahan dalam perhitungan. Secara umum, defleksi maksimal suspensi belakang corona lebih besar dibandingkan dengan defleksi maksimal suspensi belakang aktual dan suspensi cellica yang mengalami defleksi terkecil. Hal ini diakibatkan karena terdapat perbedaan nilai Ksf dan Ksr pada suspensi aktual maupun suspensi yang ada di pasaran. Semakin besar nilai konstanta kekakuan pegas maka semakin kecil defleksi maksimal yang terjadi.



Gambar 4.15 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran



Gambar 4.16 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal Suspensi Belakang Antara Suspensi Aktual dan Suspensi di Pasaran

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa terhadap respon gerak mobil multiguna dengan model setengah kendaraan (*half car*) dapat disimpulkan bahwa :

1. Perhitungan suspensi mobil multiguna menghasilkan kekakuan pegas depan (K_{sf}) = 46599,64709 N/m, konstanta redaman suspensi depan (C_{sf}) = 3861,591 Ns/m, kekakuan pegas belakang (K_{sr}) = 24201,08491 N/m, dan konstanta redaman suspensi belakang (C_{sr}) = 2782,867 Ns/m.
2. Berdasarkan ISO 2631, dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 1 m, suspensi hasil perhitungan menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi yang ada di pasaran.
3. Dengan input berupa jalan sinusoidal yang memiliki amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 1 m, defleksi yang terjadi pada suspensi aktual berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, yaitu 10 cm untuk suspensi depan, sedangkan untuk suspensi belakang melebihi batas maksimal yaitu 12 cm.
4. Analisa kenyamanan menunjukkan bahwa tingkat kenyamanan dapat diperbaiki dengan mengubah bantalan kursi, dimana dari hasil analisa didapatkan parameter bantalan yang lebih baik adalah dengan kekakuan bantalan sebesar 36090 N/m dan redaman 552 Ns/m.
5. Analisa keamanan menunjukkan suspensi corona memiliki kemampuan menapak jalan yang lebih baik daripada suspensi aktual dan suspensi cellica, dimana kemampuan ban depan dan belakang menapak jalan jika dilihat dari frekuensi kerjanya, suspensi corona secara

umum lebih baik daripada suspensi aktual dan suspensi cellica.

6. Hasil perancangan pegas untuk mobil produksi multiguna pedesaan hampir sama dengan suspensi mobil corona dalam segi kenyamanan dan keamanan, oleh karena itu suspensi mobil corona bisa dipakai untuk mobil ini. Mobil corona memiliki nilai kekakuan pegas depan (K_{sf}) = 43100 N/m dan kekakuan pegas belakang (K_{sr}) = 38200 N/m.
7. Analisa suspensi yang dipakai pada perhitungan ini adalah untuk suspensi depan memakai suspensi ulir dan suspensi belakang adalah suspensi daun.

5.2 SARAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan beberapa saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya, yaitu :

1. Karena keterbatasan suspensi pasif, serta fungsi mobil multiguna yang ditujukan untuk beroperasi dengan beberapa variasi alat dan pembebanan, maka untuk mendapatkan tingkat kenyamanan yang lebih baik, dapat dilakukan perancangan suspensi semi aktif untuk mobil multiguna pedesaan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Derive equation from linear system, From : <http://www.expertsmind.com/questions/derive-the-solution-of-the-characteristic-equation-30144110.aspx>, 20 September 2015
- [2] *Sutantra, I.Nyoman*, **Teknologi Otomotif**, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2010.
- [3] *S.Rao, Singiresu*, **Mechanical Vibration**, Prentice Hall PTR, Singapore, 2004.
- [4] *G.Rill, George*, **Vehycle Dynamics**, University of Applied Sciences, October, 2006.
- [5] *Chi Hung, Nguyen*, **Studies on Design of Passive Suspension System for Railway Vehycle**, Phd Thesis, Kyoto Institute of Technology, Kyoto, 2008.
- [6] *Khurmi, R.S , J.K Gupta*, **A Textbook of Machine Design**, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., New Delhi, 2005.
- [7] *Kim, Hyung Min dkk*, **Analytical Target Cascading in Automotive Vehycle Design**, Journal of Mechanical Design, University of Michigan, Michigan, 2013.
- [8] *Zessar, Faldy*, **Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan**, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2013

- [9] *Huda, Amirul*, **Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA)**, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2012
- [10] *Pramono, Agus Sigit*, **Rancang Bangun Kendaraan Multiguna Pedesaan**, Laporan Kemajuan 2 Tahap Ke-3 Insentif Riset SINas, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2014
- [11] *Dixon, John C.*, **Suspension Geometry and Computation**, John Wiley and Sons, Ltd, Publication, United Kingdom, 2009
- [12] *Savaresi, Sergio M. dkk*, **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**, Elsevier Ltd, United Kingdom, 2010
- [13] *Suprayogi, Bayu*, **Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631**, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2015

BIODATA PENULIS



Angga Ramadhana Putra dilahirkan di Surabaya, 28 Desember 1994 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Sunoto dan Mujaronah. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Nurul Ulum Surabaya pada tahun 1999 - 2005. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Negeri 5 Surabaya pada tahun 2005 - 2008 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 7 Surabaya pada tahun 2008-2011. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan

Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Departemen Umum di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) pada tahun 2012-2013 dan menjadi Kepala Biro Minat Bakat Departemen Umum di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) pada tahun 2013-2014.

Motto hidup penulis “Man Jadda Wa Jada” menjadikan penulis lebih pantang menyerah ketika menghadapi masalah. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email angga.ramadhanaits@gmail.com.



“Halaman ini sengaja dikosongkan”