



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS PERBANDINGAN RESPON DINAMIS DARI
KENDARAAN YANG MENGGUNAKAN *SHOCK
ABSORBER* HIDROLIS DAN YANG MENGGUNAKAN
SISTEM PEREDAM *DUAL FLYWHEEL***

**PIENDRASWARTI SOELISTYANING PANGASTUTI
NRP 2112 100 045**

**Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR - TM 091585

**ANALISIS PERBANDINGAN RESPON DINAMIS
DARI KENDARAAN YANG MENGGUNAKAN
SHOCK ABSORBER HIDROLIS DAN YANG
MENGGUNAKAN SISTEM PEREDAM DUAL
FLYWHEEL**

PIENDRASWARTI SOELISTYANING PANGASTUTI
NRP 2112100045

Dosen Pembimbing
Dr. HARUS LAKSANA GUNTUR, ST, M.Eng.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 091585

**EXPERIMENTAL STUDY OF COMPRESSION
RATIO AND DURATION OF FUEL INJECTION
EFFECTS ON HONDA CB150R ENGINE
PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION
FUELED WITH BIOETHANOL E100**

PIENDRASWARTI SOELISTYANING PANGASTUTI
NRP 2112100045

Advisor
Dr. HARUS LAKSANA GUNTUR, ST, M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017

**ANALISIS PERBANDINGAN RESPON DINAMIS
DARI KENDARAAN YANG MENGGUNAKAN *SHOCK
ABSORBER* HIDROLIS DAN YANG MENGGUNAKAN
SISTEM PEREDAM *DUAL FLYWHEEL***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

PIENDRASWARTI SOELISTYANING PANGASTUTI

NRP. 2112 100 045

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT (Penguji I)
NIP. 198907052015042005
3. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji II)
NIP. 198604012015041001



SURABAYA

JANUARI, 2017

ANALISIS PERBANDINGAN RESPON DINAMIS DARI KENDARAAN YANG MENGGUNAKAN SHOCK ABSORBER HIDROLIS DAN YANG MENGGUNAKAN SISTEM PEREDAM DUAL FLYWHEEL

Nama : PIENDRASWARTI S.P.
NRP : 2112100045
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. HARUS LAKSANA GUNTUR, ST, M.Eng..

ABSTRAK

Berbagai macam teknologi pada mobil MPV telah ditemukan dan dikembangkan dalam upaya memberikan kemudahan, kenyamanan dan keamanan dengan mempertimbangkan beberapa aspek termasuk pada sistem suspensi. Sistem suspensi yang biasa digunakan pada mobil adalah Shock Absorber Hidrolis. Dengan berkembangnya teknologi otomotif, ditemukan Torsional Vibration Absorber yaitu piringan dengan pegas yang dapat meredam getaran yang terjadi dengan memanfaatkan momen inersia dan koefisien redam torsional. Salah satu pengembangan Torsional Vibration Absorber adalah peredam dengan menggunakan mekanisme dual flywheel.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis untuk Shock Absorber Hidrolis dan peredam dengan mekanisme dual flywheel. Pada simulasi ini dicari gaya redam terbaik dari masing-masing peredam untuk dimasukkan pada pemodelan seperempat kendaraan. Sebelum dilakukan pemodelan pada seperempat kendaraan, gaya redam suspensi shock absorber hidrolis menjadi patokan untuk mendapatkan dimensi pada suspensi dual flywheel. Digunakan variasi material pada dual flywheel yaitu cast iron ($\rho = 6800 \text{ kg/m}^3$), stainless steel ($\rho = 7480 \text{ kg/m}^3$), dan brass casting ($\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$). Gaya redam

terbaik yang digunakan untuk pemodelan seperempat kendaraan. diberikan input sinusoidal dengan input amplitudo sebesar 0.02m dan variasi frekuensi dari 0,5Hz-2Hz dengan kenaikan 0,5 Hz. Dimensi hidrolis yang digunakan untuk diameter silinder sebesar 0.04 m, diameter piston rod=0.03m diameter oroface ekspansi=0.0028m, diameter orifice kompresi=0.005m dengan massa jenis minyak 860 Kg/m³. untuk dimensi yang digunakan pada suspensi dual flywheel radius pinion yang digunakan 30mm, radius flywheel 40mm dan ketebalan flywheel adalah 30 mm. setelah didapatkan gaya redam yang saling mendekati kemudian suspense dimasukkan ke dalam pemodelan seperempat kendaraan dengan parameter yang sudah ada dan dengan pemberian 2 input yaitu input sinusoidal (dengan variasi kecepatan kendaraan 30 km/jam, 50 km/jam dan 80 km/jam) dan input bump yang telah dimodifikasi (dengan menggunakan γ (severity parameter)=1 (low impact), 5 (less severe impacts), dan 20 (more severe impact)).

Nilai gaya redam maksimum yang dapat dihasilkan shock absorber hidrolis adalah 1323.22 N dan suspense dual flywheel adalah 1480.27 N. Dari hasil pemodelan sistem suspense shock absorber hidrolis dan dual flywheel didapatkan hasil bahwa semakin besar kecepatan kendaraan maka respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan juga semakin besar. Dengan membandingkan respon dinamis yang dihasilkan oleh shock absorber hidrolis dan dual flywheel berdasarkan standard ISO 2631 diketahui bahwa pada kecepatan 10-80 km/jam suspense dual flywheel lebih nyaman digunakan oleh penumpang dibandingkan dengan suspense shock absorber hidrolis. Sedangkan pada kecepatan tinggi yaitu 90-100 km/jam suspense dual flywheel mulai terlihat lebih tidak nyaman dibandingkan dengan suspense shock absorber hidrolis.

Kata kunci : Shock Absorber Hidrolis, Flywheel, Gaya Redam, respon dinamis perpindahan, kecepatan dan percepatan pada sistem suspensi shock absorber hidrolis dan dual flywheel.

DYNAMIC RESPONSE COMPARISON ANALYSIS OF THE VEHICLE USING HYDRAULIC SHOCK ABSORBER AND DAMPER USING DUAL FLYWHEEL MECHANISM

Name : PIENDRASWARTI S.P
NRP : 2112100045
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng

ABSTRACT

A wide variety of technologies in MPV cars have been discovered and developed in an effort to provide convenience, comfort and safety by considering some aspects included in the suspension system. The suspension system used on the car is a Hydraulic Shock Absorber. The development of automotive technology lead to the creation of Torsional Vibration Absorber which is a disc with spring to reduce vibrations occurred by utilizing the moment of inertia and torsional attenuation coefficient. One development Torsional Vibration Absorber is damper using a dual flywheel mechanism.

Modeling and analysis for the Shock Absorber Hydraulic and damper using dual flywheel mechanism were done in this final project. The aim of this simulation was knowing the best damping force of each damper to be included in the modeling of a quarter of the vehicle. Before modeling in a quarter of a vehicle, the suspension damper force hydraulic shock absorber were the standard to get the dimensions of the dual suspension flywheel. Material variations used on the dual flywheel is cast iron ($\rho = 6800 \text{ kg / m}^3$), stainless steel ($\rho = 7480 \text{ kg / m}^3$), and Brass casting ($\rho = 8400 \text{ kg / m}^3$). The best damping force was used for modeling a quarter of the vehicle given sinusoidal input with amplitude input of 0.02m and frequency variations of 0,5Hz-2Hz

with an increase of 0.5 Hz. Hydraulic dimensions used for cylinder diameter was 0.04m, diameter of the piston rod = 0.03m, diameter of oroface expansion = 0.0028m, compression orifice diameter = 0.005m with oil density 860 kg / m³. The dimensions were used in the dual suspension flywheel was 30 mm pinion radius, 40mm flywheel radius, and 30 mm flywheel thickness. Once rapprochement damping force were obtained, suspension included into modeling of a quarter of vehicle with the existed parameter and by giving two inputs which were a sinusoidal input (with variations in vehicle speed of 30 km / h, 50 km / h and 80 km / h) and bump input that had been modified (by using γ (severity parameter) = 1 (low impact), 5 (less severe impacts), and 20 (more severe impact)).

The maximum damping force value that can be by generated hydraulic shock absorber was 1323.22 N and the dual suspension flywheel was 1480.27 N. The results of modeling hydraulic shock absorber suspension system and dual flywheel showed that the greater speeds of the vehicle caused bigger increase in dynamics response which were displacement, velocity and acceleration. Comparing the dynamic response generated by the hydraulic shock absorber and dual flywheel based on the ISO 2631 standard, known that at a speed of 10-80 km / h, the dual suspension flywheel was more convenient to used by passengers compared with hydraulic shock absorber suspension. While at high speed is 90-100 km / h the suspension dual flywheel began to look more uncomfortable than the hydraulic shock absorber suspension.

Keywords: Hydraulic Shock Absorber, Flywheel, Damping Force, dynamic response of displacement, velocity and acceleration of the hydraulic shock absorber suspension system and dual flywheel.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, karena atas berkah, rahmat, rizki, dan izin-Nya penulis mempunyai iman, ketabahan dan keyakinan untuk dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tidak lupa penulis limpahkan shalawat pada pemimpin kita Nabi Muhammad. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Orangtua penulis, Ibu Pinarti dan Bapak Endro Listiyono yang selalu memberikan doa, kasih sayang, pengertian, dukungan dan kesabaran yang tanpa batas kepada penulis.
2. Adik kandung penulis Bagas Prito Wiryadinata, Richa Kantri Pindraswari, si kembar Ryandra Prito Wirya Adi Nugraha dan Tantri Pindraswari Hayuning Handulusih terimakasih sudah menjadi semangat penulis untuk bekerja keras dan berubah menjadi pribadi yang baik agar menjadi kakak yang bisa dicontoh, terimakasih juga telah menjaga dan membantu Bapak dan Ibu saat penulis tidak ada dirumah.
3. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
4. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT., Bapak Ari Kurniawan ST, MT., dan Ibu Aida Annisa A.D., ST, MT. selaku dosen penguji seminar tugas akhir penulis, terima kasih atas pertanyaan dan saran-saran yang telah diberikan.

5. Seluruh dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin ITS Terutama Bapak Abdullah Shahab dan Bapak Sudiyono Kromodihardjo terimakasih telah memberikan ilmu, saran, motivasi dan teladan agar menjadi lulusan ITS dan manusia baik yang berguna untuk sekitar.
6. Maria Ulfa Damayanti selaku sahabat terbaik penulis selama perkuliahan. Terimakasih sudah selalu ada dalam setiap fase kehidupan di perkuliahan, terimakasih atas 'guyonan nakal' yang selalu menghibur saat-saat duka penulis.
7. Renno Febianto Dwi Dharmawan. Terimakasih karena setiap hari mau menemani dan direpoti oleh penulis. Terimakasih telah memberikan kasih sayang, dukungan dan amukan agar penulis menjadi pribadi yang lebih baik dan bisa lulus 4.5 tahun. Terimakasih telah memberikan keluarga kedua yaitu bapak, ibu, mbak eta dan epi yang mampu menyayangi penulis dengan setulus hati.
8. Afifah Harmayanti dan keluarga, yang telah membantu penulis dan keluarga
9. Rekan satu tim tugas akhir penulis, Bella Kartika Ferani yang selalu memberikan dukungan, dan perhatian yang berarti besar bagi penulis.
10. Sahabat-sahabat penulis. Amanda, etha, putri dan nopi terimakasih telah menemani saat semester terakhir membuat penulis merasa sendiri. Terimakasih untuk mbang teng, mbak pik, umik, mbak dor, mbak wor atas kepedulian dan menjadi contoh yang lumayan baik untuk penulis. Terimakasih untuk sasa, orin, serli, yunnida sebagai guru dan teman yang penulis sayangi, terimakasih sangat peduli saat sama-sama dibangku kuliah.
11. Teman Riset wisuda 115 H.L.G dan mandut yang sekaligus teman seperjuangan untuk lulus 4,5 tahun yang selalu memberikan dukungan dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

12. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita dan pelajaran bagi penulis selama 4,5 tahun ini
13. Terima kasih kepada segenap senior LBMM-ITS Mbak ratih, Mas farouq, Mas pimen, Mas Hisyam, Mas Nabil, Mas Dinar, Mas Tohir dan mas-mbak lain yang belum bisa saya sebutkan. Terimakasih telah memberikan kesempatan, dan pengalaman berharga kepada penulis.
14. Sahabat penulis di LBMM, BUDALS (Bengkellers Dua Ribu Dua Belas), terutama istina, havi, gandos, heri, pak wo dan wilis. Terimakasih segala bantuan yang diberikan, terima kasih sudah menemani penulis selama kuliah.
15. Kawan-kawan dan adik-adik 2013,2014,2015 di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang penulis sayangi dan yang tidak pernah lelah untuk berkarya. Terimakasih sudah menjadi keluarga bagi penulis.
16. Segenap karyawan Teknik Mesin ITS, Pak Karmono, Mbah No, Pak Mul, Mas Andik, Cak Bud, Cak To, Mas Reza, Mbak Sri, dan semua karyawan yang belum bisa disebutkan, penulis mengucapkan terima kasih.
17. Mas Tris dan Mbak Tris, pemilik warung gerobak dorong yang rela dihutang demi kelangsungan hidup penulis di Teknik Mesin ITS
18. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	iv
DAFTAR TABEL	vii
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 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Pengertian Suspensi	5
2.1.1 Komponen Sistem Suspensi	5
2.2 Peredam	8
2.2.1 Cara Kerja Sistem Peredam Hidrolik	9
2.2.2 Persamaan pada Mekanisme Hidrolik	11
2.2.3 Penelitian Terdahulu	14
2.3 <i>Torsional Vibration Absorber</i>	22
2.3.1 Penelitian Terdahulu	23
2.4 <i>Motion of Base</i>	27
2.5 Transmisibilitas Perpindahan (<i>Displacement Transmissibility</i>)	29
2.6 Transmisibilitas Gaya (<i>Force Transmissibility</i>)	30
2.7 Sistem Pemodelan (Pembentukan <i>State Variable</i>)	31
2.8 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara	32
BAB III METODOLOGI	
3.1 Metode Penelitian	35
3.2 Tahap Studi Literatur	38
3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> dan Sistem Suspensi dengan Peredam <i>Rack, Pinion</i> dan <i>Dual Flywheel</i>	38
3.3.1 Pemodelan Fisik Sistem Suspensi	38

3.3.2	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Suspensi	40
3.3.3	Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi	42
3.3.4	Analisis Grafik Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> sistem peredam dengan mekanisme <i>Dual Flywheel</i>	45
3.4	Pemodelan dan Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dan Gaya tekan Ban dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> dan Sistem Peredam <i>Mekanisme Dual Flywheel</i>	45
3.4.1	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dan Gaya tekan Ban dengan Penggunaan Sistem Suspensi	46

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1	Pemodelan Dinamis <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	49
4.2	Pemodelan Matematis <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	49
4.2.1	Gaya Redam (F_d)	49
4.2.2	Pemodelan Matematis <i>Shock Absorber</i> Hidrolis Pada Seperempat Kendaraan	51
4.3	Pemodelan Dinamis <i>Dual Flywheel</i>	54
4.4	Pemodelan Matematis <i>Dual Flywheel</i>	54
4.4.1	Gaya Redam	54
4.4.2	Pemodelan Matematis <i>Dual Flywheel</i> Pada Seperempat Kendaraan	56
4.5	Diagram Blok	60
4.5.1	Input yang Digunakan	60
4.5.2	Diagram Blok Sistem Suspensi <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	63
4.5.3	Diagram Blok Sistem Suspensi <i>Dual Flywheel</i>	63
4.5.4	Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	65

4.5.5 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan <i>Dual Flywheel</i>	66
--	----

BAB V ANALISA DAN PEMBAHASAN

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> Dengan Variasi Frekuensi (0.5 Hz-2 Hz)	70
5.2 Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Dual Flywheel</i> Dengan Variasi Frekuensi (0.5 Hz-2 Hz)	72
5.3 Perbandingan Respon Dinamis Penumpang Dari Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Suspensi <i>Shock Absorber</i> Hidrolis Dengan Suspensi <i>Dual Flywheel</i> Akibat Input <i>Bump Modified</i> Dan Input <i>Sinusoidal</i> Dengan Variasi Kecepatan Pada Kendaraan	76
5.3.1 Input <i>Bump</i> Yang Dimodifikasi	77
5.3.2 Input <i>Sinusoidal</i>	93
5.4 Perbandingan Respon Dinamis Bodi Kendaraan Dari Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Suspensi <i>Shock Absorber</i> Hidrolis Dengan Suspensi <i>Dual Flywheel</i> Akibat Input <i>Bump Modified</i> Dan <i>Sinusoidal</i> Dengan Variasi Kecepatan Pada Kendaraan	89
5.4.1 Input <i>Bump</i> Yang Dimodifikasi	89
5.4.2 Input <i>Sinusoidal</i>	95
5.5 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi <i>Shock Absorber</i> Hidrolis Dan Suspensi <i>Dual Flywheel</i>	100
5.5.1 <i>Displacement Transmibility</i>	101
5.5.2 Percepatan Rms Bodi Kendaraan Terhadap Kecepatan Kendaraan	104
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	
6.1 Kesimpulan	109
6.2 Saran	112
DAFTAR PUSTAKA	70

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Konstruksi mobil MPV	5
Gambar 2.2	Pegas Ulir	6
Gambar 2.3	Pegas Daun	7
Gambar 2.4	Pegas Puntir	7
Gambar 2.5	<i>Shock Absorber</i>	8
Gambar 2.6	<i>Hydraulic Shock Absorber</i>	9
Gambar 2.7	Proses Ekspansi dan Kompresi pada <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	10
Gambar 2.8	Penerapan Hukum Bernaulli pada sebuah pipa ..	11
Gambar 2.9	Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume	12
Gambar 2.10	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbangterhadap waktu dengan input <i>bump modified</i> ($\gamma = 5$)	16
Gambar 2.11	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbangterhadap waktu dengan input sinusoidal ..	17
Gambar 2.12	Model matematis seperempat kendaraan truk (a) Tanpa HMERSA, (b) F_d adalah sistem HMERSA	19
Gambar 2.13	Model matematis seperempat kendaraan truk suspensi miring dengan HMERSA	19
Gambar 2.14	Free Body Diagram suspensi miring dengan HMERSA	20
Gambar 2.15	Grafik perbandingan gaya redam terhadap (a) kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi miring	20
Gambar 2.16	Respon Percepatan RMS Body Kendaraan Akibat Input Sinusoidal	21
Gambar 2.17	Grafik Perbandingan Displacement Transmissibility antara Quarter Car dengan HMERSA dan konstanta redaman C	21

Gambar 2.18	(a) Bentuk inerter (b) Bentuk skema mekanis dari inerter	24
Gambar 2.19	Massa yang ditambahkan sistem (a) suspensi inerter dan (b) sistem suspensi konvensional	25
Gambar 2.20	Grafik respon frekuensi (a) dan respon perpindahan (b) pada sistem suspensi inerter dan sistem suspensi konvensional	25
Gambar 2.21	Contoh sederhana dari sistem <i>free vibrations with damping</i>	28
Gambar 2.22	Contoh sederhana dari sistem <i>forced vibration with damping</i>	29
Gambar 2.23	Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r	29
Gambar 2.24	<i>Force Transmissibility</i>	30
Gambar 2.25	Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima	32
Gambar 2.26	Grafik percepatan RMS (Root Mean Square) berdasarkan ISO 2631	33
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> langkah-langkah penelitian	37
Gambar 3.2	Pemodelan <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	39
Gambar 3.3	Pemodelan <i>dual flywheel</i>	40
Gambar 3.4	<i>Flowchart</i> pemodelan matematis	41
Gambar 3.5	<i>Flowchart</i> Pemodelan matematis sistem peredam <i>dual fly wheel</i>	42
Gambar 3.6	<i>Flowchart</i> pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi <i>Hydrolic Shock Absorber</i> .	43
Gambar 3.7	<i>Flowchart</i> pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi sistem peredam <i>dual flywheel</i>	44
Gambar 3.8	Model dinamis dari sistem seperempat kendaraan	46
Gambar 3.9	Gambar layout gaya pegas dan gaya redam pada <i>vehicle dual flywheel</i> yang menggantikan pemodelan suspensi asli seperempat kendaraan	47

Gambar 4.1	Model dinamis dari suspensi hidrolis <i>shock absorber</i>	49
Gambar 4.2	FBD untuk <i>shock absorber</i> hidrolis pada seperempat kendaraan	51
Gambar 4.3	Model dinamis dari dual flywheel.....	54
Gambar 4.4	FBD untuk dual flywheel pada seperempat kendaraan	57
Gambar 4.5	profil jalan dengan input bump yang dimodifikasi (a) $\gamma = 1$ (b) $\gamma = 5$ (c) $\gamma = 20$	61
Gambar 4.6	Profil jalan dengan input sinusoidal	62
Gambar 4.7	Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi shock absorber hidrolis	63
Gambar 4.8	Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi double flywheel	63
Gambar 4.9	Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi hidrolis shock absorber menggunakan input sinusoidal	64
Gambar 4.10	Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi hidrolis shock absorber menggunakan input bump	65
Gambar 4.11	Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi double flywheel menggunakan input sinusoidal	66
Gambar 4.12	Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi double flywheel menggunakan input bump	67
Gambar 5.1	Grafik respon kecepatan terhadap gaya redam (a) dan (b) grafik respon kecepatan terhadap gaya redam suspensi shock absorber hidrolis pada frekuensi 0.5 – 2.5 Hz	71
Gambar 5.2	Grafik kenaikan gaya redam yang terjadi akibat kenaikan frekuensi	73

Gambar 5.3	grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang di seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)	77
Gambar 5.4	Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang diseperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)	79
Gambar 5.5	Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang dseperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)	81
Gambar 5.6	Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan ..	83
Gambar 5.7	Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan ..	85
Gambar 5.8	Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan ..	87
Gambar 5.9	Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)	89

Gambar 5.10	Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)	91
Gambar 5.11	Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)	93
Gambar 5.12	Respon bodi kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan	95
Gambar 5.13	Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan ..	97
Gambar 5.14	Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan ...	99
Gambar 5.15	Grafik Perpindahan Bodi Kendaraan Terhadap Kecepatan Kendaraan	103
Gambar 5.16	Grafik Percepatan Bodi Kendaraan Terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan	105
Gambar 5.17	Ketahanan pengemudi terhadap percepatan body kendaraan	107

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1.	Parameter sistem suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	42
Tabel 3.2.	Parameter sistem peredam dengan mekanisme <i>Dual Flywheel</i>	44
Tabel 3.3.	Tabel Spesifikasi mobil MPV yang digunakan dalam perhitungan	48
Tabel 5.1	Tabel 5.1 Hasil Simulasi Silinder Hidrolis Pada Variasi Frekuensi 0.5-2 Hz.....	72
Tabel 5.2	Hasil simulasi mencari respon gaya redam dengan kecepatan dan perpindahan dual flywheel dengan variasi material	74
Tabel 5.3	Hasil Simulasi Dual Flywheel Pada Variasi Frekuensi 0.5-2 Hz	76
Tabel 5.4	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)	78
Tabel 5.5	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)	80
Tabel 5.6	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)	82
Tabel 5.7	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 30$ km/h)	84

Tabel 5.8	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 50$ km/h)	86
Tabel 5.9	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 80$ km/h)	88
Tabel 5.10	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)	90
Tabel 5.11	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)	92
Tabel 5.12	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)	94
Tabel 5.13	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 30$ km/h)	96
Tabel 5.14	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 50$ km/h)	98
Tabel 5.15	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 80$ km/h)	100

Tabel 5.16	Parameter untuk perpindahan body kendaraan pada sistem shock absorber hidrolis dan dual flywheels	101
Tabel 5.17	Perbandingan antara perpindahan body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem shock absorber hidrolis dan dual flywheel	103
Tabel 5. 18	Perbandingan antara percepatan body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem shock absorber hidrolis dengan dual flywheel	104
Tabel 5.19	Daftar ketahanan penumpang terhadap getaran dari suspensi dual flywheel maupun shock absorber hidrolis	108

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi otomotif terus mengalami kemajuan yang sangat pesat. Pada tahun 2012 Badan Pusat Statistik mencatat jumlah mobil penumpang atau jenis kendaraan *Multi Purpose Vehicle* di Indonesia mencapai 10 juta kendaraan. Untuk itu jenis mobil MPV ini banyak sekali pengembangan teknologinya. Berbagai macam teknologi pada mobil MPV telah ditemukan dan dikembangkan dalam upaya memberikan kemudahan, kenyamanan dan keamanan dengan mempertimbangkan beberapa aspek termasuk pada sistem suspensi.

Sistem suspensi berfungsi untuk menahan kejutan-kejutan yang ditimbulkan keadaan jalan dan juga meredam getaran-getaran yang diakibatkan oleh keadaan permukaan jalanan yang tidak rata, agar tidak berpindah ke badan mobil. Sistem suspensi yang berfungsi untuk menahan kejutan atau getaran yang terjadi agar tidak berpindah pada bodi ini terdiri dari upper arm, lower arm, pegas (spring), dan peredam kejutan (*shock absorber*). Peraturan mengenai tingkat baku getaran pada tingkat internasional tertuang dalam ISO 2631-. Peraturan tersebut menunjukkan bahwa karakteristik redaman dari *shock absorber* dan respon yang ditimbulkan terhadap bodi kendaraan merupakan hal yang perlu diperhatikan.

Sistem suspensi yang biasa digunakan pada mobil adalah *Hydraulic Shock Absorber*. Hydraulic shock absorber adalah peredam yang menggunakan fluida kental untuk membantu mengendalikan gaya redaman. Seiring dengan berkembangnya teknologi peredam tidak hanya *Hydraulic Shock Absorber* saja alat untuk meredam kejutan yang diakibatkan oleh permukaan jalan, tetapi juga mulai ditemukan teknologi-teknologi baru lain sebagai peredam seperti *Torsional Vibration Absorber*. *Torsional Vibration Absorber* adalah piringan dengan pegas yang dapat meredam perubahan kecepatan yang drastis dengan

memanfaatkan momen inersia dan koefisien redam torsional sehingga putaran poros menjadi lebih halus. *Torsional Vibration Absorber* digunakan untuk membuat torsi yang dihasilkan oleh *engine* lebih stabil. *Torsional Vibration Absorber* tidak menjaga kecepatan konstan, namun hanya mengurangi fluktuasi kecepatan. Salah satu teknologi *Torsional Vibration Absorber* adalah mekanisme peredam *dual flywheel*.

Pada penelitian ini ingin memperlihatkan perbandingan respon dinamis pemakaian peredam berupa *shock absorber* hidrolis dengan penggunaan mekanisme *dual flywheels* pada mobil tipe MPV. Oleh karena itu dilakukan analisis dari pemodelan masing-masing sistem suspensi pada seperempat kendaraan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan kemudian akan dibandingkan kenyamanannya sesuai dengan standard ISO 2631.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Bagaimana karakteristik gaya redam yang dihasilkan dari suspensi *hydraulic shock absorber* dan sistem peredam *dual flywheels*?
2. Bagaimana perbandingan respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dengan yang menggunakan sistem peredam dengan mekanisme *dual flywheel*?
3. Bagaimana perbandingan respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dengan yang menggunakan sistem peredam *dual flywheel* jika ditinjau dari kenyamanan dengan menggunakan standard ISO 2631?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Membandingkan gaya redam dari suspensi *hydraulic shock absorber* dan sistem peredam *dual flywheels*.

2. Menganalisis perbandingan respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dengan yang menggunakan sistem peredam dengan mekanisme *dual flywheel*.
3. Membandingkan respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dengan yang menggunakan sistem peredam *dual flywheel* jika ditinjau dari kenyamanan dengan menggunakan standard ISO 2631.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Untuk simulasi, hanya menggunakan seperempat kendaraan (*quarter car*), dan kendaraan yang digunakan adalah mobil Avanza 1.3 S.
2. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolis diasumsikan *incompressible flow*.
3. Profil jalan dimodelkan sebagai sinusoidal.
4. Massa *rack* diabaikan.
5. *Head loss* diabaikan.
6. Untuk simulasi *dual flywheel* yang digunakan adalah desain yang dibuat oleh Malcolm pada *Inerter*.
7. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat berdasarkan jurnal.
8. Kriteria kenyamanan berdasarkan ISO 2631.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Memberikan informasi mengenai respon dinamis suspensi *hydraulic shock absorber* pada mobil MPV.
2. Memberikan informasi mengenai respon dinamis suspensi *modifikasi shock absorber* dengan menggunakan mekanisme *dual flywheel* pada mobil MPV.
3. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter diameter *orifice* silinder hidrolis, pada sistem

suspensi yang menggunakan *hydraulic shock absorber* terhadap gaya redam.

4. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter variasi *density* akibat penggunaan material yang berbeda pada desain sistem suspensi yang menggunakan peredam dengan mekanisme *dual flywheel*.
5. Memberikan informasi mengenai kenyamanan akibat penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada mobil MPV dengan mempertimbangkan gaya tekan dari ban.
6. Memberikan informasi mengenai kenyamanan akibat penggunaan sistem suspensi *modifikasi shock absorber* dengan mekanisme *dual flywheel* pada mobil MPV dengan mempertimbangkan gaya tekan dari ban.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Suspensi

Pada perancangan sebuah kendaraan, terdapat beberapa hal yang sangat perlu diperhatikan untuk menambah keamanan dan kenyamanan kendaraan tersebut. Salah satunya adalah sistem suspensi. Sistem suspensi merupakan suatu mekanisme dari beberapa komponen yang berfungsi meredam kejutan dan getaran akibat profil permukaan jalan yang tidak rata.

Sistem suspensi dirancang agar mampu menahan berat kendaraan (beban statis) dan mampu menyerap beban dinamis yang terjadi secara tiba-tiba. Selain itu sistem suspensi juga dapat menstabilkan kondisi kendaraan dalam segala kondisi pengendalian, seperti saat kendaraan belok, kendaraan mengerem dan pada saat kendaraan melaju dalam kecepatan yang tinggi. sistem suspensi yang berfungsi untuk menahan kejutan atau getaran yang terjadi agar tidak berpindah pada bodi. Suspensi ini terdiri dari beberapa komponen yang mendukung. Berikut ini merupakan gambar konstruksi suspensi pada mobil MPV (gambar 2.1).



Gambar 2.1 Konstruksi mobil MPV [3]

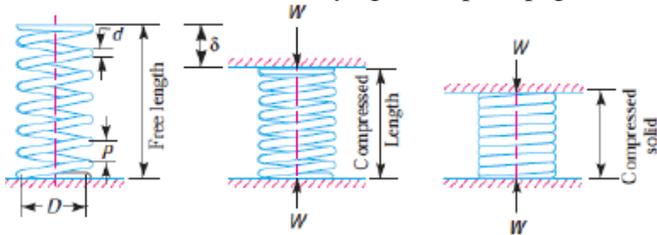
2.1.1 Komponen Sistem Suspensi

Pada sistem suspensi terdapat beberapa komponen penyusunnya. Beberapa komponen tersebut adalah sebagai berikut :

a. Pegas

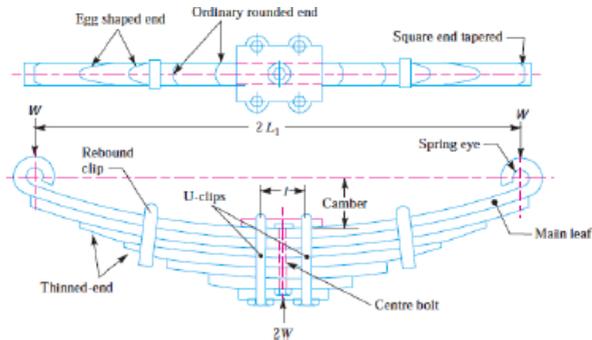
Merupakan komponen sistem suspensi yang memiliki sifat elastis yang digunakan untuk menyimpan energi mekanis. Pegas berfungsi untuk menerima dan menyerap beban kejut atau getaran yang terjadi pada kendaraan akibat profil permukaan jalan yang tidak rata [13]. Ada beberapa jenis pegas yang biasa digunakan pada kendaraan yaitu pegas ulir (*coil spring*), pegas daun (*leaf spring*), dan pegas puntir (*torsion bar spring*).

- Pegas ulir (*coil spring*), memiliki bentuk spiral seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Pegas ulir dirancang agar dapat menahan beban yang besar namun tetap ringan. Sebagian besar pegas ulir memiliki lapisan agar tidak mudah korosi sehingga dapat mengurangi kebisingan yang ditimbulkan karena adanya getaran pada pegas.



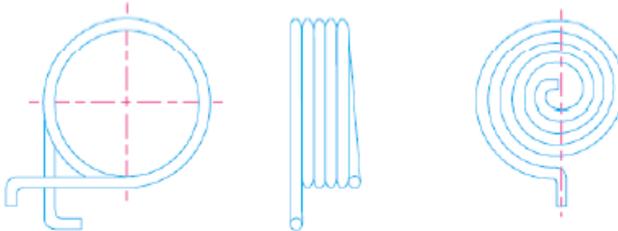
Gambar 2.2 Pegas Ulir [3]

- Pegas daun (*leaf spring*), dapat berupa satu lembar plat (*mono-leaf*) atau beberapa lembar plat (*multiple-leaf*) seperti ditunjukkan pada gambar 2.3. Pegas daun pada umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban atau daya angkut besar, seperti bus, truk, dan trailer. Pegas daun disusun dengan plat yang paling panjang terletak pada bagian paling atas dan makin kebawah makin pendek. Pada plat bagian atas bagian ujungnya digulung yang nantinya akan dikaitkan pada kerangka kendaraan.



Gambar 2.3 Pegas Daun [3]

- Pegas puntir (*torsion bar spring*), pegas yang pembebanannya berdasarkan gaya yang menyebabkan momen puntir seperti pada gambar 2.4. Pegas puntir dapat menyimpan beban maksimum yang lebih besar dari pada pegas ulir dan pegas daun. Pada umumnya pegas puntir digunakan untuk suspensi depan kendaraan.



Gambar 2.4 Pegas Puntir [3]

b. Peredam

Peredam atau lebih dikenal sebagai peredam kejut berfungsi untuk meredam beban kejut atau getaran yang diterima pegas. Alat yang biasanya digunakan sebagai peredam pada suspensi adalah *shock absorber*. *Shock absorber* (gambar 2.5) digunakan untuk mengontrol gerakan pegas, osilasi pada pegas serta osilasi pada bodi atau rangka kendaraan (*chassis*). Peredam

sangat berpengaruh terhadap keamanan dan kenyamanan pengendara.



Gambar 2.5 *Shock Absorber* [10]

c. Lengan suspensi (*suspension arm*)

Pada umumnya dikenal sebagai lengan pengendali (*control arm*). Komponen ini 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 [13].

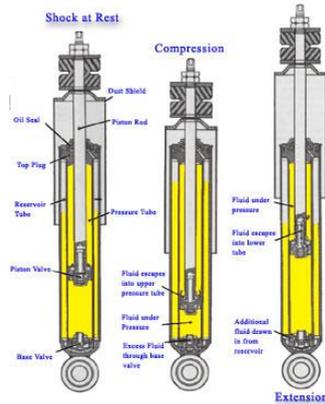
d. *Ball Joint*

Ball joint berfungsi sebagai sumbu putaran roda yang dapat menerima beban vertikal maupun lateral. *Ball joint* harus diberi pelumas (*grease*) untuk melumasi bagian yang bergesekan.

2.2 Peredam

Peredam atau lebih dikenal sebagai peredam kejut berfungsi untuk meredam beban kejut atau getaran yang diterima pegas [2]. Alat yang biasanya digunakan sebagai peredam pada suspensi adalah *shock absorber*. *Shock absorber* digunakan untuk mengontrol gerakan pegas, osilasi pada pegas serta osilasi pada bodi atau rangka kendaraan (*chassis*). Peredam sangat berpengaruh terhadap keamanan dan kenyamanan pengendara.

2.2.1 Cara Kerja Sistem Peredam Hidrolik



Gambar 2.6 *Hydraulic Shock Absorber* [10]

Sistem suspensi hidrolik (*hydraulic suspension*) seperti pada gambar 2.6 adalah jenis sistem suspensi yang biasa digunakan pada kendaraan mobil. Pada sistem suspensi hidrolik ini menggunakan minyak sebagai fluida kerja pada silinder hidrolik. Sistem suspensi bekerja dalam dua siklus yaitu siklus kompresi dan siklus ekspansi.

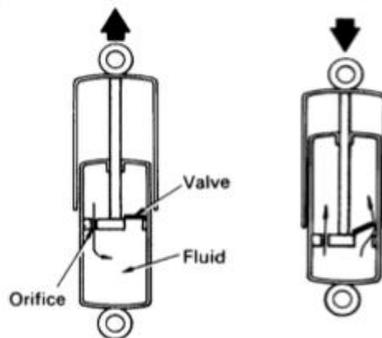
a. Siklus Kompresi

Saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan *shock absorber* memendek. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Minyak *shock absorber* yang berada di bawah piston akan naik ke ruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran *orifice* tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan di bawah piston, sehingga ketika minyak *shock absorber* berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh *shock absorber*

dan akibatnya menutup saluran *orifice*. Jadi minyak *shock absorber* akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas suspensi karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah.

b. Siklus Ekspansi

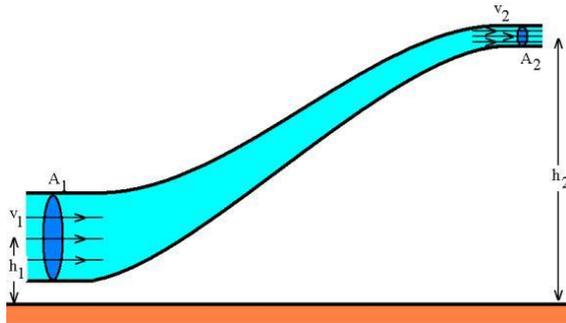
Pada saat ekspansi (gambar 2.7), piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak *shock absorber* yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston, maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena katup ini terletak di atas piston. Minyak *shock absorber* ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup tertutup. Pada saat itu, minyak *shock absorber* hanya dapat turun melalui saluran *orifice* kecil, karena saluran kecil maka minyak *shock absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah atau terhambat. Di saat itulah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.



Gambar 2.7 Proses Ekspansi dan Proses Kompresi pada *Shock Absorber* hidrolis [8]

2.2.2 Persamaan pada Mekanisme Hidrolik

a. Persamaan Bernoulli



Gambar 2.8 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa [6]

Pada gambar 2.8 dapat dimodelkan secara matematis dengan persamaan Bernoulli [6], yaitu:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \dots\dots\dots (2.1)$$

$h_1=h_2$, sehingga persamaan menjadi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{v_2^2}{2} \dots\dots\dots (2.2)$$

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \dots\dots\dots (2.3)$$

Keterangan:

p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)

p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)

v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1(m/s)

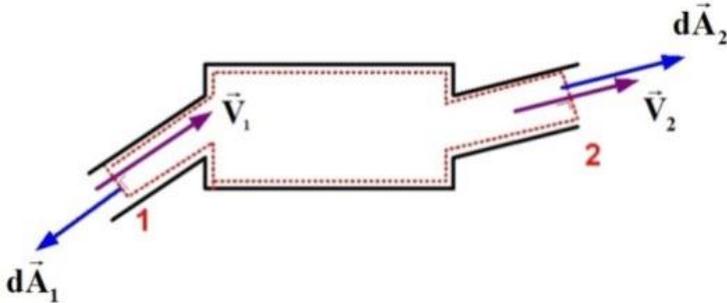
v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2(m/s)

h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)

h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)

g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

b. Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2.9 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume [6]

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{\text{system}} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \dots\dots\dots (2.4)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \dots\dots\dots (2.5)$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

V : volume fluida (m^3)

\vec{V} : kecepatan (m/s)

A : luas area (m^2)

c. Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain

dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama [6], secara matematis dinyatakan :

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

P : Tekanan (Pa)

F : Gaya (N)

A : luasan (m²)

d. Sistem Ekspansi dan Kompresi pada Sistem Hidrolik

1) Ekspansi

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= Q_{\text{orifice}} \\
 A_1 \cdot V_1 &= A_{\text{orifice}} \cdot V_{\text{orifice}} \\
 V_{\text{orifice}} &= \frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \times V_1 \dots\dots\dots (2.8) \\
 A &= \frac{1}{4} \pi D_{\text{piston}}^2
 \end{aligned}$$

Lakukan substitusi persamaan (2.4) dengan persamaan (2.8),didapatkan :

$$\begin{aligned}
 \frac{p_{\text{orifice}}}{\rho} + \frac{V_{\text{orifice}}^2}{2} &= \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} \\
 \frac{p_{\text{orifice}}}{\rho} + \frac{\left[\frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \times V_1 \right]^2}{2} &= \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} \\
 \Delta p &= \frac{\rho}{2} V_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right) \dots\dots\dots (2.9)
 \end{aligned}$$

Persamaan gaya redaman (2.7) berubah menjadi:

$$\begin{aligned}
 F_d &= \Delta P A_1 \\
 F_d &= \frac{\rho}{2} V_1^2 A_1 \left[\left(\frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right] \dots\dots\dots (2.10)
 \end{aligned}$$

Dimana:

Q₁ : Debit minyak saat proses ekspansi

A₁ : Luasan terjadinya proses ekspansi

V_1 : Kecepatan aliran fluida saat terjadinya proses ekspansi

2) Kompresi

$$Q_2 = Q_{orifice}$$

$$A_2 V_2 = A_{orifice} \cdot V_{orifice} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$V_{orifice} = \frac{A_2}{A_{orifice}} \times V_2 \dots\dots\dots (2.12)$$

Lakukan substitusi persamaan (2.4) dengan persamaan (2.12),didapatkan :

$$\frac{p_{orifice}}{\rho} + \frac{V_{orifice}^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\frac{p_{orifice}}{\rho} + \frac{\left[\frac{A_2}{A_{orifice}} \times V_2 \right]^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2}$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} V_2^2 \left[\left(\frac{A_2}{A_{orifice}} \right)^2 - 1 \right] \dots\dots\dots (2.14)$$

Persamaan gaya redaman (2.14) menjadi:

$$F_d = \Delta P A_2$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} V_2^2 A_2 \left[\left(\frac{A_2}{A_{orifice}} \right)^2 - 1 \right] \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana:

Q_2 : Debit minyak saat proses ekspansi

A_2 : Luasan terjadinya proses ekspansi

V_2 : Kecepatan aliran fluida saat terjadinya proses ekspansi

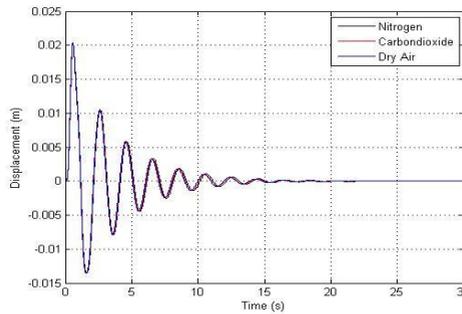
2.2.3 Penelitian Terdahulu

a. Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* pada Pesawat Boeing 747-400 Saat *Landing* dan *Take-Off* [7]

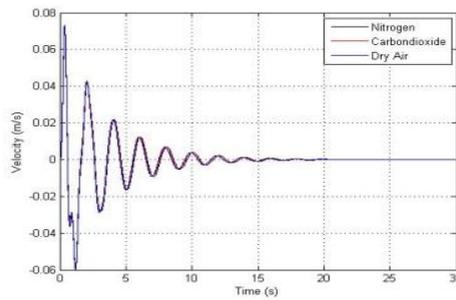
Penelitian mengenai sistem suspensi *hydro-pneumatic*, telah dilakukan oleh Yunita Hestiningrum pada tahun 2015 dan dimuat dengan judul “Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang

Pesawat Boeing 747-400 saat Proses *Landing* dan *Takeoff* tetapi diterapkan pada sistem suspensi pesawat terbang. Melalui model matematis dan pemodelan dengan software Matlab, penelitian ini menjelaskan dan membahas karakteristik sistem suspensi *landing gear* pasif dengan perubahan parameter. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan bump modified.

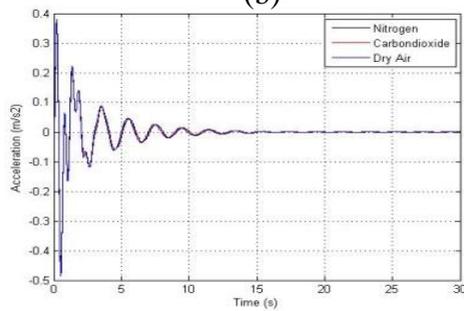
Dari sistem suspensi oleo-pneumatic didapatkan bahwa semakin kecil luas penampang *orifice* (A_o), maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar, Semakin besar tekanan awal gas (p_0) yang digunakan pada sistem suspensi *oleo-pneumatic*, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar [7]. Dan semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Pada sistem pesawat terbang dengan penambahan system suspensi oleo-pneumatic untuk input bump modified (kondisi landing), seluruh respon merupakan respon transient dan mencapai kondisi steady state kurang dari 25 detik terlihat pada gambar 2.10. Sedangkan untuk input sinusoidal (kondisi takeoff) dengan kecepatan pesawat terbang saat takeoff yaitu sebesar 196 knots = 362,992 km/jam, respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan dari penumpang mencapai kondisi steady state sebelum 15 detik terlihat pada gambar 2.11. Dari ketiga jenis gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631. Hasil simulasi dapat dilihat di gambar 2.10 dan 2.11.



(a)

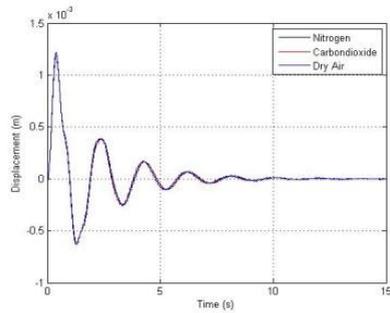


(b)

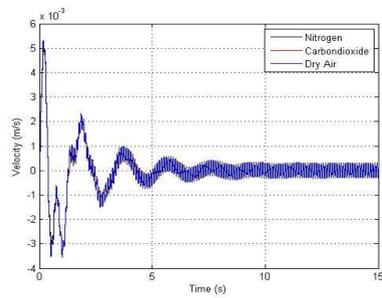


(c)

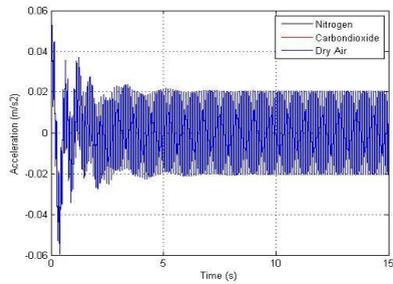
Gambar 2.10 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbang terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$) [7]



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.11 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbang terhadap waktu dengan input sinusoidal [7]

Kesimpulan dari penelitian ini adalah [7]:

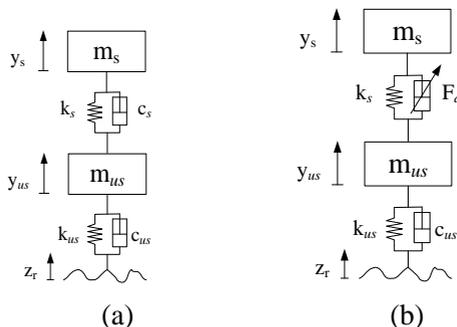
1. Semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan.
2. Semakin besar frekuensi, maka gaya pegas yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, dan perpindahan berbanding lurus dengan gaya pegas yang dihasilkan.
3. Semakin kecil luas penampang *orifice* (A_o) yang digunakan pada sistem suspensi *oleo-pneumatic*, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya redam yang digunakan pada silinder hidrolis, yaitu kuadrat luas penampang *orifice* (A_o^2) berbanding terbalik dengan gaya redam yang dihasilkan (F_d).
4. Semakin besar tekanan awal gas (p_0) yang digunakan pada sistem suspensi *oleo-pneumatic*, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya pegas yang digunakan pada silinder hidrolis, yaitu tekanan awal gas (p_0) berbanding lurus dengan gaya pegas yang dihasilkan (F_k).

b. Modeling and Analyzing Dynamic Response and Energy from Hydro-Magneto Electric Regenerative Shock Absorber in Truck Suspension System with 4000 cc Engine Capacity [14]

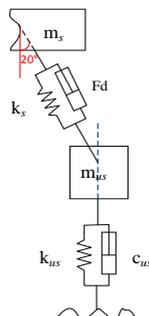
Pada tahun 2015, Tri Ayu Rachmawati melakukan penelitian pemodelan dan analisa pemanfaatan energi sistem suspensi truk terbuang menjadi energi listrik dengan menggunakan HMERSA yang sudah dikembangkan oleh laboratorium jurusan vibrasi dan dinamis ITS. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap sistem *Hydro Magneto*

Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) pada kendaraan truk.

Dalam pemodelan dinamis yang digunakan pada penelitian ini adalah dengan memodelkan truk tampak depan dengan shock absorber yang mempunyai kemiringan sudut 20° . Nantinya akan dilakukan perhitungan yang seolah-olah menggambarkan bahwa shock absorber tersebut diluruskan dengan menggunakan perhitungan sudut, yang bertujuan untuk memperoleh nilai F_d yang ada di shock absorber bagian depan truk. Pemodelan matematis sistem dapat dilihat pada gambar 2.12 dan 2.13.

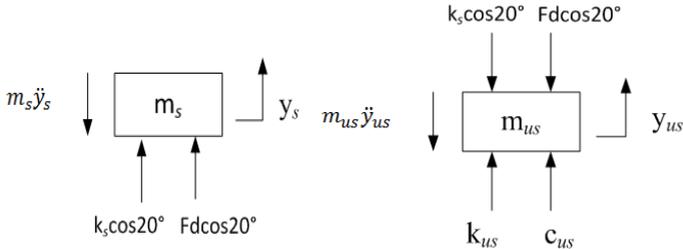


Gambar 2.12 Model matematis seperempat kendaraan truk (a) Tanpa HMERSA, (b) F_d adalah sistem HMERSA [14]



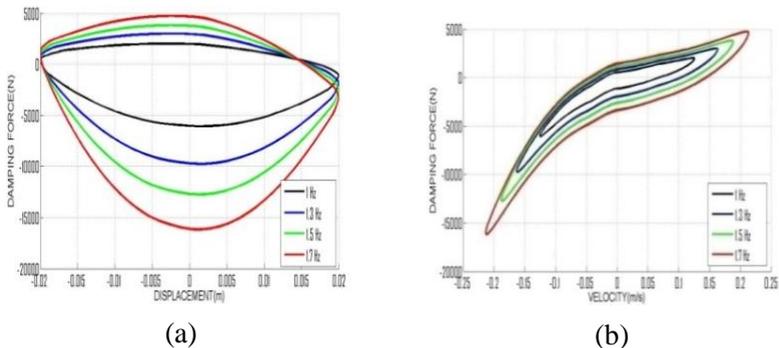
Gambar 2.13 Model matematis seperempat kendaraan truk suspensi miring dengan HMERSA

Setelah melakukan pemodelan dinamis untuk sistem HMERSA dari gambar pada pemodelan 2.13 di atas dapat dibuat *Free Body Diagram* sebagai berikut:

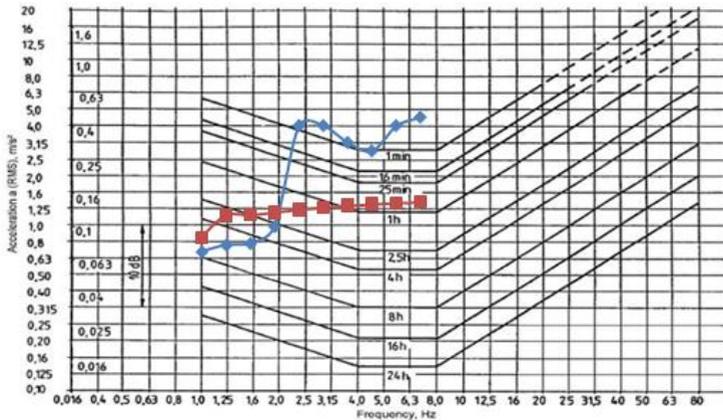


Gambar 2.14 *Free Body Diagram* suspensi miring dengan HMERSA [14]

Dari *free body diagram* didapatkan persamaan gerak dari sistem. Kemudian model matematisnya akan dibuat diagram blok pada MATLAB simulink sehingga didapatkan grafik karakteristik gaya redaman. Untuk selanjutnya, sistem HMERSA di masukkan ke dalam model $\frac{1}{4}$ kendaraan dan dengan langkah yang sama menggunakan MATLAB simulink dan memasukkan input gaya step dan harmonik. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 2.15, 2.16 dan gambar 2.17.

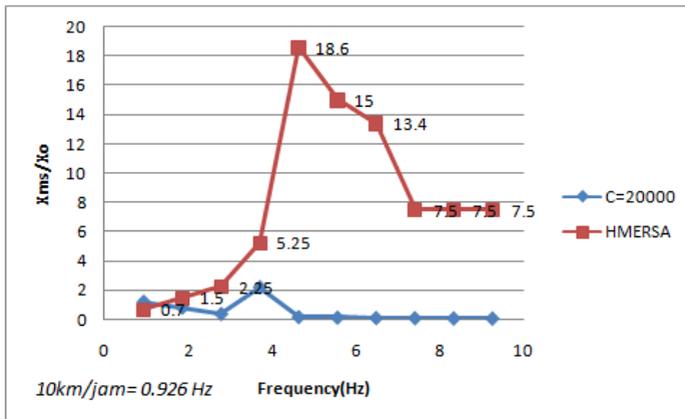


Gambar 2.15 Grafik perbandingan gaya redam terhadap (a) kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi miring [14]



Gambar 2.16 Respon Percepatan RMS *Body* Kendaraan Akibat Input Sinusoidal [14]

Grafik tersebut merupakan grafik ketahanan pengemudi saat berkendara berdasarkan ISO 2631.



Gambar 2.17 Grafik Perbandingan *Displacement Transmissibility* antara *Quarter Car* dengan HMERSA dan konstanta redaman C [14]

Gambar 2.17 merupakan grafik *displacement transmissibility* dengan variasi kecepatan 10-100 km/jam dari sistem HMERSA dan sistem peredam konvensional dengan koefisien redaman ($C=20.000$ Ns/m). Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa [14]:

1. Pada silinder hidrolik pasangan 5 cm dan 3 cm semakin besar frekuensi input sinusoidal maka semakin besar gaya redam yang dihasilkan.
2. Untuk respon dinamis pada HMERSA suspensi miring menghasilkan gaya redam yang lebih kecil daripada suspensi tegak dikarenakan ada pengaruh sudut.

2.3 Torsional Vibration Absorber

Ada banyak cara untuk menyimpan energi, di antaranya yaitu ikatan kimia pada bahan bakar, energi untuk memisah ion-ion pada baterai, energi potensial gravitasi pada pompa hidrolik, atau energi kinetik pada *flywheel*. Pada *flywheel*, inersia dari massa yang berputar digunakan untuk menyimpan energi [4].

Variabel dinamis dari *Torsional Vibration Absorber* meliputi perpindahan sudut atau *angular displacement* yaitu θ , kecepatan sudut atau *angular velocity* yaitu $\dot{\theta}$ atau ω , percepatan sudut atau *angular acceleration* yaitu $\ddot{\theta}$ atau $\dot{\omega}$ atau α , Torsi yaitu T dan Power atau P . Sedangkan untuk parameter atau konstanta adalah momen inersia polar (J), konstanta pegas torsional (k_t) dan koefisien redaman torsional (c_t).

Pemodelan matematis dapat diturunkan menggunakan hukum II Newton. Selain itu juga dapat menggunakan cara lain. Dengan mempertimbangkan benda bebas dari *disc* dan penurunan persamaan dengan menggunakan hukum II Newton yaitu [11]:

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \cdot J_i \theta_i = \sum_j M_{ij} \text{ untuk massa } I \dots\dots (2.16)$$

Dimana $\sum_j M_{ij}$ adalah jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia ke- i (J_i). Jadi untuk getaran bebas tanpa momen gaya, dapat dirumuskan dengan

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots\dots\dots (2.17)$$

Sedangkan ketika ada momen gaya yang bekerja persamaan menjadi,

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \cdot \sum_j M_{ij} \dots\dots\dots (2.18)$$

J_0 adalah momen inersia polar, θ adalah perpindahan sudut, k_t adalah konstanta pegas torsional dan M_t adalah momen eksitasi.

Sedangkan dalam beberapa kasus terdapat getaran torsional dengan menggunakan model redaman *viscous damping*. Penurunan persamaan gerak dengan menggunakan hukum II Newton adalah

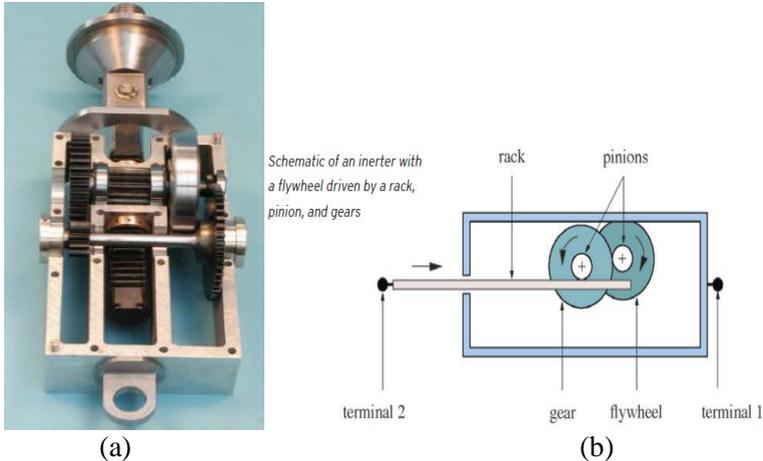
$$J_0 \ddot{\theta} + c_t \dot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana J_0 adalah momen inersia polar, θ adalah perpindahan sudut, k_t adalah konstanta pegas torsional dan c_t adalah koefisien redaman torsional [11].

2.3.1 Penelitian Terdahulu

a. *Synthesis of Mechanical Networks: The Inerter* [5]

Penelitian mengenai modifikasi *shock absorber* telah dilakukan oleh Malcolm C. Smith, dkk. pada tahun 2002 dan dimuat dalam jurnal *IEE Transactions On Automatic Control* dengan judul “*Synthesis of Mechanical Networks: The Inerter*”. Pada penelitian ini, Malcolm membuat sebuah alat mekanis yang diterapkan sebagai *shock absorber*, dan disebut dengan *inerter*. Konsep dari *inerter* dianalogikan sebagai hubungan antara sistem dan *mechanical* dengan sistemelectrical. Seperti gaya dengan arus, kecepatan dengan voltase, pegas dengan induktor, *damper* dengan *resistor*, energi kinetik dengan energi listrik, dan energi potensial dengan energi magnetik. Bentuk *inerter* dapat dilihat pada gambar 2.18.



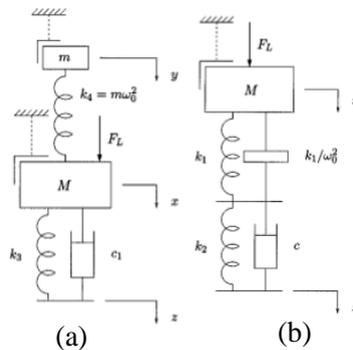
Gambar 2.18 (a) Bentuk inertor (b) Bentuk skema mekanis dari inertor [5]

Agar suatu massa dapat memiliki getaran sinusoidal yang stabil, maka perlu ditambahkan suatu sistem berupa *inertor* pada frekuensi ω_0 konstan yang tidak mengganggu massa tersebut. *Inertor* ini disebut sebagai $Q(s)$, seperti pada gambar 2.19. Massa diberi dengan gaya F_L , perpindahan dari massa dan sistem yaitu x dan z . Dalam mendesain sistem $Q(s)$ yang sebenarnya, jika $z = \sin(\omega_0 t)$ dan $x(t) \rightarrow 0$ dengan $t \rightarrow \infty$, persamaan gerak dari massa M dalam transformasi *Laplace* [5] adalah sebagai berikut:

$$Ms^2 \hat{x} = \hat{F}_L + sQ(s)(\hat{z} - \hat{x})$$

$$\hat{x} = \frac{1}{Ms^2 + sQ(s)} \hat{F}_L + \frac{Q(s)}{Ms + Q(s)} \hat{z}$$

Selanjutnya, Malcolm membandingkan respon dinamis dari massa yang ditambahkan sistem suspensi *inertor* dengan massa yang sistem suspensi konvensional, seperti pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Massa yang ditambahkan sistem (a) suspensi *inert* dan (b) sistem suspensi konvensional [5]

Pada gambar 2.19 (b) dimana peredam getaran terdiri dari *spring-mass* yang sistemnya telah terhubung dengan massa M . Dalam transformasi *Laplace*, persamaan geraknya menjadi:

$$ms^2\hat{y} = k_4(\hat{x} - \hat{y})$$

$$Ms^2\hat{x} = \hat{F}_L + k_4(\hat{y} - \hat{x}) + (k_3 + c_1s)(\hat{z} - \hat{x})$$

Dengan \hat{x} dan \hat{y} sebagai berikut:

$$\hat{x} = (1 + s^2/\omega_0^2)\hat{y}$$

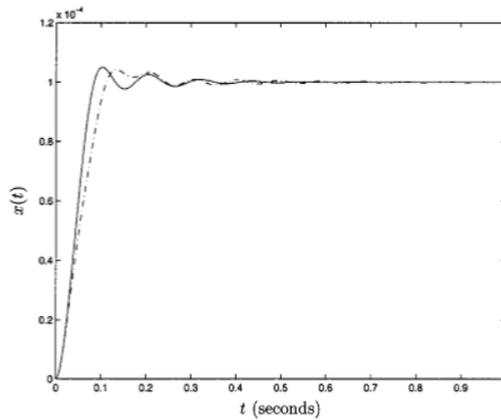
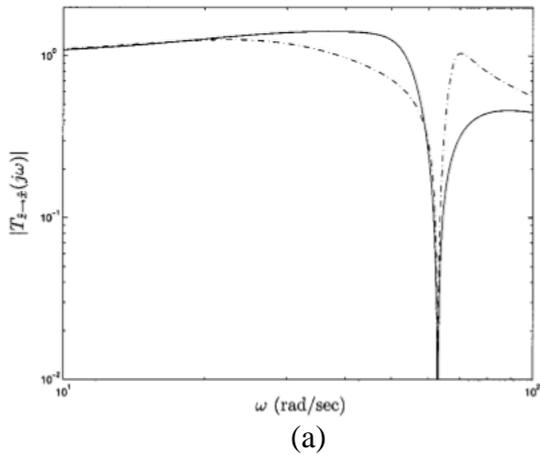
$$\hat{y} = \frac{(k_3 + c_1s)\hat{z} + \hat{F}_L}{(Ms^2 + c_1s + (k_3 + k_4))(1 + s^2/\omega_0^2) - k_4}$$

Saat $F_L = 0$, massa M mempunyai respon amplitudo *steady-state* nol pada eksitasi sinusoidal z dari unit amplitudo dan frekuensi ω_0 ketika amplitudo *steady-state* yang diterima oleh massa m adalah $\left(\sqrt{k_3^2 + c_1^2\omega_0^2}\right)/k_4$ [5]. Hal ini terbukti bahwa amplitudo osilasi dari massa m bernilai besar jika

k_4 sebanding dengan $\sqrt{k_3^2 + c_1^2 \omega_0^2}$. Dalam pelaksanaannya, m dan k_4 membutuhkan nilai yang cukup besar untuk menghindari osilasi yang berlebihan pada m . Kondisi tersebut menimbulkan kerugian yang tidak diinginkan ketika menambahkan nilai massa berlebih pada M .

Untuk menghindari kerugian tersebut, solusinya adalah menggunakan *inertor* seperti yang terlihat pada gambar 2.19 (a). Kerugian tersebut dapat teratasi oleh *inertor* $Q(s)$ yang ditambahkan pada massa M . k_1 mempengaruhi *transient response* pada eksitasi dari sistem tersebut, juga respon pada beban F_L . Secara khusus, kekakuan pegas statis yang berada di bawah beban F_L besarnya sama dengan $k_1 k_2 / (k_1 + k_2)$, dengan nilai k_1 tidak boleh terlalu kecil dibandingkan dengan nilai k_2 untuk massa M . Tidak seperti peredam getaran pada gambar 2.2. (b) yang tidak memiliki dasar untuk meningkatkan k_1 di atas *ground* pada penambahan massa ke dalam sistem.

Berdasarkan pada pembahasan penelitian tersebut, dapat disimpulkan bahwa *inertor* memberikan alternatif untuk mengatasi masalah peredaman getaran yang masih konvensional (standar). Hasil respon frekuensi dan respon perpindahan *inertor* lebih stabil dibandingkan dengan sistem suspensi konvensional, seperti yang terlihat pada grafik gambar 2.20



Gambar 2.20 Grafik respon frekuensi (a) dan respon perpindahan (b) pada sistem suspensi *inertor* dan sistem suspensi konvensional [5].

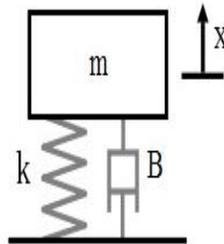
2.4 Motion of Base

Getaran didefinisikan sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya. Secara

umum, sistem getaran termasuk sarana untuk menyimpan energi potensial (pegas), sarana untuk menyimpan energi kinetik (massa atau inersia), dan sarana untuk menghilangkan energi secara bertahap (peredam). Jika sistem teredam, beberapa energi akan terdisipasi ke dalam siklus getaran dan harus digantikan dengan sumber eksternal jika keadaan getaran stabil yang diinginkan. Sistem getaran yang sederhana meliputi massa, pegas, dan peredam [11].

Getaran dapat diklasifikasikan menjadi:

- *Free vibration* (gambar 2.21), terjadi ketika sistem mekanik berangkat dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas.
- *Free vibration with damping*

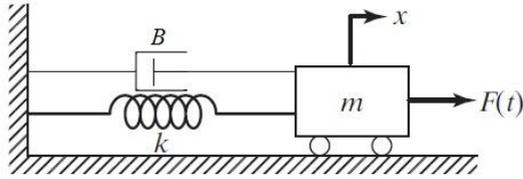


Gambar 2.21 Contoh sederhana dari sistem *free vibrations with damping* [11]

Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.21:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots (2.20)$$

- *Forced vibration*, terjadi jika sistem mekanik terkena gaya luar. Untuk lebih mudah *forced vibration with damping* dapat dilihat di gambar 2.22.
- *Forced vibration with damping*



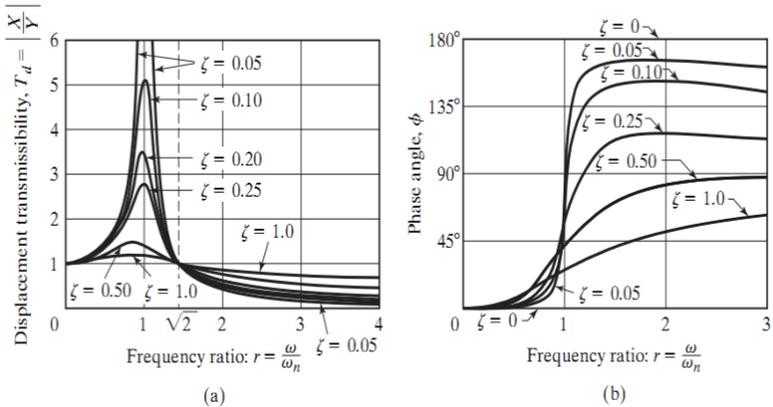
Gambar 2.22 Contoh sederhana dari sistem *forced vibration with damping* [11].

Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.22:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = F(t) \dots\dots\dots (2.21)$$

2.5 Transmisibilitas Perpindahan (*Displacement Transmissibility*)

Rasio dari amplitudo respon $x_p(t)$ terhadap *basemotion* $y(t)$, yaitu $\frac{X}{Y}$, disebut dengan *displacement transmissibility* [11]. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.23 di bawah ini.



Gambar 2.23 Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r [11]

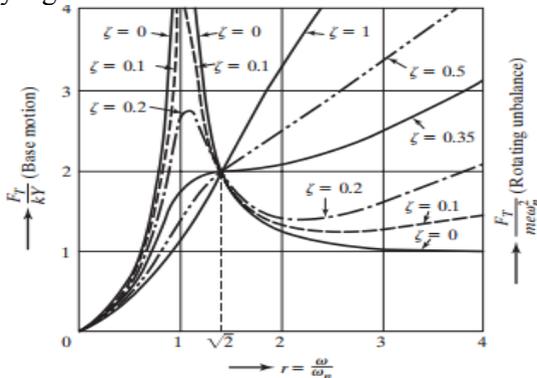
Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.23, yaitu:

1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya.
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (2.22)$$

2.6 Transmisibilitas Gaya (Force Transmissibility)

Rasio dari F_T/kY diketahui sebagai *force transmissibility* dengan catatan gaya yang ditransmisikan berada pada fase yang sama dengan gerakan dari massa $x(t)$. Variasi dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan (*base*) dengan rasio frekuensi r dapat dilihat pada gambar 2.24. untuk nilai *damping ratio* (ζ) yang berbeda.



Gambar 2.24 Force Transmissibility [11]

Gaya, F , ditransmisikan ke permukaan jalan atau tumpuan bergantung pada reaksi dari pegas (*spring*) dan *dashpot*. Gaya tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \dots\dots\dots (2.23)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_T \sin(\omega t - \phi) \dots\dots (2.24)$$

Dimana F_T adalah amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan, dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (2.25)$$

2.7 Sistem Pemodelan (Pembentukan *State Variable*)

Untuk mendapatkan respon getaran dari sistem, digunakan *software* Simulink Matlab. Namun dalam *software* ini, persamaan gerak yang didapat tidak dapat langsung diproses di Simulink, melainkan harus diubah menjadi bentuk *state variable* [1]. Dengan asumsi sebagai berikut:

$$\dot{x} = v \text{ dan } \dot{v} = \dot{v} \dots\dots\dots (2.26)$$

maka persamaan gerak $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$ menjadi

$$m\dot{v} + cv + kx = F(t) \dots\dots\dots (2.27)$$

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [F(t) - cv - kx] \dots\dots\dots (2.28)$$

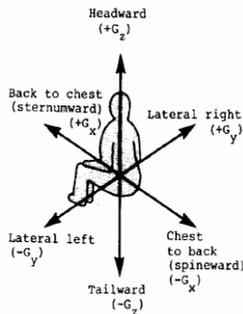
Untuk persamaan gerak translasi, matriks yang terbentuk adalah sebagai berikut:

$$\begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ v \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \{F(t)\} \dots\dots\dots (2.29)$$

Persamaan 2.29 di atas kemudian dituliskan ke dalam blok diagram Simulink.

2.8 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkaskan G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah $9,81 \text{ m/s}^2$ dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G. Toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar 2.25. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia [12]



Human Tolerance Limits

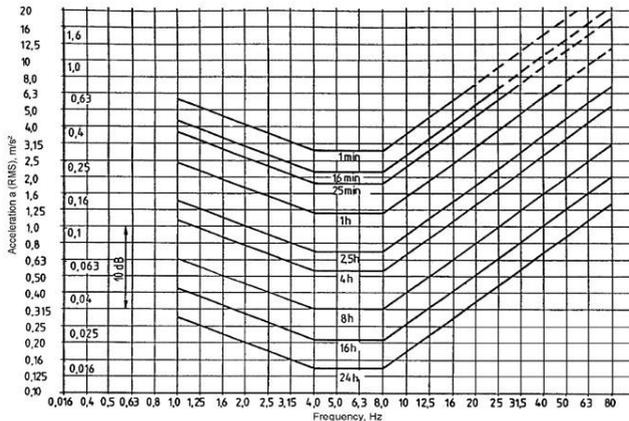
Direction of Accelerative Force	Occupant's Inertial Response	Tolerance Level
Headward (+ G _z)	Eyeballs Down	20-25 G
Tailward (- G _z)	Eyeballs Up	15 G
Lateral Right (+ G _y)	Eyeballs Left	20 G
Lateral Left (- G _y)	Eyeballs Right	20 G
Back to Chest (+G _x)	Eyeballs Out	45 G
Chest to Back (- G _x)	Eyeballs In	45 G

Note: Reference: Crash Survival Design Guide, TR 79-22.

(0.10 Second time duration of crash pulse; full restraint)

Gambar 2.25 Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima [12]

Untuk kriteria ketahanan pengemudi berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631 [9], ditampilkan pada gambar 2.26 dibawah ini.



Gambar 2.26 Grafik percepatan RMS (*Root Mean Square*) berdasarkan ISO 2631 [9]

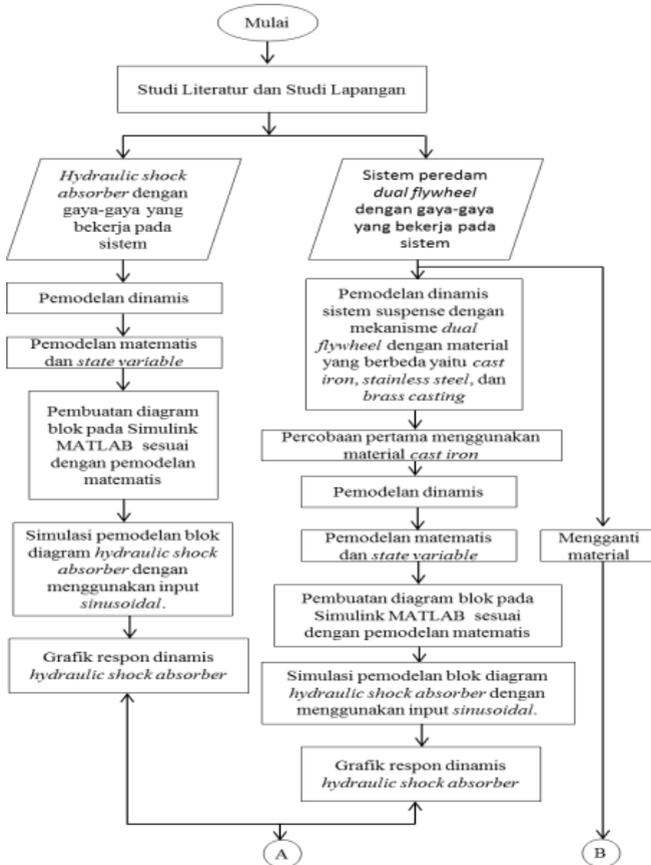
Selain berdasarkan tingkat kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan tingkat keamanan. Suspensi dapat dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm.

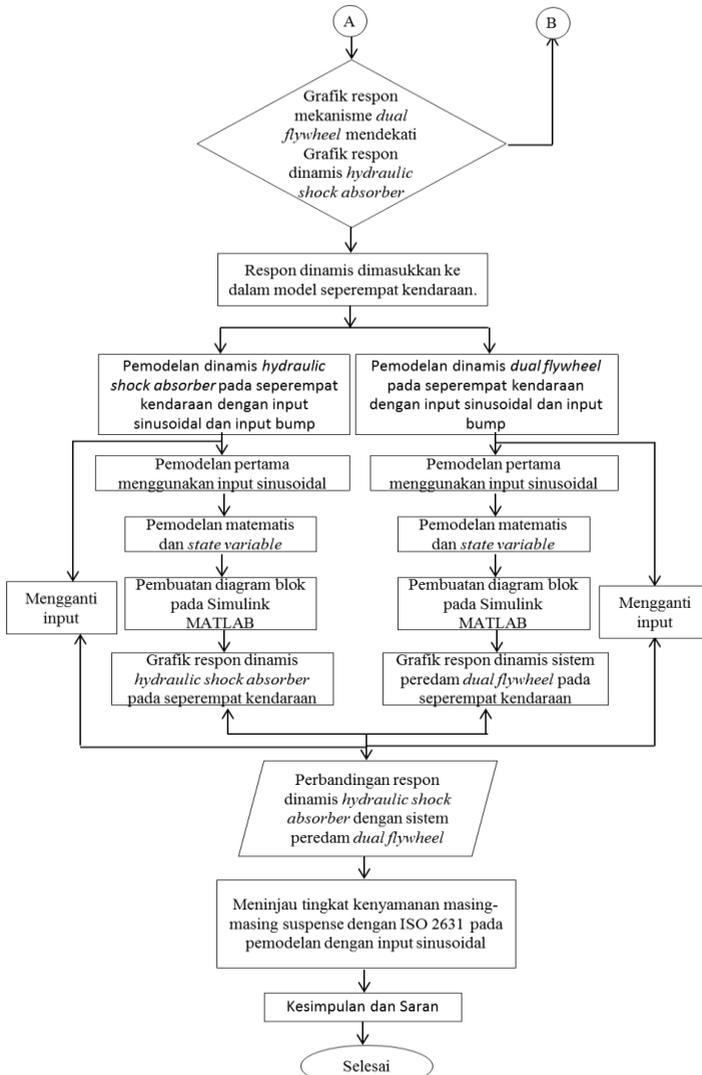
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui perbandingan respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada sistem suspensi mobil *Multiple Purpose Vehicle* (MPV) yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dan modifikasi *shock absorber* sistem peredam *dual flywheel*. Berikut diagram alir pada gambar 3.1 dari pembuatan Tugas Akhir ini:





Gambar 3.1 Flowchart langkah-langkah penelitian

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada Gambar 3.1, dimulai dari studi literatur dan studi lapangan mengenai sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan pengembangan *Torsional Vibration Absorber* yaitu penggunaan modifikasi *shock absorber* dengan sistem peredam *dual flywheel* sebagai peredam pada mobil seperempat kendaraan. Langkah selanjutnya yaitu pemodelan matematis untuk masing-masing sistem suspensi. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan input sinusoidal. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redam dengan variasi dimensi *shock absorber* (luas penampang orifice).

Kemudian, sistem suspensi *hydraulic shock absorber* maupun peredam dengan penggunaan dengan sistem peredam *dual flywheel* ini dipasangkan pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan melakukan langkah yang sama pada masing-masing sistem suspensi tersebut, yaitu dengan membuat model fisik dan model matematis. Selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem suspensi yang menggunakan *hydraulic shock absorber* maupun suspensi yang menggunakan peredam dengan penggunaan dengan sistem peredam *dual flywheel*. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram dengan input sinusoidal. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari penumpang kendaraan mobil tipe MPV dengan penambahan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* maupun suspensi yang menggunakan peredam dengan penggunaan dengan sistem peredam *dual flywheel*. Setelah itu dilakukan analisis dari grafik tersebut dan membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat yang berhubungan dengan kenyamanan penumpang dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam membandingkan dan menganalisis sistem suspensi yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dan menggunakan sistem peredam yang menggunakan sistem peredam *dual flywheel* pada mobil. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi, *Torsional Vibration Absorber*, sistem hidrolik, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan sistem suspensi dengan peredam sistem peredam *dual flywheel* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang meliputi dimensi *shock absorber*, dimensi dari sistem peredam *dual flywheel*, massa mobil saat kosong dan massa maksimum mobil dengan adanya penumpang, dan kecepatan mobil saat berjalan.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan meliputi penentuan dimensi pada mobil didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dan Suspensi dengan Sistem Peredam *Dual Flywheel*

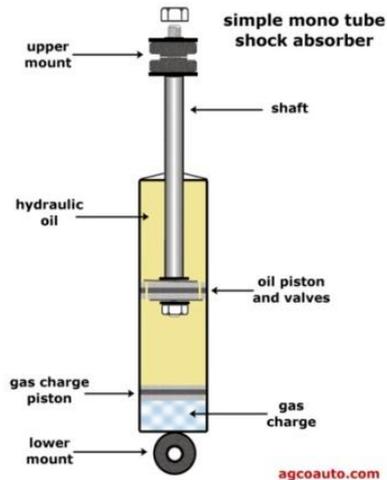
3.3.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi

a. *Hydraulic Shock Absorber*

Model sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada mobil digambarkan seperti gambar 3.2. Peredam (*absorber*)

adalah komponen utama dari sistem suspensi yang berguna untuk meredam gaya isolasi dengan merubah energy kinetic dari gerakan suspensi menjadi energy panas yang dapat di hasilkan oleh cairan hidrolik. Sistem ini terdiri dari ruang bawah dan atas dengan luasan tertentu. Kedua ruang tersebut dihubungkan oleh sebuah lubang kecil (*orifice*) berdiameter D_o . Volume atas pada ruang atas dan bawah dipenuhi dengan fluida hidrolik. Desain absorber ini menghasilkan gaya pegas dan gaya redam sekaligus. Saat mobil berjalan, *shock-strut* mengalami kompresi dan ekspansi.

Gerakan ini mendorong minyak mengalir melalui *orifice*, yang menghilangkan sejumlah energi akibat *impact* atau eksitasi. saat proses kompresi, minyak mengalir dari ruang bawah ke ruang atas. Ketika energi yang tersimpan ini dilepaskan pada proses ekspansi, *shock-strut* memanjang dan minyak mengalir dari ruang atas ke ruang bawah, sehingga menghilangkan energi *impact* atau eksitasi tersebut. Siklus kompresi dan ekspansi ini terus terjadi hingga seluruh energi *impact* atau eksitasi saat mobil berjalan menghilang. Pemodelan pada *hydraulic shock absorber* dijelaskan pada gambar 3.2

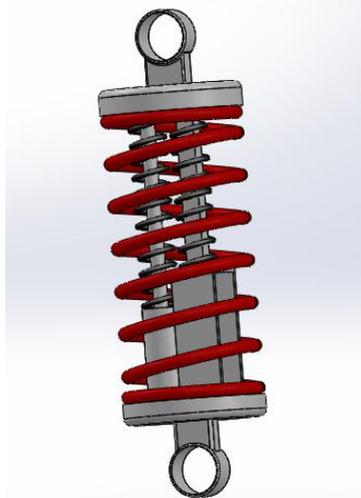


Gambar 3.2 Pemodelan *Hydraulic Shock Absorber*

b. Sistem Peredam *Dual Flywheel*

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis pengaruh perubahan parameter yang menghasilkan grafik karakteristik torsi redam dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional pada sistem peredam *dual flywheel* dengan input *sinusoidal*. Pada sistem ini memanfaatkan banyaknya massa *flywheel* untuk menambah besarnya gaya *Inertia* sehingga semakin banyak energi yang diserap. Dengan begitu inerter dapat meredam getaran lebih baik.

Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui parameter yang paling baik dari hasil torsi redam yang paling baik. Dan kemudian parameter yang terbaik dari peredam dengan sistem peredam *dual flywheel* ini nantinya akan ditambahkan pada sistem pemodelan seperempat kendaraan. Gambar fisik dari peredam *dual flywheel* dapat dilihat di gambar 3.3.



Gambar 3.3 Pemodelan *dual flywheel*

3.3.2 Pemodelan Matematis dari Sistem Suspensi**a. *Hydraulic Shock Absorber***

Dengan menggunakan penurunan gaya Bernoulli dan hukum pascal akibat proses ekspansi dan kompresi pada fluida

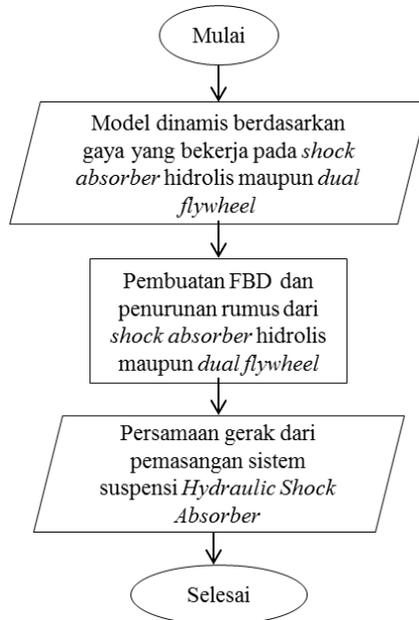
minyak maka akan didapatkan perumusan matematis dari gaya redam yang akan dihasilkan. Untuk lebih mudahnya proses perhitungan matematis dapat dilihat pada *flowchart* gambar 3.4 berikut ini:



Gambar 3.4 *Flowchart* pemodelan matematis

b. Peredam dengan Sistem *Dual Flywheel*

Setelah menggambarkan pemodel dinamis maka dapat dilihat *free body diagram* dari gaya-gaya yang bekerja. Selanjutnya didapatkan persamaan gerak dari sistem tersebut dengan meninjau semua gaya yang ada. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan kedalam *flowchart* seperti gambar 3.5 dibawah ini.



Gambar 3.5 *Flowchart* Pemodelan matematis sistem peredam *dual fly wheel*

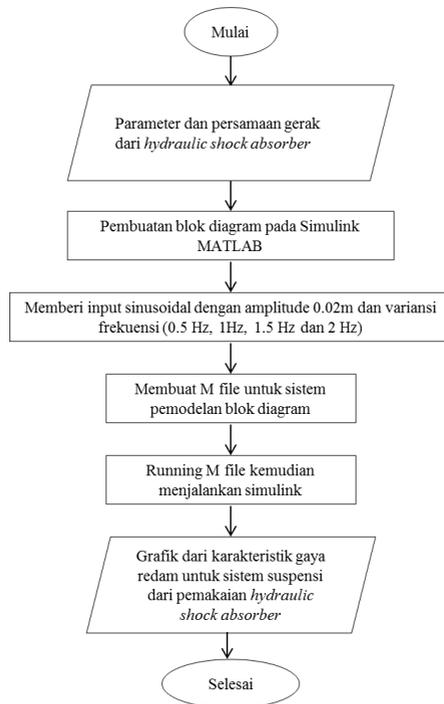
3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi

a. Hydraulic Shock Absorber

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi dari suspensi *Hydrolic Shock Absorber*. Parameter yang digunakan dijelaskan pada tabel 3.1 sedangkan *flowchart* pembuatan blok simulasi dijelaskan di gambar 3.6.

Tabel 3.1 Parameter sistem suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Parameter	Nilai
Diameter silinder hidrolis (D_p)	0,04 m
Diameter piston rod (D_{pr})	0,03 m
Diameter <i>orifice</i> 1 (D_e)	0,0028 m
Diameter <i>orifice</i> 2 (D_k)	0,005 m
Massa jenis minyak (ρ)	860 Kg/m ³



Gambar 3.6 Flowchart pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi *Hydrolic Shock Absorber*

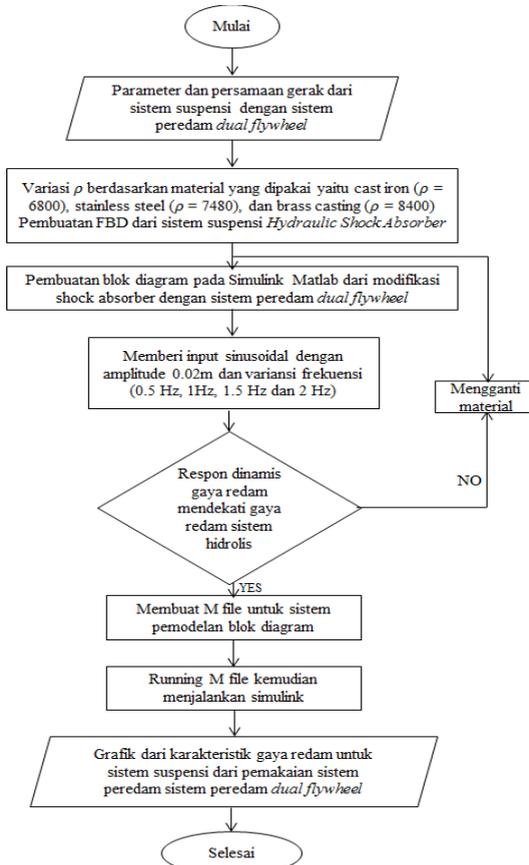
b. Peredam dengan Sistem Peredam *Dual Flywheel*

Pada Pemodelan ini diberikan variasi material yang digunakan pada ρ *flywheel* yaitu cast iron ($\rho = 6800 \text{ kg/m}^3$), stainless steel ($\rho = 7480 \text{ kg/m}^3$), bruss casting ($\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$) sehingga dapat ditemukan gaya redam terbaik yang bisa digunakan untuk pemodelan seperempat kendaraan.

Pada pemodelan akan diberikan input sinusoidal dengan input amplitudo sebesar 0.02m dan variasi frekuensi dengan kenaikan 0,5 Hz (dari 0,5Hz-2Hz) sedangkan parameter yang digunakan akan dijelaskan pada tabel 3.1 dan untuk *flowchart* pembuatan blok simulasi akan dijelaskan pada gambar 3.7.

Tabel 3.2 Parameter sistem peredam dengan mekanisme *Dual Flywheel*

Parameter	Nilai
Radius pinion	30 mm
Radius flywheel	40 mm
Ketebalan flywheel	30 mm



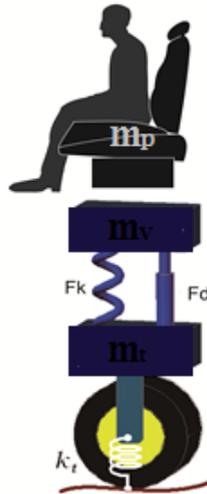
Gambar 3.7 Flowchart pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi sistem peredam *dual flywheel*

3.3.4 Analisis Grafik Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* sistem peredam dengan mekanisme *Dual Flywheel*

Setelah dilakukan pemodelan dan dihasilkan grafik, grafik tersebut dianalisis dan diambil kesimpulan. Kemudian dipilih salah satu hasil dari variasi diameter *orifice* tersebut yang memiliki gaya redam terbaik, serta dengan variasi yang dimasukkan dan didapatkan grafik karakteristik gaya redam. Grafik gaya redam yang dihasilkan adalah gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan variasi frekuensi dari 0.5 Hz sampai 2 Hz dengan input amplitude sebesar 0.02m. Kemudian dari perhitungan ini hasilnya akan dimasukkan kedalam pemodelan seperempat kendaraan.

3.4 Pemodelan dan Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dan Gaya tekan Ban dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dan Sistem Peredam Mekanisme *Dual Flywheel*

Untuk memodelkan kedalam seperempat kendaraan hal yang dilakukan adalah memasukkan gaya redam terbaik pada saat pemodelan sistem suspensi kemudian menggantikan gaya redam pada suspensi yang digunakan pada seperempat kendaraan dengan gaya redam dari *shock absorber* yang menggunakan *hydraulic shock absorber* dan juga peredam dengan sistem peredam *dual flywheel*. Pada pemodelan ini m_p yaitu massa dari penumpang, m_v yaitu massa *body* mobil, dan m_t merupakan massa dari ban. F_d merupakan gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi sedangkan F_k adalah gaya pegas dari *vehicle mobil* dan k_t merupakan kekakuan dari ban. Hal ini akan dijelaskan pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 Model dinamis dari sistem seperempat kendaraan

3.4.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dan Gaya tekan Ban dengan Penggunaan Sistem Suspensi

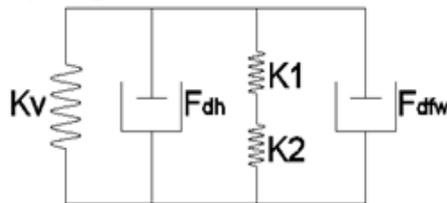
a. *Hydraulic Shock Absorber*

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan seperempat kendaraan dengan dua derajat kebebasan (2 DOF). Pada gambar 3.8 merupakan pemodelan dinamis dari *Hydraulic Shock Absorber* maupun peredam *Dual Flywheel*. Persamaan seperempat kendaraan didapatkan dari penurunan rumus Bernoulli dan hukum pascal yang dihasilkan karena adanya proses ekspansi dan kompresi pada minyak karena gerakan naik turun dari piston di daerah silinder hidrolis.

b. *Sistem Peredam dengan mekanisme Dual Flywheel*

Seperti pada sistem suspensi *Hydraulic Shock Absorber* pemodelan seperempat kendaraan untuk peredam dengan sistem peredam *Dual Flywheel* juga menggunakan dua derajat kebebasan. Hal ini dapat dilihat dari model dinamis pada gambar

3.8. Perbedaan yang dimiliki dari pemodelan seperempat kendaraan *sistem dual flywheel* dengan *shock absorber* hidrolis adalah pada gaya pegas yang digunakan dan gaya redam yang dihasilkan. Pada sistem peredam *dual flywheel* gaya pegas dihasilkan dari penjumlahan pegas dari vehicle dengan yang dimiliki oleh suspensi, sedangkan gaya redam yang dihasilkan merupakan penjabaran dari tiap-tiap komponen gaya pada *free body diagram*. Gambar layout dari susunan pegas *dual flywheel* akan dijelaskan pada gambar 3.9.



Gambar 3.9 Gambar layout gaya pegas dan gaya redam pada *vehicle dual flywheel* yang menggantikan pemodelan suspensi asli seperempat kendaraan

Dimana :

K_v : koefisien vehicle dari mobil avanza 1.3s.

$K_1 = K_2 = K$: koefisien pegas suspensi

3.5 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dan Gaya tekan Ban dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dan Sistem Peredam *Dual Flywheel*

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk sistem seperempat kendaraan mobil yaitu data referensi berdasarkan jurnal. Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem seperempat kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi pada *Hydraulic Shock Absorber* maupun pada sistem peredam dengan sistem peredam *dual flywheel* ini dapat dilihat dari tabel 3.2.

Tabel 3.3 Tabel Spesifikasi mobil MPV yang digunakan dalam perhitungan

Parameter	Nilai
Massa mobil kosong (m_{ap})	920 kg
Massa ban (m_t)	200 kg
Rata-rata massa 1 penumpang (m_p)	70 kg
Konstanta pegas alas duduk (k_p)	143.2 N/m
Koefisien damping alas duduk (c_p)	1408 N.s/m
Konstanta pegas ban (k_t)	212185 N/m
Koefisien damping ban (c_t)	3434 N.s/m
Koefisien pegas <i>layout flywheel</i> (k)	10000 N/m
Koefisien pegas 1 <i>layout flywheel</i> (k_1)	90000 N/m
Koeffisien pegas depan	26100 N/m

3.5.1 Analisis Grafik Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dan Sistem Peredam dengan Sistem Peredam *Dual Flywheel*

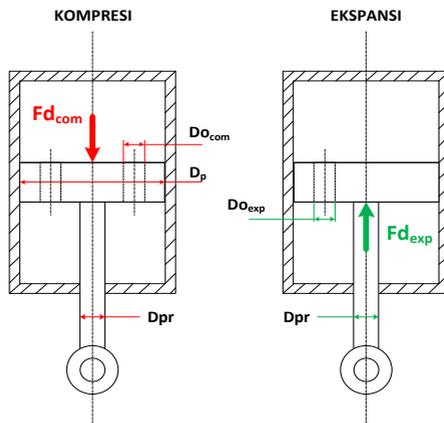
Dari simulasi sistem seperempat kendaraan mobil, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input sinusoidal maupun *bump modified* dengan memodifikasi blok diagram pada Simulink. Grafik-grafik tersebut dianalisis dan dibandingkan.

Selain getaranterus-menerus juga diperhitungkan getaran akibat beban impact untuk dipertimbangkan dalam pemodelan dan menganalisis. Sehingga pemodelan ini diharapkan akan menghasilkan seberapa banyak getaran yang bisa diterima oleh penumpang dengan masing-masing suspense yang digunakan. Selanjutnya dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis yang berhubungan dengan kenyamanan penumpang.

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis *Shock Absorber* Hidrolis

Sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini menggunakan mekanisme hidrolik dengan fluida kerja minyak. Fluida minyak ini berfungsi sebagai *dampers* untuk menghasilkan gaya redam pada saat proses ekspansi dan proses kompresi seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Model dinamis dari suspensi hidrolik *shock absorber*

4.2 Pemodelan Matematis *Shock Absorber* Hidrolis

4.2.1 Gaya Redam (F_d)

Gaya redam dipengaruhi oleh energi fluida inkompresibel dan p_l yang merepresentasikan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan atas. Dari penurunan hukum konservasi massa dan persamaan Bernoulli pada bab 2, maka didapat persamaan sebagai berikut :

$$F_d = \frac{\rho}{2} V_1^2 A_{piston} \left[\left(\frac{A_{piston}}{A_{oriface}} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.1)$$

Karena gaya redam pada *shock absorber* hidrolis dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir melalui *orifice* maka berlaku persamaan berikut:

$$A_{oriface}(\dot{x}_s) = \xi A_0 V_l \quad (4.2)$$

Parameter ξ merupakan koefisien *discharge orifice* yang didapatkan dari eksperimen, $A_{tube} = \pi D_{op}^2 / 4$ merupakan luas penampang *orifice*, V_l merupakan kecepatan minyak yang mengalir melalui *orifice*, $\dot{x}_s = (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$ merupakan kecepatan piston relatif terhadap daerah di luar silinder dari *shock absorber* hidrolis, dan ρ adalah densitas dari minyak. Sehingga persamaan gaya redam untuk satu buah *shock absorber* hidrolis dengan adanya keterkaitan persamaan 4.1 dan 4.2 adalah :

$$F_d = \frac{\rho}{2} \dot{x}_s^2 Ap \left[\left(\frac{A_{piston}}{\xi A_{oriface}} \right)^2 - 1 \right] = \frac{\rho}{2} Ap \left[\left(\frac{A_{piston}}{\xi A_{oriface}} \right)^2 - 1 \right] (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \dots\dots\dots (4.3)$$

Sehingga masing-masing gaya redam pada proses ekspansi dan kompresi adalah:

Gaya Redam (Fd) Saat Kompresi

Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolis di dalam ruang bawah piston. Dan minyak shock absorber yang berada dibawah piston akan naik keruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran orifice tersebut. Sehingga luasan yang dipakai adalah luasan dari piston:

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_p \left[\left(\frac{A_{piston}}{\xi A_{oriface}} \right)^2 - 1 \right] (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \dots\dots\dots (4.4)$$

Gaya Redam (Fd) Saat Ekspansi

Pada saat ekspansi, piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak *shock absorber* yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston, maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Sehingga pada proses ini luasan yang dipakai adalah selisih antara luasan piston dan luasan piston rod, sehingga gaya redam yang dihasilkan adalah :

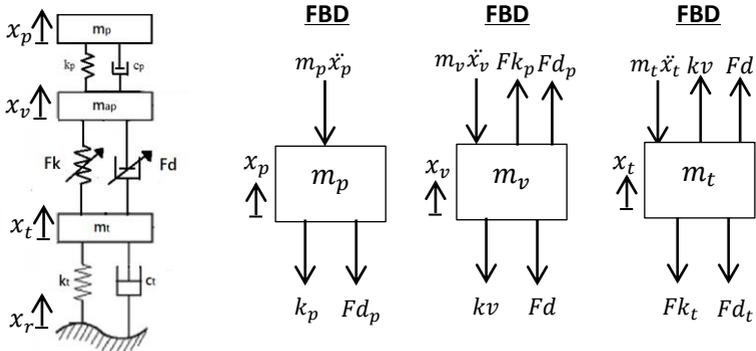
$$F_d = \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{\xi A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \dots\dots\dots (4.5)$$

dimana :

- F_d : Gaya Redam (N)
- A_p : Luasan Piston (m^2)
- A_{pr} : Luasan Piston Rod (m^2)

4.2.2 Pemodelan Matematis Shock Absorber Hidrolis Pada Seperempat Kendaraan

Dari model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.8, akan didapatkan FBD sebagai berikut,



Gambar 4.2 FBD untuk *shock absorber* hidrolis pada seperempat kendaraan

Dimana:

- m_p : Massa dari penumpang
- m_v : Massa dari *vehicle*
- m_t : Massa dari tire
- k_v : koefisien pegas dari *vehicle*

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 4.2 adalah sebagai berikut :

$$- Fk_p - Fd_p - m_p \ddot{x}_p = 0$$

$$k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) + m_p \ddot{x}_p = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p = -k_p(x_p - x_v) - c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [-k_p(x_p - x_v) - c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v)] \dots\dots\dots (4.6)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.6), yaitu :

$$\dot{x}_p = v_p$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [-k_p(x_p - x_v) - c_p(v_p - v_v)]$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 4.2 adalah sebagai berikut :

$$Fk_p + Fd_p - Fk - Fd - m_v \ddot{x}_v = 0$$

$$k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_v(x_v - x_t) - \frac{1}{2}p_0A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] - m_v \ddot{x}_v = 0$$

$$m_v \ddot{x}_v = k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2}p_0A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right]$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2}p_0A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] \right] \dots\dots\dots (4.7)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.7), yaitu :

$$\dot{x}_{ap} = v_v$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v} \left[k_p(x_p - x_{ap}) + c_p(v_p - v_v) - k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2}p_0A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (v_v - v_t)^2 \right] \right]$$

Persamaan matematis dari FBD 3 pada gambar 4.2 adalah sebagai berikut :

$$Fk + Fd - Fk_t - Fd_t - m_t \ddot{x}_t = 0$$

$$k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2}p_0A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] - k_t(x_t - x_r) - c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) - m_t \ddot{x}_t = 0$$

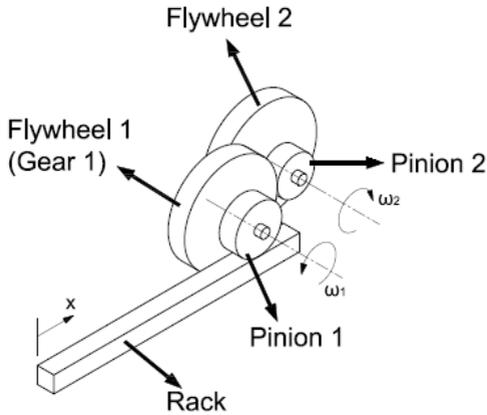
$$\begin{aligned}
 m_t \ddot{x}_t &= k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2} p_0 A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] - \\
 &k_t(x_t - x_r) - c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \\
 \ddot{x}_t &= \frac{1}{m_t} \left[k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2} p_0 A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] - \right. \\
 &k_t(x_t - x_r) - c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \left. \right] \dots\dots\dots (4.8)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.8), yaitu :

$$\dot{x}_t = v_t$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t} \left[k_v(x_v - x_t) + \frac{1}{2} p_0 A \left[\left(\left(\frac{A}{\xi^2 A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \right] - \right. \\
 \left. k_t(x_t - x_r) - c_t(v_t - v_r) \right]$$

4.3 Pemodelan Dinamis *Dual Flywheel*



Gambar 4.3 Model dinamis dari *dual flywheel*

4.4 Pemodelan Matematis *Dual Flywheel*

4.4.1 Gaya Redam

Free Body Diagram

Gaya redam pada sistem suspensi *dual flywheel* adalah gaya yang dihasilkan dari gerak rotasi dari *flywheel*. Karena massa rack diabaikan sehingga gaya redam yang terjadi merupakan gaya contact antara rack dan pinion pertama juga karena gaya contact antara flywheel-1 dan pinion yang ke-2. Sehingga bisa dikatakan bahwa f_c antara rack dan pinion juga flywheel-1 dan pinion yang ke-2 = F_d .

Ditinjau dari flywheel 1 dan pinion 1:

$$\oplus \sum M = 0$$

$$F_d \cdot R_{f1} = (J_{f1} - J_{p1})\ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2)\dot{\theta}_1$$

$$F_d = \left[\frac{1}{R_{f1}} \left((J_{f1} - J_{p1})\ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2)\dot{\theta}_1 \right) \right] \dots \dots \dots (4.9)$$

Ditinjau dari flywheel 2 dan pinion 2:

$$\oplus \sum M = 0$$

$$F_d \cdot R_{f2} = (J_{f2} - J_{p2})\ddot{\theta}_2 + (B_3 + B_4)\dot{\theta}_2$$

$$F_d = \left[\frac{1}{R_{f2}} \left((J_{f2} - J_{p2})\ddot{\theta}_2 + (B_3 + B_4)\dot{\theta}_2 \right) \right] \dots \dots \dots (4.10)$$

Karena adanya gaya contact pada flywheel1 seperti pada gambar 4.3 sehingga berlaku perbandingan ratio girasi yaitu:

$$\frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{R_{F1}}{R_{p2}} \text{ atau } \theta_2 = \frac{R_{p2} \times \theta_1}{R_{F1}} \text{ maka didapatkan:}$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{R_{p2} \times \dot{\theta}_1}{R_{F1}} \dots \dots \dots (4.11)$$

$$\text{dan } \ddot{\theta}_2 = \frac{R_{p2} \times \ddot{\theta}_1}{R_{F1}} \dots \dots \dots (4.12)$$

dengan mensubstitusi persamaan (4.9), (4.10), (4.11) dan (4.12) sehingga gaya redam menjadi:

$$\left[\frac{1}{R_{f1}} \left((J_{f1} - J_{p1}) \ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2) \dot{\theta}_1 \right) \right] = \left[\frac{1}{R_{f2}} \left((J_{f2} - J_{p2}) \ddot{\theta}_2 + (B_3 + B_4) \dot{\theta}_2 \right) \right]$$

$$\left[\frac{1}{R_{f1}} \left((J_{f1} - J_{p1}) \ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2) \dot{\theta}_1 \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{f2}} \left((J_{f2} - J_{p2}) \ddot{\theta}_2 + (B_3 + B_4) \dot{\theta}_2 \right) \right] = F_d$$

$$\left[\frac{1}{R_{f1}} \left((J_{f1} - J_{p1}) \ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2) \dot{\theta}_1 \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{f2}} \left((J_{f2} - J_{p2}) \frac{R_{p2} \times \ddot{\theta}_1}{R_{F1}} + (B_3 + B_4) \frac{R_{p2} \times \dot{\theta}_1}{R_{F1}} \right) \right] = F_d$$

Dimana :

R= jari-jari

B= koefisien bearing

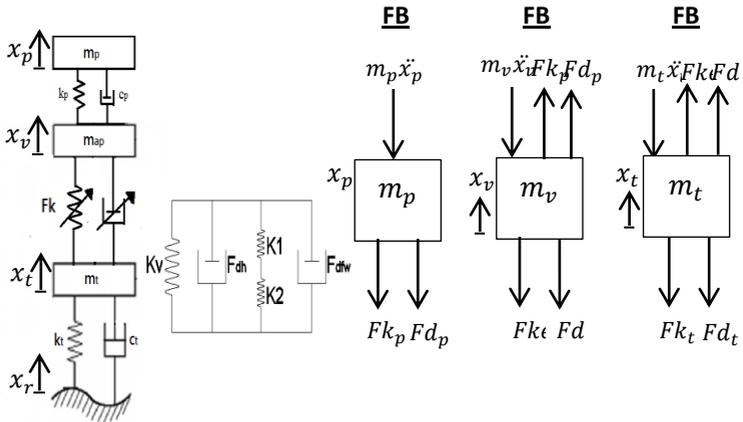
Jf= massa dari flywheel

Jp= massa dari pinion

4.4.2 Pemodelan Matematis *Dual Flywheel* Pada Seperempat Kendaraan

Pada pemodelan ini m_p yaitu massa dari penumpang, m_v yaitu massa *body* mobil, dan m_t merupakan massa dari ban. F_d merupakan gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi

sedangkan F_k adalah gaya pegas dari *vehicle mobil* yang akan digantikan oleh susunan layout baru yang digunakan layout dari susunan pegas *dual flywheel*.



Gambar 4.4 FBD untuk *dual flywheel* pada seperempat kendaraan

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 4.5 adalah sebagai berikut :

$$- Fk_p - Fd_p - m_p \ddot{x}_p = 0$$

$$k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) + m_p \ddot{x}_p = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p = -k_p(x_p - x_v) - c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [-k_p(x_p - x_v) - c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v)] \dots\dots\dots (4.13)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.13), yaitu :

$$\dot{x}_p = v_p$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [-k_p(x_p - x_v) - c_p(v_p - v_v)]$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 4.5 adalah sebagai berikut :

$$Fk_p + Fd_p - Fk_{eq} - Fd - m_v \ddot{x}_v = 0$$

$$k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_{eq}(x_v - x_t) - \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left((J_{f1} - J_{p1}) \ddot{\theta}_1 + (B_1 + B_2) \dot{\theta}_1 \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{f2}} \left((J_{f2} - J_{p2}) \frac{R_{p2} \times \dot{\theta}_1}{R_{F1}} + (B_3 + B_4) \frac{R_{p2} \times \theta_1}{R_{F1}} \right) \right] \right\} - m_v \ddot{x}_v = 0$$

Karena $x_v = \theta_v R$ maka $\theta_v = \frac{x_v}{R}$, $\dot{\theta}_v = \frac{\dot{x}_v}{R}$, $\ddot{\theta}_v = \frac{\ddot{x}_v}{R}$

Sehingga :

$$m_v \ddot{x}_v = k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_{eq}(x_v - x_t) - \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2} (J_{f2} - J_{p2})}{R_{F1} R_{p2}} (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{R_{p2} (B_3 + B_4)}{R_{F1} R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] \right\}$$

$$m_v \ddot{x}_v + \frac{1}{R_{f1}} \frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} \ddot{x}_v - \frac{1}{R_{p2}} \frac{R_{p2} (J_{f2} - J_{p2})}{R_{F1} R_{p2}} \ddot{x}_v = k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_{eq}(x_v - x_t) - \left\{ \left[-\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} \dot{x}_t + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2} (J_{f2} - J_{p2})}{R_{F1} R_{p2}} \dot{x}_t + \frac{R_{p2} (B_3 + B_4)}{R_{F1} R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] \right\}$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v + \frac{1}{R_{f1}} \frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} + \frac{1}{R_{p2}} \frac{R_{p2} (J_{f2} - J_{p2})}{R_{F1} R_{p2}}} \left[k_p(x_p - x_v) + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - \right.$$

$$\left. k_{eq}(x_v - x_t) - \left\{ \left[-\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} \dot{x}_t + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2} (J_{f2} - J_{p2})}{R_{F1} R_{p2}} \dot{x}_t + \frac{R_{p2} (B_3 + B_4)}{R_{F1} R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] \right\} \right\} \dots\dots\dots (4.14)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.14), yaitu :

$$\dot{x}_v = v_v$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v + \frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{J_{f1} - J_{p1}}{R_{F1}} \right) \frac{1}{R_{p2} R_{F1}} \frac{1}{R_{p2}}} \left[k_p (x_p - x_v) + c_p (v_p - v_v) - k_{eq} (x_v - x_t) - \left\{ \left[-\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{J_{f1} - J_{p1}}{R_{F1}} \right) \dot{v}_t + \left(\frac{B_1 + B_2}{R_{F1}} \right) (v_v - v_t) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{J_{f2} - J_{p2}}{R_{p2}} \right) \dot{v}_t + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3 + B_4)}{R_{p2}} (v_v - v_t) \right] \right\} \right]$$

Persamaan matematis dari FBD 3 pada gambar 4.5 adalah sebagai berikut :

$$Fk_{eq} + Fd - Fk_t - Fd_t - m_t \ddot{x}_t = 0$$

$$k_{eq} (x_v - x_t) + \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{J_{f1} - J_{p1}}{R_{F1}} \right) (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{J_{f2} - J_{p2}}{R_{p2}} \right) (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3 + B_4)}{R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right] \right\} - k_t (x_t - x_r) - c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r) - m_t \ddot{x}_t = 0$$

$$m_t \ddot{x}_t = k_{eq} (x_v - x_t) + \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{J_{f1} - J_{p1}}{R_{F1}} \right) (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(\frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{J_{f2} - J_{p2}}{R_{p2}} \right) (\ddot{x}_v - \ddot{x}_t) + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3 + B_4)}{R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right] \right\} - k_t (x_t - x_r) - c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r)$$

$$m_t \ddot{x}_t + \frac{1}{R_{f1}} \frac{(J_{f1} - J_{p1})}{R_{F1}} \ddot{x}_t - \frac{1}{R_{p2}} \frac{(J_{f2} - J_{p2})}{R_{p2}} = k_{eq} (x_v - x_t) + \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{J_{f1} - J_{p1}}{R_{F1}} \right) \dot{x}_v + \frac{(B_1 + B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right] - \left[\frac{1}{R_{p2}} \left(-\frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{J_{f2} - J_{p2}}{R_{p2}} \dot{x}_v + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3 + B_4)}{R_{p2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] \right\} - k_t (x_t - x_r) - c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t - \frac{1}{R_{F1}} \frac{(J_{f1}-J_{p1})}{R_{F1}} + \frac{1}{R_{P2}} \frac{(J_{f2}-J_{p2})}{R_{P2}}} \left[k_{eq}(x_v - x_t) + \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \left(\frac{(J_{f1}-J_{p1})}{R_{F1}} \dot{x}_v + \frac{(B_1+B_2)}{R_{F1}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] - \left[\frac{1}{R_{P2}} \left(- \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(J_{f2}-J_{p2})}{R_{P2}} \dot{x}_v + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3+B_4)}{R_{P2}} (\dot{x}_v - \dot{x}_t) \right) \right] \right\} - k_t(x_t - x_r) - c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \right] \dots\dots\dots (4.15)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.15), yaitu :

$$\dot{x}_v = v_v$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t - \frac{1}{R_{F1}} \frac{(J_{f1}-J_{p1})}{R_{F1}} + \frac{1}{R_{P2}} \frac{(J_{f2}-J_{p2})}{R_{P2}}} \left[k_{eq}(x_v - x_t) + \left\{ \left[\frac{1}{R_{f1}} \frac{(J_{f1}-J_{p1})}{R_{F1}} \dot{v}_v + \frac{(B_1+B_2)}{R_{F1}} (v_v - v_t) \right] - \left[\frac{1}{R_{P2}} \left(- \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(J_{f2}-J_{p2})}{R_{P2}} \dot{v}_v + \frac{R_{p2}}{R_{F1}} \frac{(B_3+B_4)}{R_{P2}} (v_v - v_t) \right) \right] \right\} \right]$$

4.5 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya dibuat diagram blok sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.5.1 Input yang Digunakan

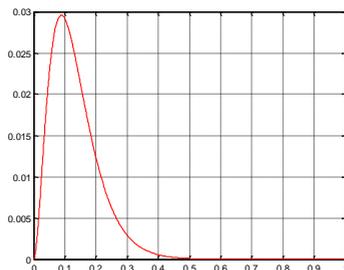
Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem suspensi *hydro-pneumatic* dan system seperempat kendaraan mobil dengan penggunaan sistem suspensi *hydro-pneumatic*. Pada saat pemodelan pada program simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien. Kedua, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state*. Persamaan dari kedua

input tersebut dapat dituliskan dan dilihat pada gambar 4.5 dan 4.6..

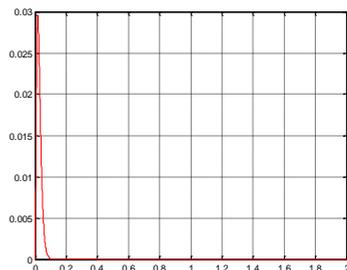
• **Input *bump* yang dimodifikasi**

$$[y(t) = Y 0.37 e^2(\gamma \omega_0 t) e^{-\gamma \omega_0 t}]$$

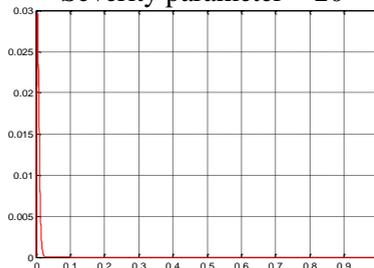
Severity parameter = 1



Severity parameter = 5



Severity parameter = 20

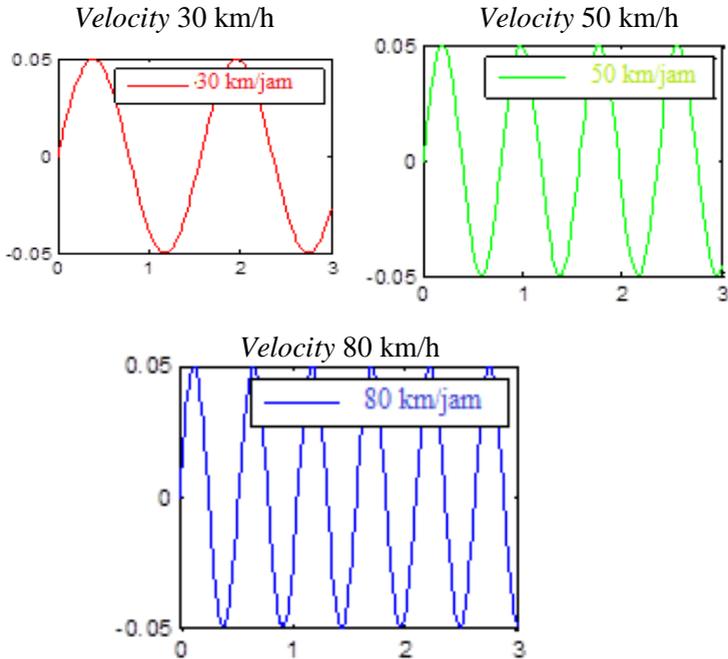


Gambar 4.5 profil jalan dengan input *bump* yang dimodifikasi (a) $\gamma = 1$ (b) $\gamma = 5$ (c) $\gamma = 20$

Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 7 km/jam, 5 untuk *less severe impacts* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 36 km/jam, dan 20 untuk *more severe impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 72 km/jam. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_{ap}}{m_{ap}}}$. Nilai Y

merupakan amplitudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi yaitu 2 cm.

- **Input sinusoidal [$y(t) = Y \sin(\omega t)$]**

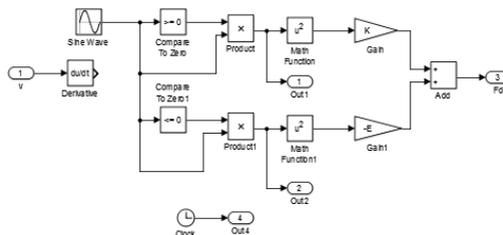


Gambar 4.6 Profil jalan dengan input sinusoidal

Pada persamaan (4.16), nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Besar frekuensi akan divariasikan dengan amplitudo 2 cm dan panjang gelombang (λ) 10 m. Pada input sinusoidal tersebut digunakan tiga macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam), menggunakan rumus $f = \frac{v}{\lambda}$. Untuk menghitung frekuensi (ω) input sinusoidal digunakan rumus $\omega = 2\pi f$

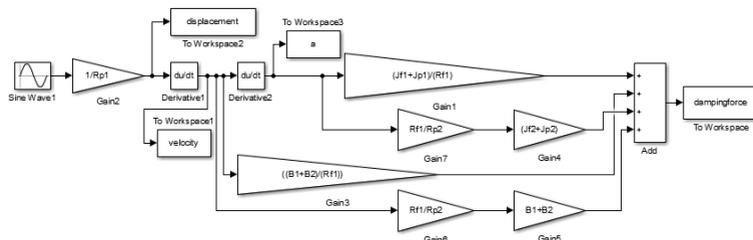
4.5.2 Diagram Blok Sistem Suspensi *Shock Absorber* Hidrolis

Untuk melakukan simulasi pada sistem suspensi *shock absorber* hidrolis, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem suspensi *shock absorber* hidrolis ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.



Gambar 4.7 Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi *shock absorber* hidrolis

4.5.3 Diagram Blok Sistem Suspensi *Dual Flywheel*

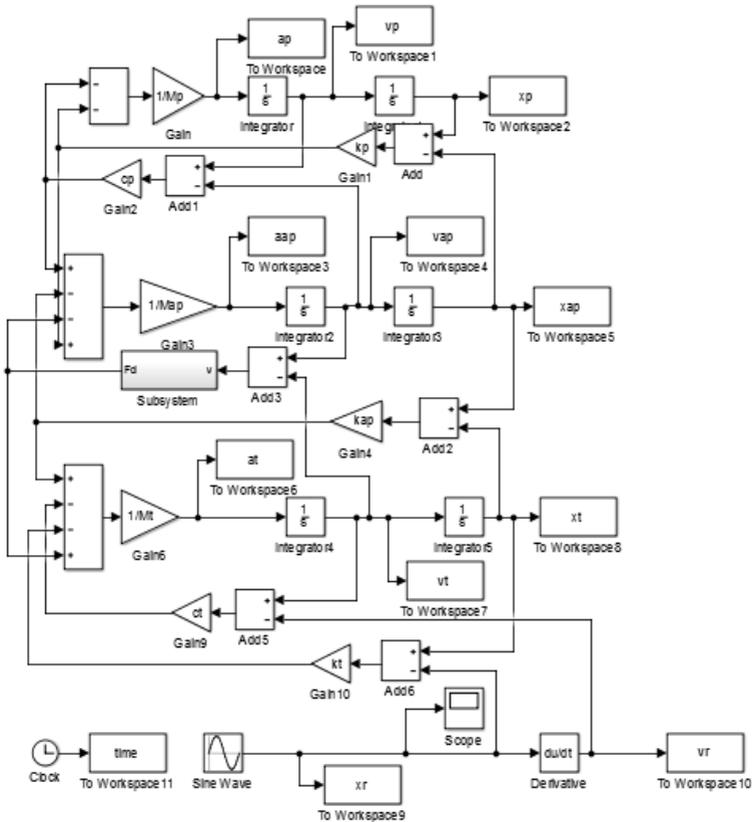


Gambar 4.8 Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi *double flywheel*

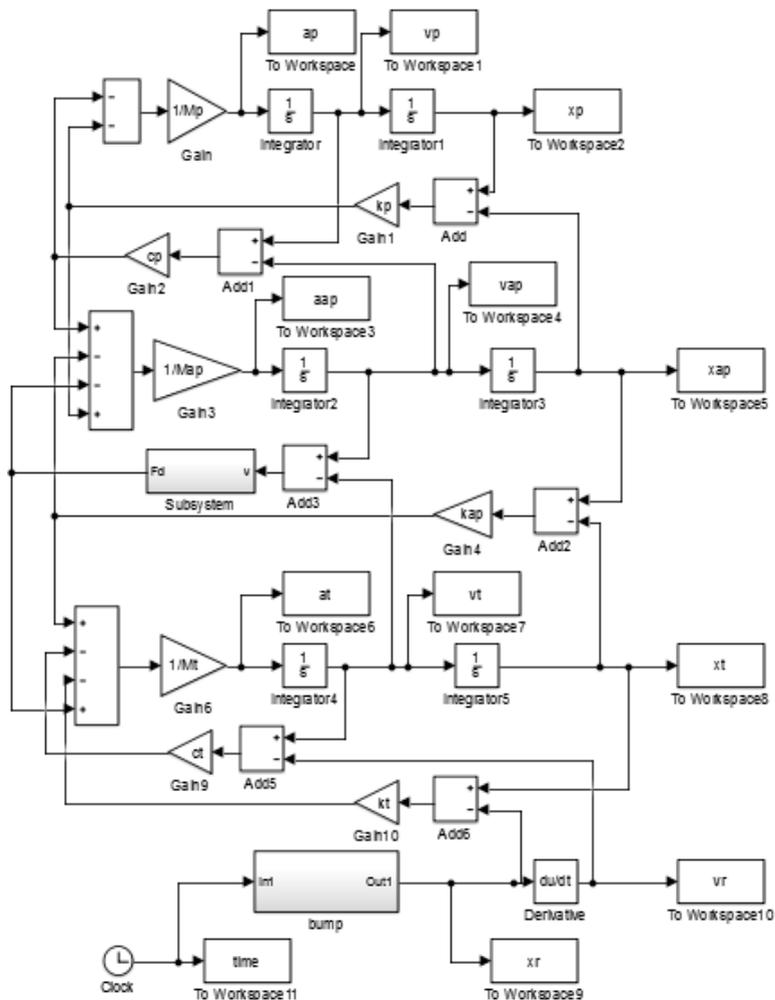
4.5.4 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan *Shock Absorber* Hidrolis

Pada sistem seperempat kendaraan mobil, nilai konstanta redaman pada massa seperempat kendaraan mobil digantikan dengan nilai gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi hidrolis *shock absorber*. Input yang digunakan dalam simulasi

sistem sistem seperempat kendaraan mobil adalah input sinusoidal dengan kecepatan mobil 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h dan input *bump* yang telah dimodifikasi dengan γ (*severity parameter*) bernilai 1 untuk *low impact*, 5 untuk *less severe impacts*, dan 20 untuk *more severe impact*. Parameter yang digunakan pada sistem seperempat kendaraan mobil ini telah dijelaskan pada tabel 3.2

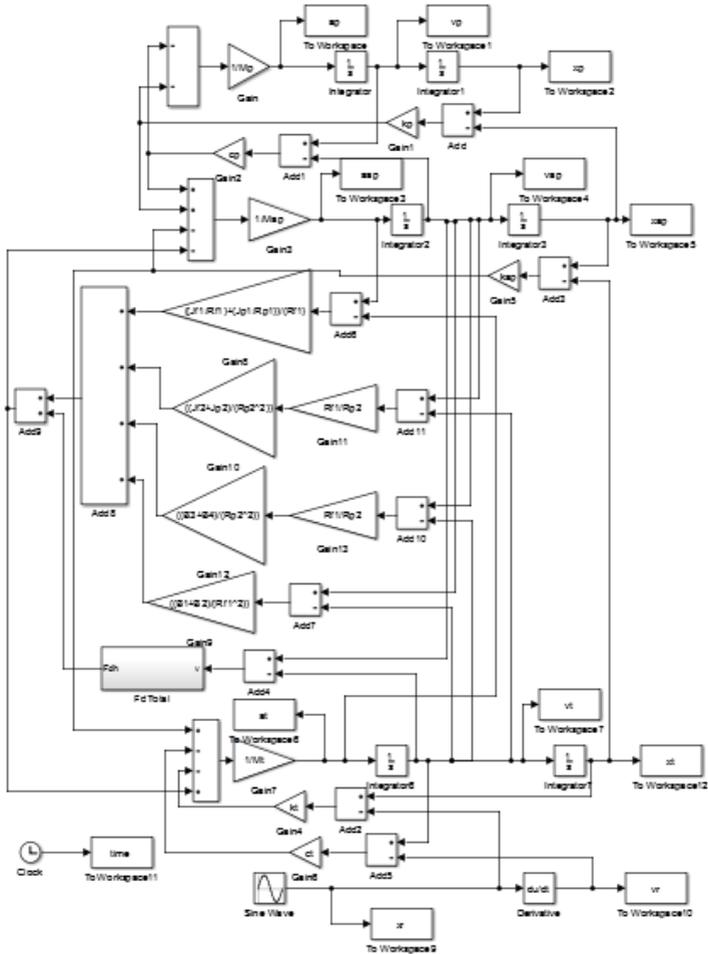


Gambar 4.9 Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi hidrolis *shock absorber* menggunakan input sinusoidal

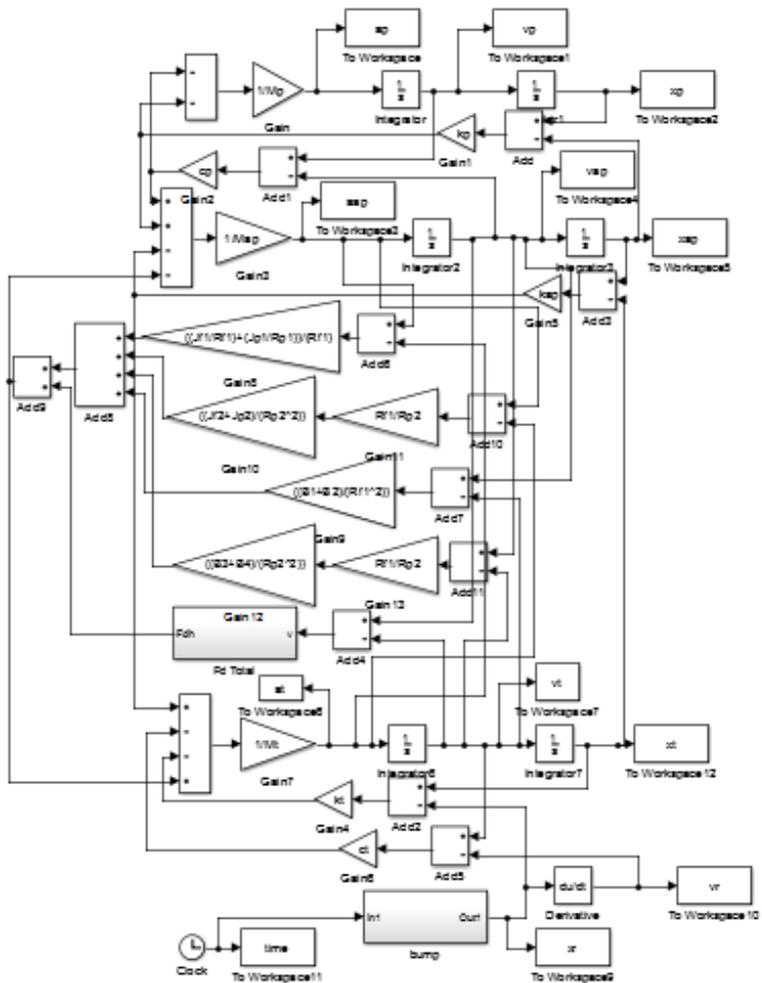


Gambar 4.10 Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi hidrolis *shock absorber* menggunakan input bump

4.5.5 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan *Dual Flywheel*



Gambar 4.11 Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi *double flywheel* menggunakan input sinusoidal



Gambar 4.12 Diagram blok untuk seperempat kendaraan dengan sistem suspensi *double flywheel* menggunakan input bump

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini akan didapatkan gaya redam yang akan dihasilkan oleh kendaraan mobil MPV (mobil avanza) yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dan yang menggunakan sistem *dual flywheel*. Selain itu pemodelan seperempat kendaraan juga akan menunjukkan respon dinamis dari sistem suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan sistem *dual flywheel* untuk seperempat kendaraan mobil MPV(avanza). Respon dinamis pada sistem suspensi *shock absorber* hidrolis yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam,. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi ekspansi dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kompresi. Pada pemodelan sistem seperempat kendaraan mpbil mpv, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan getaran yang dialami oleh penumpang terhadap waktu.

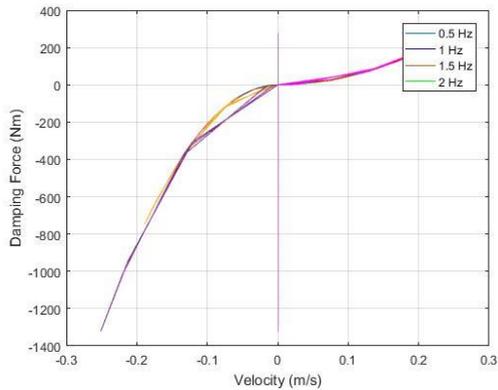
Pada simulasi model seperempat kendaraan mobil mpv yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dan yang menggunakan sistem *dual flywheel*, akan didapatkan respon getaran akibat 2 jenis input, yaitu input sinusoidal dengan variasi kecepatan kendaraan dan input bump yang dimodifikasi. Sebelum dilakukan simulasi pada seperempatn kendaraan dengan sistem yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dan yang menggunakan sistem *dual flywheel*, terlebih dahulu dilakukan simulasi pada masing-masing sistem suspensi asli. Adapun simulasi awal yang dilakukan yaitu simulasi pada yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dengan variasi frekuensi (0.5 – 2 Hz). Dari simulasi tersebut akan didapatkan gaya redam pada saat variasi frekuensi 0.5 – 2 Hz. Pemodelan untuk sistem suspensi juga dilakukan pada suspensi *dual flywheel* yang menggunakan variasi frekuensi (0.5 – 2 Hz) dan juga variasi material yang digunakan pada *dual flywheel* yaitu cast iron ($\rho =$

6800 kg/m³), stainless steel ($\rho = 7480 \text{ kg/m}^3$), dan brass casting ($\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$) sehingga dapat ditemukan gaya redam terbaik yang nantinya dipilih untuk digunakan pada pemodelan seperempat kendaraan.

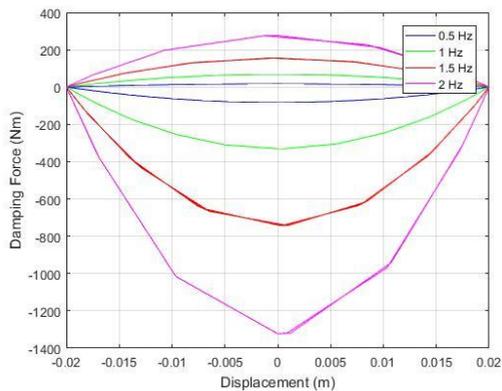
Selanjutnya, sistem suspensi *shock absorber* hidrolis dan yang menggunakan sistem *dual flywheel* masing-masing diaplikasikan pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input *bump modified*. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari penumpang dan kendaraan dari mobil ini. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepaan RMS menurut ISO 2631.

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dengan Variasi Frekuensi (0.5 Hz-2 Hz)

Sebelum menganalisis respon dinamis yang terjadi pada silinder hidrolis, perlu diketahui dimensi asli dari sistem suspensi yang digunakan pada simulasi. Skema sistem dengan dimensi asli *hydraulic shock absorber* yang digunakan dapat dilihat pada gambar 4.1. Sistem *hydraulic shock absorber* sendiri terdiri dari piston, piston rod dan lubang orifice. Sedangkan Tabel 3.1 merupakan tabel dimensi *shock absorber* hidraulis yang digunakan untuk simulasi. Berdasarkan tabel, dilakukan simulasi dengan input sinusoidal sebanyak 4 kali menggunakan variasi frekuensi antara 0.5 Hz sampai 2 Hz dengan range 0.5Hz.



(a)



(b)

Gambar 5.1 Grafik respon kecepatan terhadap gaya redam (a) dan (b) grafik respon kecepatan terhadap gaya redam suspensi *shock absorber* hidrolis pada frekuensi 0.5 – 2.5 Hz

Gambar 5.1 merupakan grafik respon gaya redam terhadap kecepatan (a) dan perpindahan (b) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 0,04 \text{ m}$), Diameter piston rod ($D_{pr} = 0,03\text{m}$), dan diameter *orifice* ($D_e = 0,0028\text{m}$ dan $D_k =$

0,005m) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

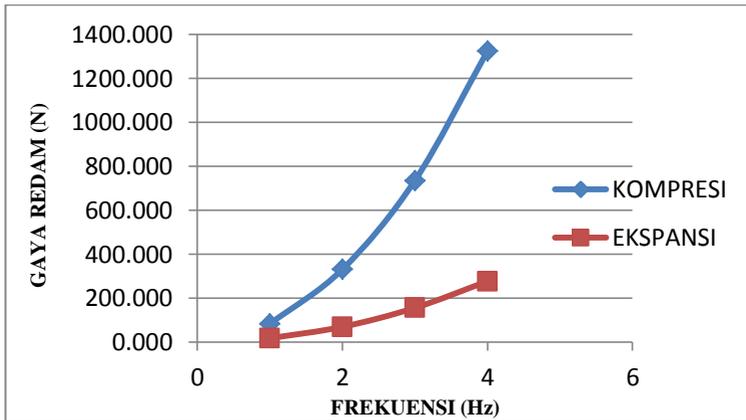
Pada gambar 5.1 berdasarkan simulasi untuk kontruksi pada gambar 4.1 untuk grafik dibawah 0 adalah hasil untuk proses kompresi dan diatas 0 menunjukkan grafik gaya redam pada saat proses ekspansi. Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Berdasarkan rumus $F_d = c\dot{x}$ dimana F_d merupakan gaya redam dan \dot{x} adalah kecepatan merupakan nilai yang berbanding lurus. Kecepatan sendiri mempunyai rumus $\dot{x} = f \cdot \lambda$. dimana f adalah frekuensi dan λ adalah jarak yang ditempuh. Hal ini menunjukkan bahwa frekuensi berbanding lurus kecepatan dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam. Gambar 5.1 (a) menunjukkan bahwa tidak terjadi perbedaan yang signifikan pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan saat dilakukan variasi frekuensi. Hanya *trend line* pada frekuensi 2 Hz saja yang terlihat.. Pada gambar (a) dan (b) dihasilkan maksimum gaya redam yang dihasilkan adalah pada saat frekuensi berada pada 2 Hz dan nilai saat kompresi adalah -1323.220N dan saat ekspansi adalah 276.448 N. Rangkuman nilai gaya redam, perpindahan, kecepatan dan percepatan dapat dilihat di tabel 5.1

Tabel 5.1 Hasil Simulasi Silinder Hidrolis Pada Variasi Frekuensi 0.5-2 Hz

Nilai Max	Gaya Redam			
	0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz	2 Hz
FD kompresi (N)	82.7	330.7	734.8	1323.2
FD ekspansi (N)	17.278	69.112	155.5	276.45
Velocity (m/s)	0.063	0.126	0.189	0.251
Displacement (m)	0.02	0.02	0.02	0.02

Pada tabel 5.1 merupakan nilai maksimum dari gaya redam, percepatan dan perpindahan yang dihasilkan *shock absorber* hidrolis dengan menggunakan variasi frekuensi yang memiliki

nilai ekspansi kompresi dengan waktu simulasi 2s. Lebih jelasnya ditunjukkan pada grafik gambar 5.2 dibawah ini.



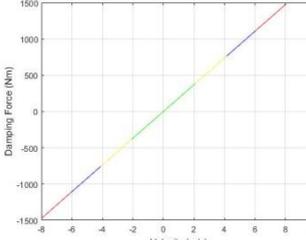
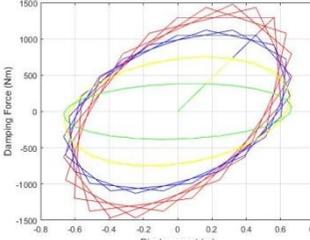
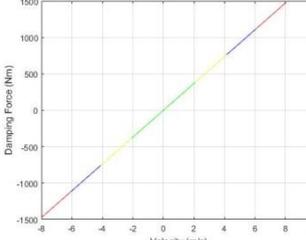
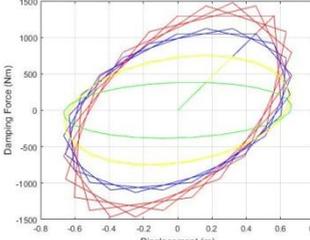
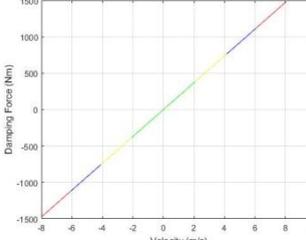
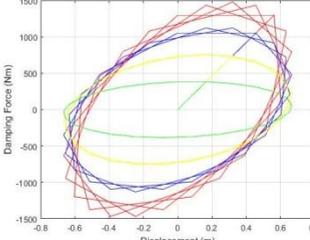
Gambar 5.2 Grafik kenaikan gaya redam yang terjadi akibat kenaikan frekuensi

5.2 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Dual Flywheel* dengan Variasi Frekuensi (0.5 Hz-2 Hz)

Skema sistem *dual flywheel* digambar sesuai dengan penelitian malcolm. Model dinamis dari sistem peredam *dual flywheel* terdapat pada gambar 4.3 dimana dalam gambar dapat diketahui sistem *dual flywheel* terdiri dari *rack*, *pinion* dan juga *flywheel*. Dalam perhitungan untuk pemodelan *rack* pada sistem diabaikan dan gaya redam nantinya akan dihasilkan karena adanya gaya contact antara *pinion* dan *flywheel*.

Sedangkan untuk mengetahui dimensi sistem peredam *dual flywheel* dapat dilihat pada tabel 3.2. Berdasarkan tabel, dilakukan simulasi sebanyak 4 kali yang terdiri dari variasi input sinusoidal dengan frekuensi antara 0.5 Hz sampai 2 Hz dengan range 0.5Hz. Selain itu juga dilakukan pemodelan dengan variasi material yang digunakan pada pembuatan *flywheel* yaitu cast iron ($\rho = 6800 \text{ kg/m}^3$), stainless steel ($\rho = 7480 \text{ kg/m}^3$), brass casting ($\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$). Hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 5.2.

Tabel 5.2 Hasil simulasi mencari respon gaya redam dengan kecepatan dan perpindahan *dual flywheel* dengan variasi material.

Material	Gaya redam vs kecepatan	Gaya redam vs perpindahan
Cast iron $(\rho = 6800 \text{ kg/m}^3)$		
Stainless steel $(\rho = 7480 \text{ kg/m}^3)$		
Brass casting $(\rho = 8400 \text{ kg/m}^3)$		

Dari tabel 5.2 menunjukkan bahwa respon gaya redam terhadap kecepatan dan perpindahan pada *dual flywheel* untuk variasi material dan variasi frekuensi. Grafik berwarna hijau merupakan grafik respon menggunakan frekuensi 0.5 Hz,

berwarna kuning merupakan grafik respon menggunakan frekuensi 1 Hz, berwarna biru merupakan grafik respon menggunakan frekuensi 1.5 Hz dan berwarna merah merupakan grafik respon menggunakan frekuensi 2 Hz. Pada grafik respon gaya redam terlihat bahwa dengan variasi material gaya redam yang dihasilkan menunjukkan tidak adanya perubahan yang signifikan dari masing-masing material. Selain itu Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Berdasarkan rumus $F_d = c\dot{x}$ dimana F_d merupakan gaya redam dan \dot{x} adalah kecepatan merupakan nilai yang berbanding lurus. Kecepatan sendiri mempunyai rumus $\dot{x} = f \cdot \lambda$. dimana f adalah frekuensi dan λ adalah jarak yang ditempuh. Hal ini menunjukkan bahwa frekuensi berbanding lurus kecepatan dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam. Pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan juga terlihat sama semakin besar frekuensi semakin besar pula kecepatannya.

Untuk nilai gaya redam maksimal dan minimal, juga percepatan dan perpindahan maksimal yang dihasilkan dijelaskan pada tabel 5.3. Pada tabel 5.3 diketahui bahwa nilai gaya redam tertinggi didapatkan pada saat frekuensi 2Hz pada material brass casting yaitu 1480,27N. Dimana hasil velocity dan perpindahan maksimal pada masing-masing material sama dan untuk perpindahan maksimal didapatkan saat frekuensi 2Hz sebesar 0.6654m dan kecepatan maksimum juga pada frekuensi 2 Hz sebesar 8.0292 m/s. Hasil simulasi dapat dilihat dari tabel 5.3.

Tabel 5.3 Hasil Simulasi *Dual Flywheel* Pada Variasi Frekuensi 0.5-2 Hz

Material	Besar Nilai		Gaya Redam			
			0.5 Hz	1 Hz	1.5 Hz	2 Hz
ρ cast iron (6800)	Damping Force (N)	minimum	394.24	777.182	1150.042	1465.98
		maximum	391.422	783.358	1159.877	1479.78
	Velocity (m/s)	maximum	2.0724	4.1448	6.087	8.0292
	Displacement (m)	maximum	0.6654	0.6654	0.6654	0.6654
ρ stainless steel (7480)	Damping Force (N)	minimum	394.563	777.1148	1150.205	1469
		maximum	391.691	783.284	1151.018	1479.996
	Velocity (m/s)	maximum	2.0724	4.1448	6.087	8.0292
	Displacement (m)	maximum	0.6654	0.6654	0.6654	0.6654
ρ brass casting (8400)	Damping Force (N)	minimum	394.8	777.2325	1150.24	1469.035
		maximum	391.78	783.3978	1151.02	1480.27
	Velocity (m/s)	maximum	2.0724	4.1448	6.087	8.0292
	Displacement (m)	maximum	0.6654	0.6654	0.6654	0.6654

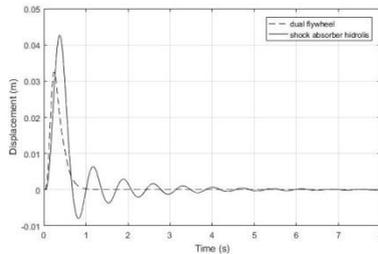
5.3 Perbandingan Respon Dinamis Penumpang dari Sistem Seperempat Kendaraan dengan Suspensi *Shock Absorber* Hidrolis dengan Suspensi *Dual Flywheel* Akibat Input *Bump Modified* dan Input Sinusoidal dengan Variasi Kecepatan Pada Kendaraan

Setelah dilakukan simulasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan didapatkan gaya redam terbaik kemudian sistem suspensi tersebut akan diaplikasikan pada sistem seperempat kendaraan mobil mpv (avanza) dengan input yang digunakan yaitu input *bump modified* dan input sinusoidal. Input *bump modified* dengan γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 7 km/jam, 5 untuk *less severe impacts* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 36 km/jam, dan 20 untuk *more severe impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 72 km/jam digunakan untuk melihat respon *transient* sistem seperempat kendaraan akibat beban *impact*. Sedangkan input sinusoidal dengan variasi kecepatan sebesar 30 km/h, 50 km/h, dan 80 km/h. Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan akibat beban harmonik. Untuk sistem suspensi *shock absorber* hidrolis tersebut digunakan pada saat parameter asli kemudian dibandingkan dengan pemodelan suspensi *dual flywheel*.

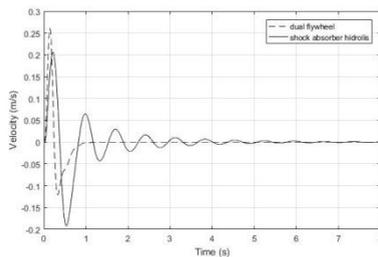
5.3.1 Input *Bump* Untuk Pemodelan Penumpang

- Severity parameter (γ) = 1

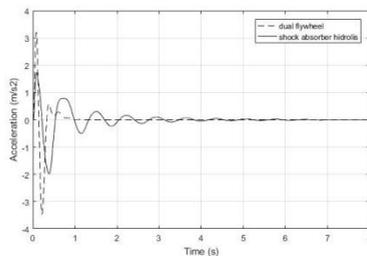
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan *severity parameter* sebesar 1.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.3 grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang di seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber hidrolik* dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$) dari ketiga grafik tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal yang sama. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis baik respon dinamis berupa percepatan kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi steady state lebih lama dari suspensi *dual flywheel*. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis waktu yang ditempuh untuk mencapai steady state adalah kurang dari 7 detik sedangkan system suspensi *dual flywheel* hanya membutuhkan waktu satu detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

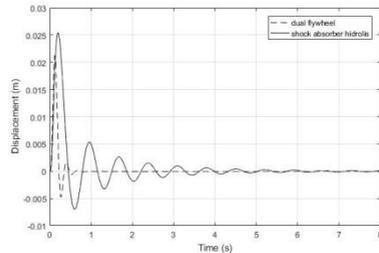
Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 1$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis memiliki nilai percepatan maksimum 1.7345 m/s², kecepatan maksimum 0.205m/s dan perpindahan maksimumnya 0.0425m. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* mempunyai percepatan maksimum 3.2074 m/s², kecepatan maksimum 0.2598 m/s dan perpindahan maksimum 0.0326m.

Tabel 5.4 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$).

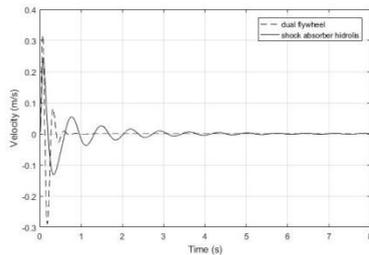
Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	Settling time (s)
<i>Shock absorber</i> hidrolis	0.0425	0.205	1.7345	7
<i>Dual flywheel</i>	0.0326	0.2598	3.2074	1

- **Severity Parameter (γ) = 5**

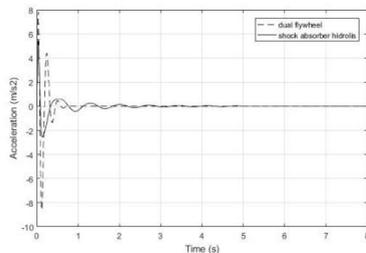
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan *severity parameter* sebesar 5.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.4 Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang diseperecepat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$) dari ketiga grafik gambar 5.4 tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal berbeda. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis respon transient berupa percepatan akan mencapai kondisi *steady state* saat kurang dari 5 detik, sedangkan untuk kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi *steady state* lebih lama dari respon percepatan yaitu kurang dari 6 detik. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* respon perpindahan, kecepatan, percepatan hanya membutuhkan waktu kurang dari 1 detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

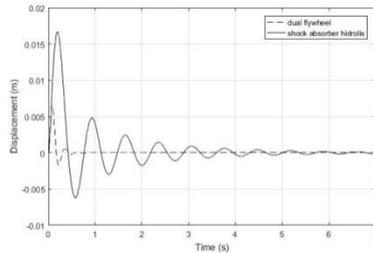
Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 5$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis memiliki nilai percepatan maksimum 5.411 m/s^2 , kecepatan maksimum 0.2455 m/s dan perpindahan maksimum 0.0254m. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* mempunyai percepatan maksimum 5.8404 m/s^2 , kecepatan maksimum 0.3182 m/s dan perpindahan maksimum 0.0212m. rangkuman hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 5.5.

Tabel 5.5 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$).

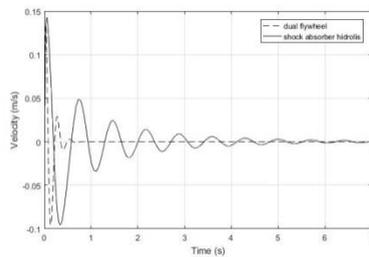
Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s^2)	<i>Settling time</i> (s)
<i>Shock absorber</i> hidrolis	0.0254	0.2455	5.411	6
<i>Dual flywheel</i>	0.0212	0.3182	7.8404	1

- $\gamma = 20$

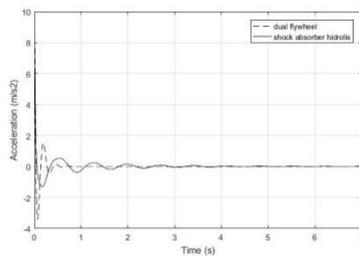
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan *severity parameter* sebesar 20.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.5 Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang dseperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$) dari ketiga grafik tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal berbeda. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis respon transient berupa percepatan akan mencapai kondisi *steady state* saat kurang dari 4 detik, sedangkan untuk kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi *steady state* lebih lama dari respon percepatan yaitu kurang dari 8 detik. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* respon perpindahan, kecepatan, percepatan hanya membutuhkan waktu kurang dari 1 detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 20$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis memiliki nilai percepatan maksimum 6.0317 m/s², kecepatan maksimum 0.1412m/s dan perpindahan maksimum 0.0165m. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* mempunyai percepatan maksimum 8.0411 m/s², kecepatan maksimum 0.1347 m/s dan perpindahan maksimum 0.0065m.

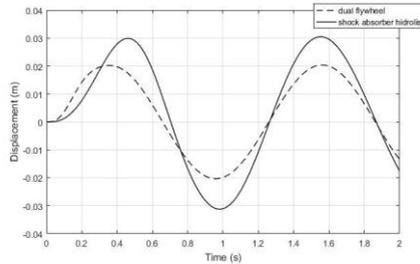
Tabel 5.6 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$).

Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	Settling time (s)
<i>Shock absorber</i> hidrolis	0.0165	0.1412	8.0411	8
<i>Dual flywheel</i>	0.0065	0.1347	6.0317	1

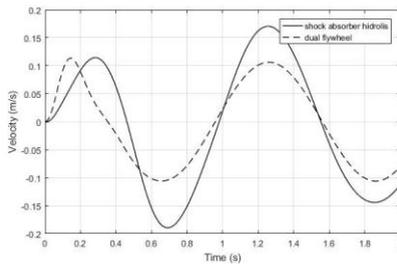
5.3.2 Input Sinusoidal

- **Input kecepatan 30 km/jam**

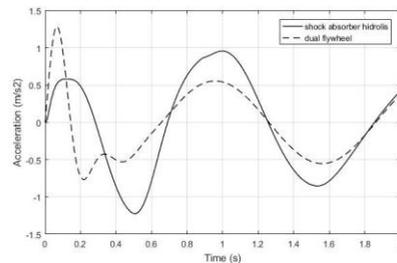
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan kecepatan 30 km/jam yang kemudian dikonversikan ke bentuk frekuensi.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.6 Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal dengan kecepatan 30 km/jam kemudian di konversikan kedalam hertz, didapatkan hasil yang dapat dilihat pada gambar 5.6 bahwa respon perpindahan maksimum yang diperoleh pada penumpang untuk mobil mpv yang menggunakan suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0204 m, kecepatan maksimum yang diperoleh sebesar 0.1135 m/s, dan percepatan maksimumnya sebesar 1.2815 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal pada kecepatan 30 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk mobil mpv yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.031 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1761 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 0.956 m/s².

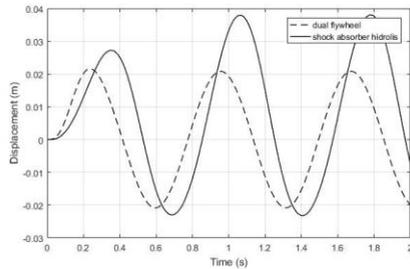
Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.7 berikut ini.

Tabel 5.7 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 30$ km/h)

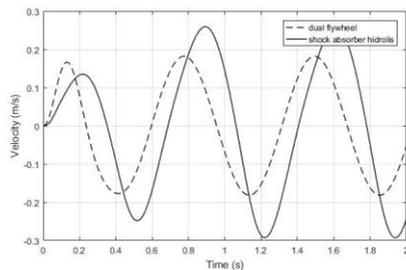
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.031	0.1761	0.956
<i>Dual Flywheel</i>	0.0204	0.1135	1.2815

- **Input kecepatan 50 km/jam**

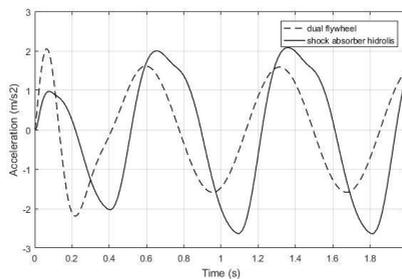
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan kecepatan 50 km/jam yang kemudian dikonversikan ke bentuk frekuensi.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.7 Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal 50 km/jam dengan hasil pada gambar 5.7, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0216 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1818 m/s, percepatan maksimum sebesar 2.0513 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal 50 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.0381m, kecepatan maksimum sebesar 0.2608 m/s, percepatan maksimum sebesar 2.0825 m/s².

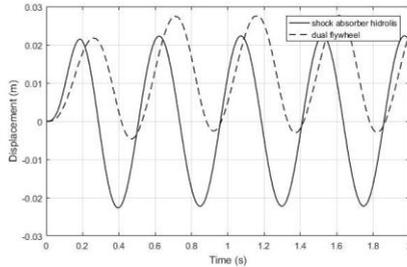
Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.8 berikut ini.

Tabel 5.8 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 50$ km/h)

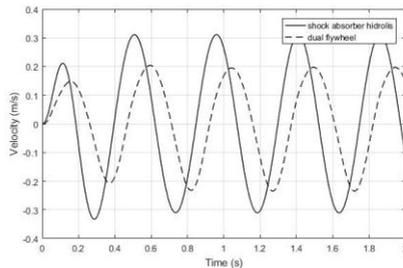
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.0381	0.2608	2.0825
<i>Dual Flywheel</i>	0.0216	0.1818	2.0513

- **Input kecepatan 80 km/jam**

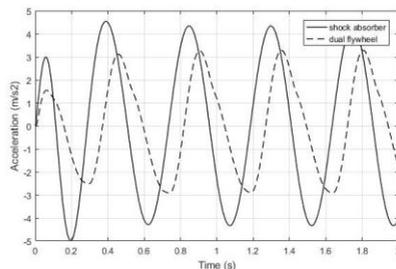
Pemodelan pada penumpang dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan kecepatan 80 km/jam yang kemudian dikonversikan ke bentuk frekuensi.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.8 Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal 80 km/jam seperti pada gambar 5.8, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0224 m, kecepatan maksimum sebesar 0.3109 m/s, percepatan maksimum sebesar 4.5382 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal 80 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.0278 m, kecepatan maksimum sebesar 0.238 m/s, percepatan maksimum sebesar 4.2854 m/s².

Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.9 berikut ini.

Tabel 5.9 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 80$ km/h)

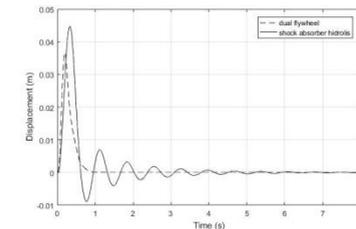
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.0278	0.283	4.382
<i>Dual Flywheel</i>	0.0224	0.3109	4.2854

Fenomena lainnya yang dapat dilihat pada tabel 5.7,5.8, dan 5.9 adalah semakin besar frekuensi ataupun kecepatan kendaraan, maka gelombang yang dihasilkan akan semakin banyak dan memiliki kerapatan yang cukup besar. Dengan osilasi yang semakin banyak, dapat dikatakan bahwa kendaraan semakin tidak bagus/nyaman karena getaran semakin dapat dirasakan. Dengan kata lain, semakin kecil dan sedikit osilasi yang terjadi, maka semakin baik/semakin nyaman suatu kendaraan.

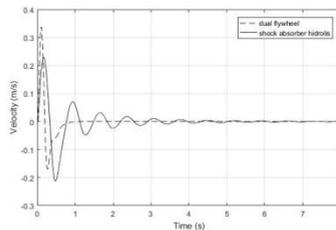
5.4 Perbandingan Respon Dinamis Bodi kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan dengan Suspensi *Shock Absorber* Hidrolis dengan Suspensi *Dual Flywheel* Akibat Input *Bump Modified* dan Sinosoidal dengan Variasi Kecepatan Pada Kendaraan

5.4.1 Input *Bump* yang Dimodifikasi

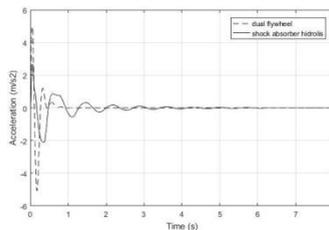
- $\gamma = 1$



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.9 Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$) dari ketiga grafik gambar 5.9 tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal berbeda. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis respon transient berupa percepatan akan mencapai kondisi *steady state* saat kurang dari 6 detik, sedangkan untuk kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi *steady state* lebih lama dari respon percepatan yaitu kurang dari 5 detik. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* respon perpindahan, kecepatan, percepatan hanya membutuhkan waktu kurang dari 1 detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

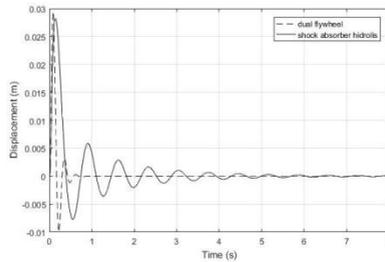
Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 1$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* bodi kendaraan memiliki nilai percepatan maksimum 4.9774, kecepatan maksimum 0.3371 dan perpindahan maksimum 0.0366. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis bodi kendaraan mempunyai percepatan maksimum 2.6909, kecepatan maksimum 0.2276 dan perpindahan maksimum 0.0444. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.10 berikut ini.

Tabel 5.10 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$).

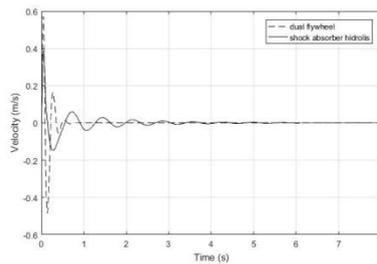
Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	<i>Settling time</i>
<i>Shock absorber</i> hidrolis	0.0444	0.2276	2.6909	6
<i>Dual flywheel</i>	0.0366	0.3371	4.9774	1

- $\gamma = 5$

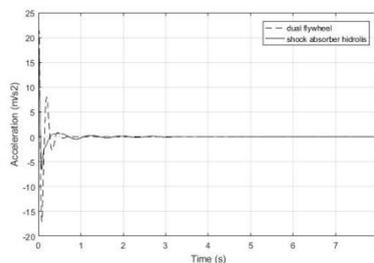
Pemodelan pada bodi kendaraan dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan *severity parameter* sebesar 5.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.10 Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolik dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$) dari ketiga grafik gambar 5.10 tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal berbeda. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis respon transient berupa percepatan akan mencapai kondisi *steady state* saat kurang dari 6 detik, sedangkan untuk kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi *steady state* lebih lama dari respon percepatan yaitu kurang dari 3 detik. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* respon perpindahan, kecepatan, percepatan hanya membutuhkan waktu kurang dari 1 detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

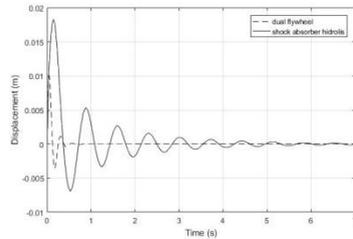
Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 5$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* bodi kendaraan memiliki nilai percepatan maksimum 21.4744, kecepatan maksimum 0.5717 dan perpindahan maksimum 0.0294. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis bodi kendaraan mempunyai percepatan maksimum 16.7515, kecepatan maksimum 0.3876 dan perpindahan maksimum 0.0283. hasil pemodelan ini dirangkum pada tabel 5.11.

Tabel 5.11 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 5$).

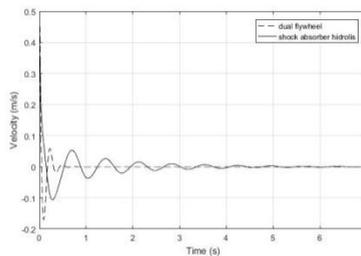
Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	<i>Settling time</i>
<i>Shock absorber</i> hidrolis	0.0283	0.3876	16.7515	6
<i>Dual flywheel</i>	0.02944	0.5717	21.4744	1

- $\gamma = 20$

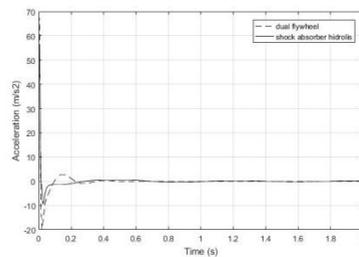
Pemodelan pada bodi kendaraan dilakukan dengan memberikan input pada blok diagram dengan *severity parameter* sebesar 5.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.11 Grafik perbandingan respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolik dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

Dari gambar grafik perbandingan respon perpindahan, kecepatan, percepatan pada seperempat kendaraan mobil dengan suspensi yang menggunakan shock absorber hidrolis dan dual flywheel terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$) dari ketiga grafik gambar 5.11 tersebut respon transient dari masing-masing suspensi menunjukkan hal berbeda. Pada suspensi *shock absorber* hidrolis respon transient berupa percepatan akan mencapai kondisi *steady state* saat kurang dari 7 detik, sedangkan untuk kecepatan maupun perpindahan menunjukkan untuk mencapai kondisi *steady state* lebih lama dari respon percepatan yaitu kurang dari 1 detik. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* respon perpindahan, kecepatan, percepatan hanya membutuhkan waktu kurang dari 1 detik untuk mendapatkan *steady statenya*.

Pada suspensi pemodelan *bump modified* ($\gamma = 20$) untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *dual flywheel* bodi kendaraan memiliki nilai percepatan maksimum 67.4167, kecepatan maksimum 0.453 dan perpindahan maksimum 0.01. Sedangkan untuk seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis bodi kendaraan mempunyai percepatan maksimum 53.6292, kecepatan maksimum 0.3426 dan perpindahan maksimum 0.018. hasil pemodelan dirangkum pada tabel 5.12 seperti berikut ini.

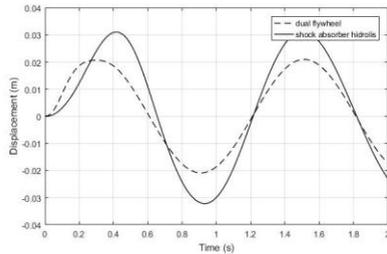
Tabel 5.12 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada seperempat kendaraan mobil yang menggunakan *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel* terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$).

Jenis suspensi	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	<i>Settling time</i>
<i>Shock absorber</i> hidrolis	53.6292	0.3426	0.018	7
<i>Dual flywheel</i>	67.4167	0.453	0.01	1

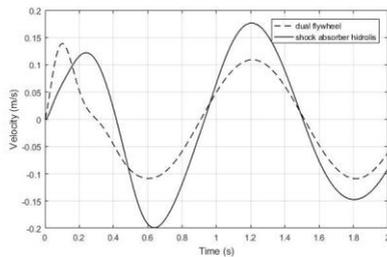
5.4.2 Input Sinusoidal

- **Input kecepatan 30 km/jam**

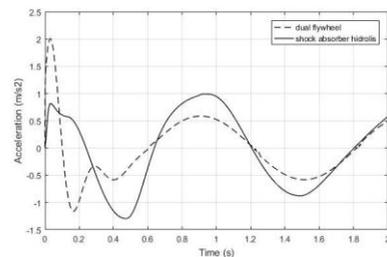
Pemodelan dilakukan dengan cara mengkonversikan input kecepatan yang digunakan menjadi frekuensi dengan menggunakan rumus $f = v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.12 Respon bodi kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal 30 km/jam gambar 5.12, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum bodi kendaraan untuk suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0209 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1388 m/s, percepatan maksimum sebesar 2.0051 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal 30 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.0319 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1704 m/s, percepatan maksimum sebesar 0.984 m/s².

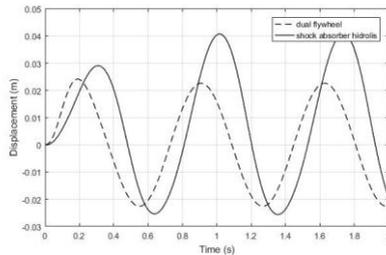
Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.13 sebagai berikut

Tabel 5.13 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 30$ km/h)

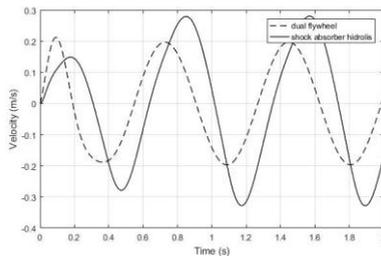
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.0319	0.1704	0.984
<i>Dual Flywheel</i>	0.0209	0.1388	2.0051

- **Input kecepatan 50 km/jam**

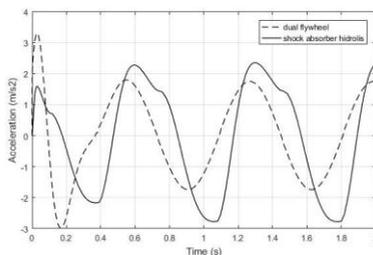
Pemodelan dilakukan dengan cara mengkonversikan input kecepatan yang digunakan menjadi frekuensi dengan menggunakan rumus $f = v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.13 Respon bodi kendaraan kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal 50 km/jam gambar 5.13, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0241 m, kecepatan maksimum sebesar 0.2122 m/s, percepatan maksimum sebesar 3.3017 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal 50 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.0409m, kecepatan maksimum sebesar 0.2813 m/s, percepatan maksimum sebesar 2.3474 m/s².

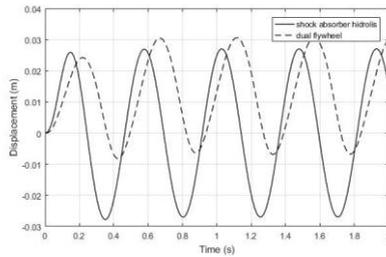
Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.14 seperti berikut ini.

Tabel 5.14 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 50$ km/h)

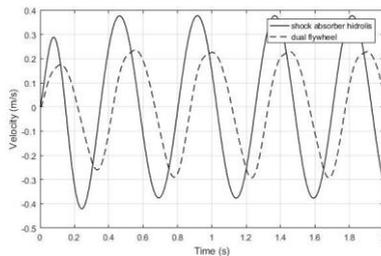
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.0409	0.2813	2.3474
<i>Dual Flywheel</i>	0.0241	0.2122	3.3017

- **Input kecepatan 80 km/jam**

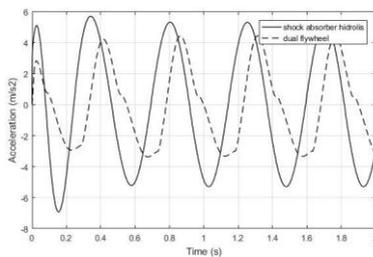
Pemodelan dilakukan dengan cara mengkonversikan input kecepatan yang digunakan menjadi frekuensi dengan menggunakan rumus $f = v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.14 Respon penumpang kendaraan akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Pada pemberian input sinusoidal 80 km/jam gambar 5.14, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *dual flywheel* sebesar 0.0271 m, kecepatan maksimum sebesar 0.3863 m/s, percepatan maksimum sebesar 6.012 m/s².

Sedangkan pemberian input sinusoidal 80 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum penumpang untuk suspensi *shock absorber* hidrolis sebesar 0.0308 m, kecepatan maksimum sebesar 0.359 m/s, percepatan maksimum sebesar 6.044 m/s².

Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat dirangkum dalam tabel 5.15 berikut ini.

Tabel 5.15 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 80$ km/h)

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
Shock absorber Hidrolis	0.0308	0.359	6.044
<i>Dual Flywheel</i>	0.0271	0.3863	6.012

5.5 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi *Shock Absorber* Hidrolis dan Suspensi *Dual Flywheel*

Pengaruh kecepatan kendaraan terhadap respon dinamis sistem seperempat kendaraan yang dihasilkan merupakan perbandingan nilai rms perpindahan dan percepatan penumpang dengan variasi kecepatan kendaraan 30 km/jam-100 km/jam dengan panjang lintasan 10m. Perbandingan yang akan dihasilkan yaitu antara suspensi yang menggunakan *dual*

flywheel dengan suspensi yang menggunakan *shock absorber* hidrolis

5.5.1 Displacement Transmibility

Displacement transmibility merupakan perpindahan bodi kendaraan terhadap kecepatan kendaraan. Untuk mencari mencari nilai *displacement transmibility* terlebih dahulu mencari nilai x rms dari masing-masing suspensi yang dihasilkan dari hasil simulasi yang dilakukan. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 30-100 km/jam dengan interval 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut, akan diperoleh nilai frekuensi dengan rumus $f = v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal. Karena *displacement transmibility* merupakan perpindahan bodi kendaraan terhadap kecepatan kendaraan maka nilai x rms terlebih dahulu dibagi dengan nilai amplitude yang digunakan yaitu 0.02. parameter untuk perpindahan yang digunakan dapat dilihat di tabel 5.16

Tabel 5. 16 Parameter untuk perpindahan body kendaraan pada sistem *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheels*

Velocity (Km/jam)	Velocity (m/s)	L(m)	f(hz))
30	8,333	10	0.83
40	11,111	10	1.11
50	13,889	10	1.39
60	16,667	10	1.67
70	19,444	10	1.94
80	22,222	10	2.22
90	25	10	2.5
100	27.78	10	2.78

Perbandingan *displacement transmissibility* antara sistem seperempat kendaraan dengan *shock sbsorber* hidrolis dan dual flywheel dinyatakan pada tabel 5.17 seperti berikut:

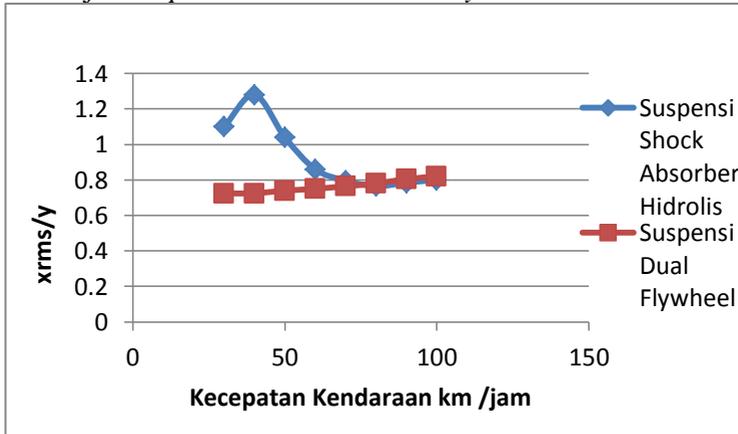
Tabel 5.17 Perbandingan antara perpindahan body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem *shock absorber* hidrolis dan *dual flywheel*

Velocity (Km/jam)	x RMS (dual flywheel) (m)	x RMS (<i>shock absorber</i> hidrolis) (m)	xrms/Y (flywheel) (m)	xrms/Y (<i>shock absorber</i> hidrolis) (m)
30	0.0145	0.022	0.725	1.1
40	0.0145	0.256	0.725	1.28
50	0.0148	0.0208	0.74	1.04
60	0.015	0.0172	0.75	0.86
70	0.153	0.0159	0.765	0.795
80	0.0156	0.0153	0.78	0.765
90	0.0161	0.0157	0.805	0.785
100	0.0164	0.016	0.82	0.8

Gambar 5.15 merupakan grafik *displacement transmissibility* dengan variasi kecepatan dari 30 sampai 100 km/jam dari sistem *shock absorber* hidrolis dan suspensi *dual flywheel*. Pada grafik tersebut terlihat bahwa pada masing-masing suspensi mempunyai trend line yang sangat berbeda.

Pada suspensi hidrolis saat kecepatan 30 km/jam naik ke kecepatan 40 km/jam *displacement transmissibility* mengalami kenaikan dari 1.1 m menjadi 1.28 m. Setelah mencapai 40 km/jam menuju kecepatan 50 km/jam *displacement transmissibility* kemudian menurun menjadi 1.04 m. Selanjutnya trend line terus menurun sampai kecepatan mencapai 80 km/jam. Hal ini ditunjukkan dari nilai *displacement transmissibility* pada kecepatan 60 km/jam turun menjadi 0.86 m, kemudian saat 70

km/jam turun lagi menjadi 0.795, yang terakhir pada saat 80 km/jam line turun mencapai 0.765 m kemudian saat 90 km/jam trend line naik lagi sebesar 0.785 m dan saat kecepatan mencapai 100 km/jam *displacement transmissibility* bernilai 0.8 m.



Gambar 5.15 Grafik Perpindahan penumpang Terhadap Kecepatan Kendaraan

Sedangkan pada suspensi pada *dual flywheel* trendline di gambar 5.15 menunjukkan bahwa untuk mendapatkan penurunan *displacement transmissibility* dibutuhkan kecepatan yang sangat tinggi. Hal ini ditunjukkan dengan *trend line* yang masih terus naik meskipun kecepatan sudah mencapai 100 km/jam. Saat kecepatan 30 km/jam menuju 40 km/jam *displacement transmissibility* mengalami nilai yang tetap yaitu 0.725 m. kemudian trend line naik lagi pada saat kecepatan mencapai 50 km/jam yaitu 0.74 m dan naik lagi saat kecepatan mencapai 60 km/jam menjadi 0.75 m. Saat kecepatan mencapai 70 km/jam trend line masih naik sebesar 0.765 m hingga kecepatan 80 km/jam nilai menjadi sebesar 0.78 m dan kemudian saat kecepatan 90 km/jam nilai *displacement transmissibility dual flywheel* mulai lebih tinggi daripada suspensi *shock absorber*

hidrolis 0.805 m dan dan pada kecepatan 100 km/jam *displacement transmissibility* sebesar 0.82 m.

5.5.2 Percepatan RMS bodi kendaraan terhadap kecepatan kendaraan

Untuk menganalisa kenyamanan kendaraan akibat eksitasi sinusoidal digunakanlah standar ISO 2631. Hasil a RMS dari masing-masing kecepatan dapat dilihat dari tabel 5.18.

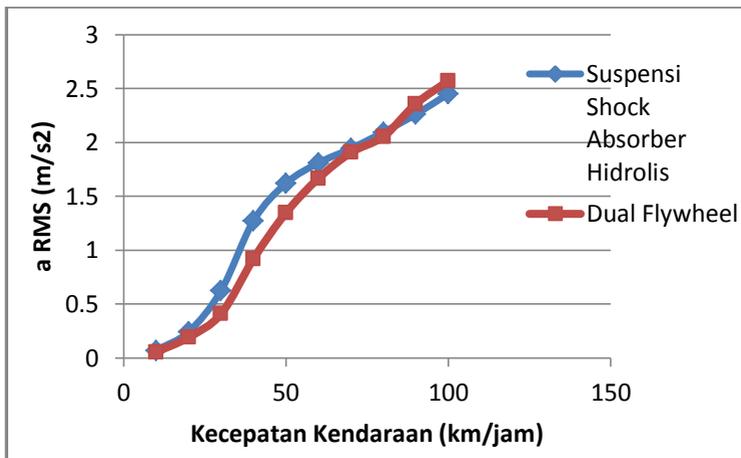
Tabel 5.18 Perbandingan antara percepatan body kendaraan terhadap kecepatan kendaraan pada sistem shock absorber hidrolis dengan dual flywheel

Velocity (Km/jam)	f(hz))	a RMS (dual flywheel) (m/s ²)	a RMS (<i>shock absorber</i> hidrolis) (m/s ²)
10	0.27	0.0545	0.0705
20	0.56	0.1916	0.2426
30	0.83	0.4096	0.6256
40	1.11	0.9213	1.274
50	1.39	1.3476	1.6207
60	1.67	1.6671	1.8098
70	1.94	1.9062	1.9428
80	2.22	2.0552	2.0942
90	2.5	2.358	2.261
100	2.78	2.572	2.452

Gambar di bawah ini menunjukkan grafik respon percepatan RMS (Root Mean Square) terhadap frekuensi dengan asumsi lamda 10 meter. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10-100 km/jam dengan interval 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut, akan diperoleh nilai frekuensi dengan rumus f

$= v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal. Setelah itu, nilai percepatan RMS yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik ISO 2631. Dari grafik ini, dapat dilihat berapa lama ketahanan pengendara saat berkendara menurut ISO 2631 untuk setiap frekuensi kendaraan.

Berdasarkan tabel 5.18 perbandingan percepatan rms *body* kendaraan sistem seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dan suspensi *dual flywheel* dapat dibuat grafik gambar pada gambar 5.16 seperti dibawah ini,



Gambar 5.16 Grafik Percepatan Bodi Kendaraan Terhadap Pertambahan Kecepatan Kendaraan

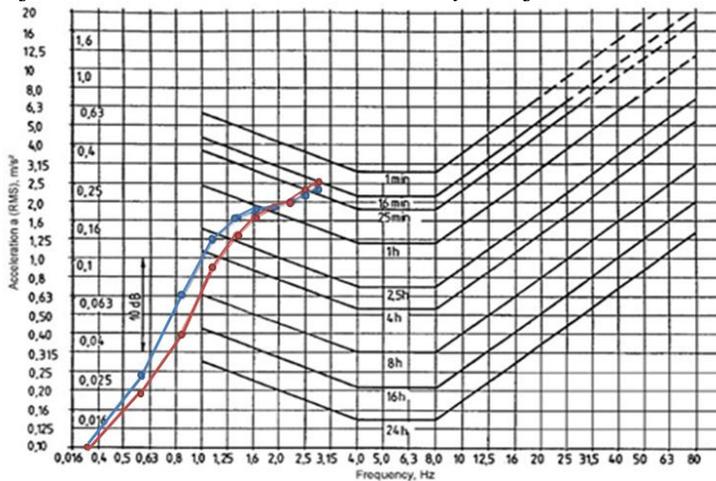
Gambar 5.16 merupakan grafik *acceleration transmissibility* dengan variasi kecepatan dari 10 sampai 100 km/jam dari sistem *shock absorber* hidrolis dan suspensi *dual flywheel*. Pada grafik tersebut terlihat bahwa semakin naik kecepatan kendaraan maka nilai *acceleration transmissibility* juga semakin besar. Pada kecepatan 10 km/jam-80 km/jam nilai *acceleration transmissibility* untuk suspensi *shock absorber* hidrolis nilainya lebih tinggi dari suspensi *dual flywheel*. Tetapi terlihat bahwa pada saat kecepatan 90 km/jam trendline dari

suspensi *dual flywheel* mempunyai nilai yang lebih besar dari suspensi hidrolis.

Pada suspensi hidrolis untuk kecepatan 10 km/jam-20 km/jam *acceleration transmissibility* meningkat dari 0.0705 m/s^2 ke 0.2425 m/s^2 . kemudian kecepatan menjadi 30 km/jam menuju 40 km/jam nilai *acceleration transmissibility* mengalami kenaikan yaitu 0.6256 m/s^2 menjadi 1.274 m/s^2 . kemudian setelah mencapai 50 km/jam juga tetap mengalami kenaikan menjadi 1.6207 m/s^2 . Saat mobil dengan suspensi *shock absorber* hidrolis sudah mencapai 60 km/jam nilai nilai *acceleration transmissibility* mengalami kenaikan menjadi 1.8098 m/s^2 hingga kecepatan menjadi 70 km/jam nilai nilai *acceleration transmissibility* juga tetap semakin besar menjadi 1.9428 m/s^2 . saat kecepatan kendaraan 80 km/jam nilai nilai *acceleration transmissibility* sebesar 2.0942 m/s^2 mengalami kenaikan saat kecepatan 90 km/jam nilai nilai *acceleration transmissibility* menjadi 2.261 m/s^2 dan saat kecepatan sudah mencapai 100 km/jam nilai nilai *acceleration transmissibility* tetap naik mencapai 2.452 m/s^2 .

Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* pada kecepatan 10-20 km/jam peningkatan yang diperoleh yaitu 0.0545 m/s^2 - 0.1916 m/s^2 hingga kecepatan menjadi 30 km/jam nilai *acceleration transmissibility* sebesar 0.4096 m/s^2 setelah kecepatan mencapai 40 km/jam nilai *acceleration transmissibility* naik menjadi 0.9213 m/s^2 saat kecepatan sudah 50 km/jam nilai *acceleration transmissibility* menjadi 1.3476 m/s^2 . kemudian kecepatan kendaraan naik lagi menjadi 60 km/jam dan nilai *acceleration transmissibility* bertambah naik menjadi 1.6671 m/s^2 sampai kecepatan mencapai 70 km/jam nilai *acceleration transmissibility* tetap naik 1.9062 m/s^2 . Saat kecepatan sudah mencapai 80 km/jam nilai *acceleration transmissibility* menjadi 2.0552 m/s^2 kemudian kecepatan mencapai 90 km/jam disini trend line pada sistem *dual flywheel* mulai lebih tinggi dibandingkan trendline *acceleration transmissibility* suspensi

hidrolis yaitu 2.358 m/s^2 dan saat kecepatan mencapai 100 km/jam nilai *acceleration transmissibility* menjadi 2.572 m/s^2 .



Gambar 5.17 Ketahanan penumpang terhadap percepatan body kendaraan

Berdasarkan grafik ISO-2631 (gambar 5.17), dan data dari tabel 5.19 untuk sistem seperempat dengan profil jalan sinusoidal di kecepatan $10\text{-}20 \text{ km/jam}$ ketahanan penumpang terhadap getaran pada mobil mpv dengan suspensi *shock absorber* hidrolis maupun suspensi dual flywheel keduanya dapat bertahan kurang lebih 24 jam. Saat kecepatan menjadi 30 km/jam hingga 40 km/jam ketahanan pengendara terhadap getaran untuk suspensi *shock absorber* hidrolis adalah 8-16 jam. Sedangkan pada suspensi *dual flywheel* ketahanan pengendara pada getaran jauh lebih besar yaitu 16-24 jam. Setelah kecepatan mencapai 40 km/jam ketahanan pengendara pada getaran untuk suspensi *shock absorber* hidrolis adalah 2,5-4 jam sedangkan pada suspensi *dual flywheel* mencapai 4-8 jam. Ketika kecepatan mencapai $50\text{-}60 \text{ km/jam}$ ketahanan pengendara terhadap getaran semakin menurun untuk *shock absorber* hidrolis maupun sistem *dual flywheel* menjadi 1-2,5 jam. Setelah kecepatan mencapai $70\text{-}90 \text{ km/jam}$ nilai

ketahanan pengemudi terhadap getaran dari *shock absorber* hidrolis maupun *dual flywheel* memiliki nilai yang hampir sama yaitu sekitar 25 menit- 1 jam. Setelah kecepatan mencapai 100 km/jam nilai ketahanan pengemudi pada getaran untuk *shock absorber* hidrolis sama dengan *dual flywheel* yaitu 16-25 menit

Tabel 5.19 Daftar ketahanan penumpang terhadap getaran dari *suspensi dual flywheel* maupun *shock absorber* hidrolis

Kecepatan Kendaraan	Ketahanan Penumpang Terhadap Getaran (shock absorber hidrolis)	Ketahanan Penumpang Terhadap Getaran (dual flywheel)
10 km/jam	24 jam	24 jam
20 km/jam	24 jam	24 jam
30 km/jam	8-16 jam	16-24 jam
40 km/jam	2.5-4 jam	4-8 jam
50 km/jam	2.5 jam	2.5 jam
60 km/jam	1 jam	1 jam
70 km/jam	1 jam	1 jam
80 km/jam	0.42-1jam	0.42-1jam
90 km/jam	0.42 jam	0.42 jam
100 km/jam	0.27 jam	0.27 jam

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa pada sistem suspensi *shock absorber* hidrolis dan suspense *dual flywheel* dan sistem seperempat kendaraan mobil mpv (avanza) dengan penggunaan sistem suspensi *shock absorber* hidrolis dan suspense *dual flywheel* maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Gaya redam maksimum pada *shock absorber* hidrolis didapatkan dari proses ekspansi maupun kompresi. Nilai gaya redam saat saat proses kompresi menunjukkan nilai yang lebih besar dibandingkan dengan saat ekspansi. Nilai gaya redam maksimum yang dapat dihasilkan *shock absorber* hidrolis adalah 1323.22N. Gaya redam terbesar yang mampu dihasilkan oleh suspense *dual flywheel* sebesar 1480.27 N.
2. Variasi material pada flywheel dengan menggunakan *cast iron* ($\rho = 6800 \text{ kg/m}^3$), *stainless steel* ($\rho = 7480 \text{ kg/m}^3$), *bruss casting* ($\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$) tidak mempunyai perbedaan yang signifikan . sehingga untuk pemodelan seperempat kendaraan dapat menggunakan material *bruss casting*.
3. Respon dinamis dari penumpang pada pemodelan seperempat kendaraan untuk suspense *shock absorber* hidrolis nilai perpindahan maksimumnya didapatkan saat kecepatan 50km/jam yaitu 0.381m, kecepatan maksimum dari bodi kendaraan didapatkan saat kecepatan kendaraan 80 km/jam yaitu 0.283m/s sedangkan percepatan maksimum didapatkan saat kecepatan kendaraan berada pada kecepatan

80 km/jam yaitu 4.382 m/s^2 . Sedangkan untuk suspensi *dual flywheels* respon dinamis perpindahan, kecepatan dan percepatan maksimum pada bodi kendaraan didapatkan pada saat kecepatan kendaraan sebesar 80 km/jam yaitu 0.0224m, 0.3109m/s dan percepatan maksimumnya 4.2854 m/s^2 .

4. Dengan menggunakan *input bump* yang telah dimodifikasi, penumpang dengan penggunaan mobil suspensi *dual flywheel* lebih cepat mengalami *steady state* jika dibandingkan dengan mobil seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis. Untuk respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan penumpang pada *dual flywheel* pada γ (*severity parameter*) baik 1 (*low impact*), 5 (*less severe impacts*), dan 20 (*more severe impact*) *steady state* didapatkan kurang dari 1 detik. Sedangkan untuk suspensi *shock absorber hidrolis* pada $\gamma = 1$ (*low impact*) *steady state* untuk respon perpindahan, kecepatan, percepatan penumpang adalah 7 detik, saat $\gamma = 5$ (*less severe impacts*) *steady state* didapatkan saat 6 detik dan $\gamma = 20$ *steady state* dicapai saat 8 detik.
5. Respon dinamis dari bodi kendaraan pada pemodelan seperempat kendaraan untuk suspensi *shock absorber* hidrolis nilai perpindahan maksimumnya didapatkan saat kecepatan 50km/jam yaitu 0.409m, kecepatan maksimum dari bodi kendaraan didapatkan saat kecepatan kendaraan 80 km/jam yaitu 0.359m/s sedangkan percepatan maksimum didapatkan saat kecepatan kendaraan berada pada kecepatan 80 km/jam yaitu 6.044 m/s^2 . Sedangkan untuk suspensi *dual flywheels* respon dinamis perpindahan, kecepatan dan percepatan maksimum pada bodi kendaraan didapatkan pada saat kecepatan kendaraan sebesar 80 km/jam yaitu 0.0271m, 0.3863m/s dan percepatan maksimumnya 6.012 m/s^2 .

6. Dengan *input bump* yang telah dimodifikasi bodi kendaraan mobil dengan suspensi *dual flywheel* lebih cepat mengalami *steady state* jika dibandingkan dengan mobil seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis. Untuk respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan penumpang pada *dual flywheel* pada γ (*severity parameter*) baik 1 (*low impact*), 5 (*less severe impacts*), dan 20 (*more severe impact*) *steady state* didapatkan kurang dari 1 detik. Sedangkan untuk suspensi *shock absorber hidrolis* pada $\gamma = 1$ (*low impact*) *steady state* untuk respon perpindahan, kecepatan, percepatan penumpang adalah 6 detik, saat $\gamma = 5$ (*less severe impacts*) *steady state* didapatkan saat 6 detik dan $\gamma = 20$ *steady state* dicapai saat 7 detik.
7. *Displacement transmissibility* dan nilai percepatan RMS dari mobil dengan suspensi *shock absorber* hidrolis mempunyai karakteristik lebih besar dibandingkan dengan suspensi *dual flywheel* pada kecepatan 10-80 km/jam. Sedangkan saat kecepatan tinggi yaitu 90-100 km/jam nilai *displacement transmissibility* dari *flywheel* akan lebih besar dibandingkan suspensi *shock absorber* hidrolis. Nilai ketahanan tubuh penumpang terhadap getaran pada suspensi *dual flywheel* untuk kecepatan 10-80 km/jam lebih aman daripada suspensi *shock absorber* hidrolis. Pada kecepatan 10-20 km/jam ketahanan penumpang terhadap getaran pada masing-masing suspensi dapat bertahan kurang lebih 24 jam. Saat kecepatan mencapai 30-40 km/jam ketahanan penumpang terhadap getaran menjadi 8-16 jam untuk suspensi *shock absorber* hidrolis dan 16-24 jam untuk suspensi *dual flywheels*. Untuk kecepatan 40 km/jam ketahanan penumpang pada suspensi hidrolis 2.5-4jam sedangkan suspensi *dual flywheel* mencapai 4-8 jam. Ketika kecepatan 50-60 km/jam baik

hidrolis maupun *dual flywheels* ketahanan penumpangnya 1-2,5 jam. Saat kecepatan mencapai 70-90 km/jam nilai ketahanan pengendara 25 menit- 1 jam. Dan saat 100 km/jam nilai ketahanan pengendara dengan masing-masing suspense adalah 16-25 menit

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut ini:

1. Harus dilakukan uji eksperimen untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan pada sistem suspensi *dual flywheel* pada tiap-tiap variasi.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mendapatkan sistem peredam dengan memperhitungkan kenyamanan untuk mobil dengan kecepatan 0-80km/jam maka pemakaian suspensi *dual flywheels* dapat dipertimbangkan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Alvarez-Sanchez, Ervin. 2013. A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control. Mexico : Universidad Veracruzana. Kunchayono, P., Fathallah, A.Z.M., dan Semin. 2013. Analisa Prediksi Potensi Bahan Baku Biodiesel Sebagai Suplemen Bahan Bakar Motor Diesel di Indonesia. Jurnal Teknik Pomits. Vol. 2, No. 1, pp. 62.
- [2] Anuar, Kaspul. 2014. Rancang Bangun dan Studi Karakteristik Respon Getaran Sistem Suspensi dengan Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Blundell, Michael and Harty, Damian. 2015. Types of suspension and drive. : Elsevier Ltd.
- [4] Chunfeng, Lv. 2008. The Characteristic Study on Torsion Vibration of Dual Mass Flywheel and Its Simulation Analysis. China : Shanghai Jiaotong University.
- [5] C. Smith, Malcolm, dkk. Synthesis of Mechanical Networks: The Inerter. Cambridge: University of Cambridge
- [6] Fox dan McDonald's. 2011. Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [7] Hestingrum, Yunita dan Laksana Guntur, Harus. 2015. Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi Oleo-Pneumatic terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang Pesawat Boeing 747-400 Proses Landing dan Takeoff. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- [8] Ikhsan, Muhammad. 2008. Perancangan Suspensi Depan. Jakarta : FT UI.
- [9] ISO: Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. International Organization for Standardization.

- [10] Poonamohan, Pinjarla, Kishore Lakshmana.2012. Design and Analysis of a Shock Absorber. India : GIET.
- [11] Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations Fifth Edition. Miami: Pearson Education, Inc
- [12] Sutantra, Nyoman I. 2001. Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya. Surabaya : Penerbit Guna Widya.
- [13] W, Schiehlen. 2009. Dynamical analysis of vehicle systems. Whien New York : Springer
- [14] Rachmawati, Tri Ayu dan Laksana Guntur, Harus. 2015. Modeling and Analyzing Dynamic Response and Energy from Hydro-Magneto Electric Regenerative Shock Absorber in Truck Suspension System with 4000 cc Engine Capacity. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [15] Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations Fifth Edition. Miami: Pearson Education, Inc.

RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap Piendraswarti Soelistyaning Pangastuti. Penulis yang terlahir di Surabaya pada 15 Nopember 1994 ini merupakan anak pertama dari lima bersaudara dari pasangan Endro Listiyono dan Pinarti.

Penulis memulai pendidikan formal di TK Adhiyaksa Surabaya, kemudian melanjutkan ke SD Negeri Keputih 245 Surabaya. Setelah lulus pada tahun 2006, penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 19 Surabaya, dan kemudian menyelesaikan studi jenjang menengah atas di SMA Negeri 16 Surabaya. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, di tahun 2012 penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui jalur tes tulis BIDIKMISI.

Selama duduk di perkuliahan, penulis aktif berorganisasi di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM-ITS), khususnya dalam bidang manajemen *event* dan otomotif. Pada kepengurusan LBMM tahun 2014-2015 penulis mendapatkan amanah menjadi Ketua Divisi Kewirausahaan di LBMM. Penulis juga merupakan anggota Laboratorium *Vibration and Dynamic System*. Penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada penelitian perbandingan respon dinamis dari kendaraan roda empat yang menggunakan suspensi *shock absorber* hidrolis dan yang menggunakan suspensi *dual flywheel*. Penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi kemajuan teknologi di Indonesia.

Untuk informasi lebih lengkap, dapat menghubungi melalui email piendrswrt@gmail.com.