



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAMAN TERHADAP RESPON DINAMIS SUSPENSI
PRIMER DAN PERANCANGAN ULANG DIAMETER
ORIFICE PADA *SHOCK ABSORBER* KERETA API
TIPE EKONOMI**

DIAN RIYANA ZAHRO'
NRP 2113 100 060

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

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAMAN TERHADAP RESPON DINAMIS SUSPENSI
PRIMER DAN PERANCANGAN ULANG DIAMETER
ORIFICE PADA *SHOCK ABSORBER* KERETA API TIPE
EKONOMI**

DIAN RIYANA ZAHRO'
NRP. 2113 100 060

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

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROIECT – TM141585

**ANALYSIS OF DAMPING COEFFICIENT VARIANCE
EFFECT TO PRIMARY SUSPENSION DYNAMIC
RESPONSES AND ORIFICE DIAMETER REDESIGN ON
ECONOMIC TRAIN SHOCK ABSORBER**

DIAN RIYANA ZAHRO'
NRP. 2113 100 060

Advisory Lecturer:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

**ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
READAMAN TERHADAP RESPON DINAMIS SUSPENSI
PRIMER DAN PERANCANGAN ULANG DIAMETER
ORIFICE PADA SHOCK ABSORBER KERETA API TIPE
EKONOMI**

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 :

DIAN RIYANA ZAHRO

NRP. 2113 100 060

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati., ST., MT (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. ^{an} Moch. Solichin., ST., MT (Penguji II)
NIP. 198908172015041003
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja., MT (Penguji III)
NIP. 196807061999031004

SURABAYA

JULI, 2017

**ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAMAN TERHADAP RESPON DINAMIS SUSPENSI
PRIMER DAN PERANCANGAN ULANG DIAMETER
ORIFICE PADA SHOCK ABSORBER KERETA API TIPE
EKONOMI**

Nama Mahasiswa : Dian Riyana Zahro'
NRP : 2113100060
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
S.T., M. Eng.

ABSTRAK

Kereta api merupakan angkutan penumpang yang mempunyai kapasitas angkut besar, aman, serta kelancaran transportasi dibandingkan angkutan lainnya. Berdasarkan data BPS(Badan Pusat Statistik) tahun 2015, PT. KAI berhasil mengangkut penumpang sebanyak 325,495 juta orang. Meningkat sekitar 17% dibanding tahun sebelumnya. Dengan meningkatnya peminat pengguna kereta api tersebut, perkeretaapian di Indonesia masih harus dikembangkan di masa mendatang. Sebagai transportasi dengan durasi perjalanan relatif panjang, kebutuhan akan kenyamanan dari kereta api itu sendiri menjadi sangat penting. Salah satu cara untuk meningkatkan performa sistem suspensi dari kereta api yaitu memodifikasi dimensi sistem peredam primer yang ideal untuk kereta api.

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan simulasi dari perubahan parameter yang ada pada sistem suspensi primer kereta api dengan memvariasikan nilai koefisien redaman dan memodifikasi diameter orifice pada sistem suspensi tersebut terhadap gaya redam dan respon dinamis dari penumpang pada sistem seperempat kendaraan kereta api. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software MATLAB frekuensi input

sinusoidal sistem suspensi divariasikan dari 0.5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan setiap 0.5 Hz.

Dari penelitian ini, didapatkan hasil bahwa respon displacement yang dialami sistem suspensi hidrolik dengan penggunaan konstanta redam 92.871 Ns/m paling baik untuk semua variasi frekuensi. Perpindahan RMS dan percepatan RMS sistem kendaraan dengan variasi konstanta redam 92.871 Ns/m juga paling baik diantara variasi lainnya. Pada sistem suspensi hidrolik, perubahan variasi diameter orifice mempengaruhi besarnya gaya redam. Variasi diameter paling kecil menghasilkan nilai gaya redam yang paling besar. Selain itu, variasi diameter 2,155 mm paling cocok untuk dipasangkan pada sistem kendaraan kereta api dengan penggunaan konstanta redam 92.871 Ns/m.

Kata Kunci: Respon Dinamis, Parameter, Sistem Seperetmpat Kereta Api, Sistem Suspensi Hidrolik

**ANALYSIS OF DAMPING COEFFICIENT VARIANCE
EFFECT TO PRIMARY SUSPENSION DYNAMIC
RESPONSES AND ORIFICE DIAMETER REDESIGN ON
ECONOMIC TRAIN SHOCK ABSORBER**

Name : Dian Riyana Zahro'
NRP : 2113100060
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
S.T., M. Eng.

ABSTRACT

Train is a public transportation which has large capacity, save, and no traffic compared to another transportation. Based to BPS (Badan Pusat Statistik) data on 2015, PT. KAI success carrying passengers as many as 325, 495 million people. Increase up to 17% compared to previous years. As the passengers increases, train sector in Indonesia must be improved in the future. As transportation with long duration trip, the necessary of train comfortable become important. One of the way to increase the suspension system performed of train is modify the dimension of primary damper which ideal to the train.

In this final project, it does modelling and simulating the parameter variance which on the primary suspension of train with varying the damper coefficient and modifying the orifice diameter on the suspension system toward damping force and dynamic response of passengers on quarter train modelling. This simulation does with using MATLAB. Sinusoidal Input frequency of suspension system is varied from 0.5 Hz until 2 Hz with frequency increase every 0.5 Hz.

The research shows that the best damping coefficient is 92.871 Ns/m as shown from the displacement response of hydraulic suspension system for all frequency variations. Its RMS displacement and RMS acceleration are the best compared to the other damping coefficient variations. In hydraulic suspension system, the orifice diameter variance affects the value of damping coefficient. The smallest diameter variance has the largest damping coefficient. Moreover, 2.155 mm diameter variance is the most suitable for trains with 92.871 Ns/m damping coefficient.

Keyword : Dynamic Response, Parameter, Quarter Train, Hydraulic Suspension System.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, karena berkat rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN REDAMAN TERHADAP RESPON DINAMIS SUSPENSI PRIMER DAN PERANCANGAN ULANG DIAMETER *ORIFICE* PADA *SHOCK ABSORBER* KERETA API TIPE EKONOMI** dengan baik dan tepat waktu. Tugas Akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Orang tua penulis, **Bapak H. Musthofa** dan **Ibu Lamkhatul Luqomah** yang menjadi semangat dan motivasi penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Terima kasih karena selalu memberikan dorongan materi dan moril, yang memberikan doa tanpa pernah putus.
2. **Alin Fitriani** dan **Rizal Rinaldi** selaku kakak penulis, yang selalu memberikan bantuan dan semangat bagi penulis. **Alaric Abrizam Rinaldi** selaku keponakan penulis, yang selalu membuat penulis bahagia;
3. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.** yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini;
4. **Ir Julendra Bambang Ariatedja., MT., Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., dan Moch. Solichin, ST., MT.,** selaku dosen penguji tugas akhir .

5. **Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D.**, selaku dosen wali penulis, serta seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTI ITS. Terima kasih atas ilmu dan bimbingannya selama ini;
6. Saudari **Dewani Intan Asmarani Permana** yang telah menjadi teman dekat penulis sejak sebelum menjadi Mahasiswa Baru hingga penulis menyelesaikan masa perkuliahan;
7. Seluruh Tim **#HARUSKIDS (Intan, Abiyyu, Ami, Uwik, Sarbo, Fiki, Devi, dan Alvi)** serta **#ANAKIBU (Ricky, Keputih, Vincent, Bambang, Mas Adit, Mas Imam, Mas Merza, Wisnu, dan Mas Faiz)** yang telah banyak membantu, *support*, dan memberikan banyak canda tawa dalam pengerjaan tugas akhir penulis;
8. Seluruh **Warga Lab Vibrasi dan Sistem Dinamis** khususnya **Bima dan Roni** yang telah memberikan senyuman di tahun terakhir penulis;
9. **Angkatan M56** kesayangan yang telah memberikan banyak cerita indah bagi penulis selama masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS;
10. **Riza Nur Madaniyah a.k.a Bu Titin** yang banyak memberikan ilmu, kesabaran, dan perhatiannya kepada penulis;
11. Keluarga BEM FTI-ITS khususnya **Kabinet #RiseOfSolidarity** yang telah memberikan ilmu, drama – drama, suka duka, maupun pengalaman berharga penulis di tahun ke-2 dan ke-3 selama di ITS;
12. Teman kos **#B20** khususnya **mbak chi chi, novi, dan mia** yang banyak memberikan banyak drama selama di kosan.
13. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir dengan baik dan tepat waktu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik

dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK..... i

ABSTRACTiii

KATA PENGANTAR v

DAFTAR ISI..... ix

DAFTAR GAMBARxiii

DAFTAR TABEL..... xvii

BAB I PENDAHULUAN..... 1

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah..... 2

1.3 Batasan Masalah 2

1.4 Tujuan 3

1.5 Manfaat 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA 5

2.1 Kereta Api..... 5

2.2 Sistem Suspensi 8

2.3 Suspensi Hidrolik..... 11

2.4 Redaman 14

2.5 Teori Getaran *Base Excitation* 15

2.6 Transmibilitas Perpindahan (*Displacement Transmibility*)..... 16

2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara	17
2.8 Penelitian Terdahulu	19
2.8.1 Dinamika Gerak pada <i>Bogie</i> dan Gerbong Kereta Api	19
2.8.2 Pemodelan Respon Dinamis Sistem HMERSA (<i>Hydro-Magneto Electro Regenerative Shock Absorber</i>)	20
2.8.3 Respon Dinamis Sistem Suspensi dengan Menggunakan Perubahan Parameter Sistem Suspensi <i>Hydro-Pneumatic</i> terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas	22
2.8.4 Optimisasi Sistem Suspensi <i>Vertical</i> pada Perilaku Jalan Kereta Api	25
BAB III METODOLOGI.....	29
3.1 Metodologi Penelitian	29
3.2 Studi Literatur	31
3.3 Pemodelan dan Simulasi dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman	32
3.3.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	32
3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum	

Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman	35
3.3.3 Analisis Grafik dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Variasi Nilai Koefisien Redaman	37
3.4 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	37
3.4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	37
3.4.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	39
3.4.3 Analisis Grafik Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	41
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1 Pemodelan dari Sistem Kereta Api dan Sistem Suspensi	43
4.1.1 Pemodelan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi	43
4.1.2 Permodelan Dinamis dan Gaya Redam pada Sistem Suspensi.....	48
4.2 Diagram Blok.....	50
4.2.1 Input yang Digunakan	50
4.2.2 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api.....	51
4.2.4 Diagram Blok Sistem Suspensi	52
4.3 Analisis Pemodelan.....	53

4.3.1 Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi	54
4.3.2 Perbandingan RMS (<i>Root Mean Square</i>) Percepatan Setiap Variasi Sistem Seperempat Kendaraan.....	66
4.3.3 Perbandingan RMS Perpindahan Setiap Variasi Sistem Suspensi Seperempat Kendaraan.....	72
4.3.4 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik	75
BAB V KESIMPULAN.....	81
5.1 Kesimpulan	81
5.2 Saran	81
DAFTAR PUSTAKA	83
LAMPIRAN	85
BIODATA PENULIS	88

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Gerbong Kereta	5
Gambar 2. 2	<i>Bogie</i> TB398.....	7
Gambar 2. 3	Dimensi Utama <i>Bogie</i>	7
Gambar 2. 4	Suspensi Pegas.....	9
Gambar 2. 5	Suspensi Karet.....	10
Gambar 2. 6	Suspensi Udara	10
Gambar 2. 7	Sistem Suspensi Hidrolik	11
Gambar 2. 8	Siklus Kompresi pada <i>Shock Absorber</i>	12
Gambar 2. 9	Siklus Ekspansi pada <i>Shock Absorber</i>	14
Gambar 2. 10	Diagram <i>Stress-Strain</i> dari Massa yang Mempunyai <i>Material Damping</i>	15
Gambar 2. 11	<i>Base Excitation</i> (A) Sistem Fisik <i>Base Excitation</i> (B) <i>Free Body Diagram</i> untuk Sistem <i>Base Excitation</i> ^[7]	16
Gambar 2. 12	Grafik Variasi Td dan ϕ terhadap $r^{[7]}$	17
Gambar 2. 13	Ketahanan Badan Manusia terhadap Percepatan Linier yang dapat Diterima	18
Gambar 2. 14	Pemodelan $\frac{1}{4}$ Model Kereta Api ^[8]	20
Gambar 2. 15	Grafik Perbandingan Gaya Redam Terhadap (A) Kecepatan dan (B) Percepatan pada Sistem Hidrolik dengan Posisi Suspensi Tegak	21
Gambar 2. 16	Grafik Perbandingan Gaya Redam Terhadap (A) Kecepatan dan (B) Percepatan pada Sistem Hidrolik dengan Posisi Suspensi Miring.....	21
Gambar 2. 17	Grafik Respon Perpindahan dan Kecepatan terhadap Gaya Redam pada Massa Jenis Minyak ($\rho=860$ kg/m ³), Diameter Piston ($D_p = 3$ cm) dan Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm) dengan Variasi Frekuensi	24
Gambar 2. 18	Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem	

Suspensi <i>Hydro-pneumatic</i> dengan Massa Jenis Minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan Diameter Piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada Masing-masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3 \text{ mm}$).....	25
Gambar 2. 19 Model Mekanik Kendaraan	26
Gambar 2. 20 Damping Ratio dari Suspensi Primer :—, 120 km/h, ----, 180 km/h, - · - · · , 240 km/h	26
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penyelesaian Tugas Akhir.....	29
Gambar 3. 3 Pemodelan (A) Fisik dan (B) Dinamis Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi	33
Gambar 3. 4. Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	34
Gambar 3. 5 Diagram Alir Proses Pembuatan Blok Diagram pada <i>Software</i> MATLAB Simulink dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	36
Gambar 3. 6 (a). Permodelan Fisik <i>Shock Absorber</i>	38
Gambar 3. 7 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	39
Gambar 3. 8 Diagram Alir Pembuatan Blok Diagram Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	40
Gambar 4. 1 Model Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi	43
Gambar 4. 2 <i>Free Body Diagram</i> Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi.....	44
Gambar 4. 3 <i>Free Body Diagram Carbody</i> dari Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Ekonomi	44
Gambar 4. 4 <i>Free Body Diagram Bogie</i> dari Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Ekonomi	45

Gambar 4. 5	Profil Jalan dengan Input Sinusoidal pada Kecepatan (a) 20 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 60 km/jam.....	50
Gambar 4. 6	Blok Diagram Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	52
Gambar 4. 7	Diagram Blok Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik	53
Gambar 4. 8	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)...	54
Gambar 4. 9	Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)...	56
Gambar 4. 10	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)...	57
Gambar 4. 11	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)...	59
Gambar 4. 12	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)...	60
Gambar 4. 13	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)...	62
Gambar 4. 14	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)...	63
Gambar 4. 15	Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)...	65
Gambar 4. 16	Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan	67
Gambar 4. 17	Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631.....	68
Gambar 4. 18	Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan	70
Gambar 4. 19	Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631.....	71

Gambar 4. 20 Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan.....	73
Gambar 4. 21 Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan.....	75
Gambar 4. 22 Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi dengan Variasi Frekuensi	77
Gambar 4. 23 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	78
Gambar 4. 24 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	79

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1	Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan – ISO 2631	19
Tabel 2. 2	Nilai Gaya Redam yang Dihasilkan pada Sistem Hidrolik dengan dan Tanpa Sudut	21
Tabel 2. 3	Nilai Gaya Redam Maksimum untuk Massa Jenis Minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan Diameter Piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada Masing-masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3 \text{ mm}$).....	24
Tabel 3. 1	Parameter untuk Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	35
Tabel 3. 2	Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Kereta Api.....	39
Tabel 4. 1	Parameter untuk Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	51
Tabel 4. 2	Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik	52
Tabel 4. 3	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20 \text{ km/jam}$).....	55
Tabel 4. 4	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20 \text{ km/jam}$)	57
Tabel 4. 5	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40 \text{ km/jam}$).....	58
Tabel 4. 6	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40 \text{ km/jam}$)	60
Tabel 4. 7	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60 \text{ km/jam}$).....	61
Tabel 4. 8	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60 \text{ km/jam}$)	63

Tabel 4. 9	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan Sistem Seperempat Kedaraan ($V=80$ km/jam)	64
Tabel 4. 10	Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)	66
Tabel 4. 11	Nilai RMS Percepatan dari Sistem Seperempat Kendaraan	67
Tabel 4. 12	Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Konstata Redaman.....	69
Tabel 4. 13	Nilai RMS Percepatan dari Sistem Seperempat Kendaraan	70
Tabel 4. 14	Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Saat Berkendara Setiap Variasi Konstanta Redam	72
Tabel 4. 15	Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Seperempat Kendaraan	73
Tabel 4. 16	Nilai RMS Perpindahan Dari Sistem Seperempat Kendaraan	74
Tabel 4. 17	Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm).....	77
Tabel 4. 18	Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik .	79

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kereta api merupakan angkutan penumpang maupun barang yang memiliki keunggulan terutama dalam hal kapasitas angkut yang besar, efisien, aman, serta kelancaran transportasi dibandingkan angkutan lainnya. Sampai saat ini, kereta api masih dianggap sebagai tulang punggung sistem transportasi darat di berbagai wilayah di belahan dunia. Begitu pula dengan Indonesia, angkutan kereta api juga cukup diminati. Berdasarkan data BPS (Badan Pusat Statistik), dalam tahun 2015 PT. KAI berhasil mengangkut penumpang sebanyak 325,495 juta orang^[1]. Meningkat sekitar 17% dibanding tahun sebelumnya. Dengan meningkatnya peminat pengguna kereta api tersebut, perkeretaapian di Indonesia masih harus dikembangkan di masa mendatang. Sebagai transportasi dengan durasi perjalanan relatif panjang, kebutuhan akan keamanan dan kenyamanan dari kereta api itu sendiri menjadi sangat penting.

Faktor penunjang keamanan dan kenyamanan yang utama adalah sistem suspensi. Sistem suspensi adalah sistem yang memberikan keamanan dan kenyamanan bagi penumpang. Kereta api mempunyai 2 sistem suspensi, yaitu suspensi primer (*primary suspension*) dan suspensi sekunder (*secondary suspension*) dimana setiap sistem suspensi mempunyai fungsi masing-masing. Suspensi primer adalah suspensi yang menghubungkan antara roda dan *bogie*, sedangkan suspensi sekunder adalah suspensi yang menghubungkan antara *bogie* dan bodi kereta. Sistem suspensi memegang peranan yang sangat penting pada kereta api. Hal tersebut terjadi karena rel dan roda kereta api terbuat dari besi baja. Sehingga apabila terjadi guncangan, sistem suspensi sangat dibutuhkan untuk memberikan redaman pada getaran yang dialami kereta api yang mengakibatkan penumpang menjadi merasa nyaman.

Batasan getaran yang boleh dialami kendaraan telah ditetapkan dalam ISO 2631/1974^[2]. Untuk memenuhi kriteria yang telah ditetapkan tersebut, maka sistem suspensi kereta api harus didesain berdasarkan ketetapan yang telah ada agar mampu menghadapi perubahan jalan, kecepatan dan massa muatan. Salah satu cara untuk meningkatkan performansi sistem suspensi dari kereta api yaitu memodifikasi dimensi sistem peredam primer yang ideal untuk kereta api. Sistem suspensi primer yang biasa digunakan pada kereta api tipe ekonomi adalah *hydrolic shock absorber*. Pada sistem suspensi *hydrolic* ini menggunakan minyak sebagai fluida kerja pada silinder hidrolik. Parameter-parameter yang ada pada sistem suspensi ini seperti dimensi *shock absorber*, tekanan dan volume fluida akan mempengaruhi karakteristik redaman dari sistem tersebut, serta dapat mempengaruhi respon dinamis dari sistem suspensi kereta api

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana model dinamis dari sistem suspensi kereta api?
2. Bagaimana respon dinamis dari kereta api akibat perubahan nilai koefisien redaman pada sistem suspensi primer kereta api ?
3. Bagaimana pengaruh perubahan parameter sistem suspensi primer terhadap respon dinamis dari kereta api?
4. Bagaimana rancangan(dimensi) sistem peredam primer yang ideal untuk api?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Pemodelan sistem suspensi pada *bogie* hanya menggunakan $\frac{1}{4}$ kendaraan.
2. Kereta yang dimodelkan adalah kereta penumpang tipe ekonomi.

3. Pemodelan pada sistem suspensi primer.
4. Massa yang digunakan adalah massa kereta kosong ditambah dengan massa penumpang dalam keadaan kursi terisi penuh.
5. Profil jalan dimodelkan sebagai *input sinusoidal*.
6. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolik diasumsikan *incompressible flow*.

1.4 Tujuan

Berikut ini akan dijelaskan mengenai tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui model dinamis dari sistem suspensi kereta api.
2. Menganalisis respon dinamis dari bodi kereta api akibat perubahan nilai koefisien redaman pada sistem suspensi primer kereta api.
3. Mengetahui pengaruh perubahan parameter sistem suspensi primer terhadap respon dinamis dari kereta api.
4. Merancang dimensi sistem peredam primer yang ideal untuk api.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diharapkan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

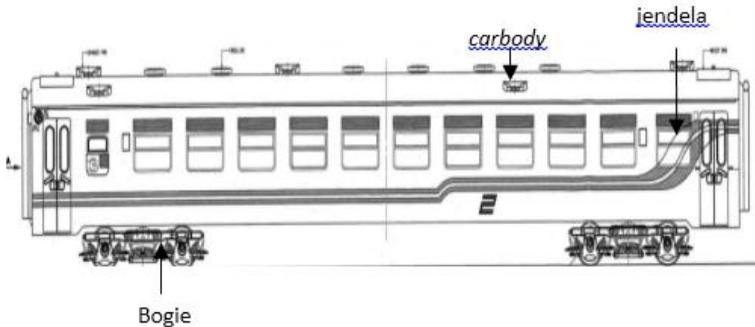
1. Memberikan informasi pengaruh perubahan parameter nilai koefisien redaman terhadap respon dinamis yang dihasilkan pada kereta api tipe ekonomi.
2. Memberikan informasi mengenai gaya redam dari sistem suspensi hidrolik akibat perubahan diameter *orifice* terhadap nilai koefisien redaman yang ideal pada kereta api tipe ekonomi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kereta Api

Kereta api tersusun atas perangkat roda, *bogie*, dan *carbody* yang dihubungkan oleh sistem suspensi. Dinamika kereta api ditentukan oleh komponen yang terhubung oleh suspensi (benda) serta karakteristik suspensi (interkoneksi) susunan tersebut dapat dimodelkan sebagai benda jamak untuk dianalisis perilaku dinamikinya.



Gambar 2. 1 Gerbong Kereta

Berdasarkan Gambar 2.1, dapat diketahui bahwa komponen utama dari kereta api :

1. *Carbody*

Pada *carbody* terdapat muatan kereta api. *Carbody* dilengkapi dengan komponen sesuai jenis kereta. Contohnya kereta barang tidak membutuhkan sistem pengkondisian udara seperti kereta penumpang. *Carbody* adalah komponen dengan persentase massa terbesar pada kereta.

2. Perangkat Roda

Perangkat roda adalah komponen yang berkontak langsung dengan rel. Seluruh ketidakteraturan rel akan diteruskan oleh perangkat roda karena elastisitas

perangkat roda sangat kecil. Posisi perangkat roda pada rel sangat menentukan kestabilan kereta api. Perangkat roda dilengkapi dengan geometri tertentu untuk menjaga roda tetap di atas rel.

3. *Bogie*

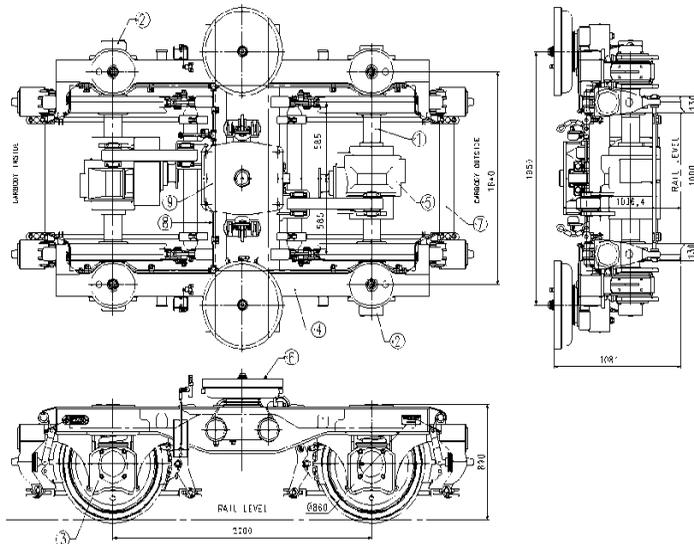
Bogie merupakan bagian dari kereta api yang terdiri atas perangkat roda (*wheelsets*) dan terhubung dengan badan kereta api. Umumnya kereta api menggunakan *bogie* yang terdiri atas dua perangkat roda (*wheelsets*), dua *sideframe*, dan sebuah *bolster*. *Bogie* terhubung ke badan kereta api melalui 'Centre bowl' yang memungkinkan *bogie* untuk memutar relatif terhadap badan kereta api. Umumnya *bogie* mempunyai 3 fungsi utama yaitu, meningkatkan kapasitas muat, memudahkan perjalanan melalui tikungan, dan meningkatkan kecepatan dan kenyamanan kendaraan^[3].

Pemegasan pada *bogie* pada umumnya terdiri dari sistem pemegasan primer dan pemegasan sekunder, pemegasan yang dimaksud terdiri dari pegas dan peredam. Sistem pemegasan primer adalah pemegasan antara perangkat roda dan rangka *bogie*. Fungsi dari sistem pemegasan primer adalah untuk menampung kejutan-kejutan, gaya-gaya *impact* langsung akibat ketidakrataan rel, sambungan rel dan gangguan lain karena perangkat roda adalah bagian yang langsung berinteraksi dengan rel. Sistem pemegasan sekunder adalah sistem pemegasan antara badan kendaraan dengan rangka *bogie*. Pemegasan sekunder berperan penting dalam menentukan kualitas kenyamanan sarana. Gangguan-gangguan dari ketidakrataan rel, kejutan-kejutan *impact*, dan gaya-gaya di tikungan, serta gerakan sinusoidal pada jalan lurus akan diredam oleh sistem pemegasan sekunder untuk kemudian baru dirasakan oleh badan kendaraan.



Gambar 2. 2 *Bogie TB398*

Bagian-Bagian Utama *Bogie*



Gambar 2. 3 Dimensi Utama *Bogie*

Ukuran Utama *Bogie*

Ukuran utama badan kereta :	
Kecepatan maksimum	= 100 km/jam
Lebar sepur	= 1,067 mm
Beban gandar maksimal	= 14 ton
Panjang kereta	= 20.920 mm
Lebar kereta	= 2.990 mm
Tinggi kereta	= 3.810 mm
Jarak antar pusat roda	= 2.200 mm
Jarak antara tumpuan samping	= 1.980 mm
Berat <i>bogie</i> maksimal	= 4.700 kg
Diameter roda	= 774 mm
Jarak antar pusat <i>bogie</i>	= 14.000 mm

2.2 Sistem Suspensi

Sistem suspensi adalah sistem yang berfungsi memberikan redaman pada guncangan yang dialami kereta sehingga memberikan kenyamanan bagi penumpang. Sistem suspensi memegang peranan sangat penting pada kereta api karena kualitas dari sistem suspensi mempengaruhi kenyamanan penumpang. Sistem suspensi yang menghubungkan perangkat roda dengan *bogie* disebut sistem suspensi primer. Sistem suspensi primer berperan penting pada keamanan kereta api untuk memposisikan roda dengan benar di rel. Getaran akibat ketidakaturan rel diredam oleh suspensi primer supaya roda tidak keluar rel. Sedangkan sistem suspensi sekunder adalah sistem suspensi yang menghubungkan *bogie* dengan *carbody*. Komponen ini berperan penting pada kenyamanan yang dirasakan oleh penumpang dari gangguan getaran. Tubuh manusia memiliki frekuensi pribadi di mana manusia tidak akan merasa nyaman pada frekuensi tersebut untuk beraktivitas. Suspensi sekunder berfungsi meredam getaran *carbody* sehingga jauh dari frekuensi pribadi manusia^[3].

Berikut merupakan beberapa jenis sistem suspensi yang terdapat pada kereta api yaitu :

1. Sistem Suspensi Pegas (*spring suspension*)

Suspensi pegas terbuat dari pegas baja sehingga dikenal dengan *spring suspension*. Suspensi pegas (*spring suspension*) memiliki stabilitas yang baik dan cukup *reliable*, akan tetapi cukup berat dan memerlukan *maintenance* yang teratur karena sifatnya yang bisa berkarat^[5].



Gambar 2. 4 Suspensi Pegas

2. Sistem Suspensi Karet(*rubber*)

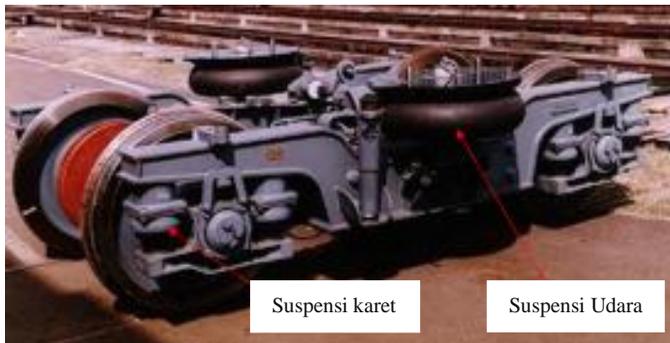
Pada abad ke 19 suspensi karet mulai dipakai dikombinasikan dengan suspensi pegas. Baru pada tahun 1950an, beberapa kereta mulai memakai suspensi karet penuh, baik pada suspensi primer maupun sekundernya karena karet cukup kuat dan mampu memberikan fungsi yang sama dengan *spring suspension*^[5].



Gambar 2. 5 Suspensi Karet

3. Sistem Suspensi Udara (*air spring*)

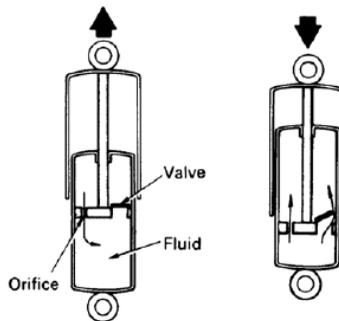
Suspensi udara biasanya hanya dipakai pada suspensi skunder, sedangkan suspensi primer memakai *spring* atau karet. Suspensi udara mampu mempertahankan tinggi kereta terhadap permukaan rel yang hampir konstan ketika terjadi perubahan jumlah beban/ penumpang di kereta karena mampu mendeteksi beban pada kereta dan mampu menyesuaikan tingkat suspensi yang diperlukan^[5].



Gambar 2. 6 Suspensi Udara

2.3 Suspensi Hidrolik

Jika sistem suspensi hanya dilengkapi dengan sebuah pegas saja, maka setiap kendaraan yang menghantam beban kejut akan mengalami pantulan yang naik turun selama beberapa kali pada frekuensi natural pegasnya. Ketika tertekan oleh sebuah beban kejut, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas. *Shock absorber* atau peredam kejut adalah alat yang digunakan untuk mendisipasi energi tersebut.



Gambar 2. 7 Sistem Suspensi Hidrolik

Sistem suspensi hidrolik (*hydraulic suspension*) adalah sistem yang banyak digunakan saat ini, karena sistem ini memiliki banyak kelebihan dibanding sistem suspensi konvensional. Sistem ini memanfaatkan fluida kerja untuk membantu mengurangi redaman. 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.

Gaya redam pada sistem peredam hidrolis saat siklus kompresi dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolis dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut:

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_2 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.1)$$

dimana:

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- A_2 : luas area kompresi (m^2)
- A_{tube} : luas silinder (m^2)
- v_2 : kecepatan aliran kompresi (m/s)



Gambar 2. 8 Siklus Kompresi pada *Shock Absorber*

b. Siklus Ekspansi

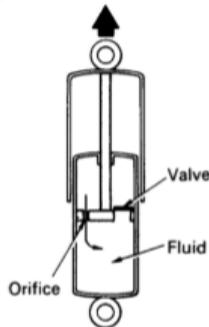
Pada saat ekspansi, piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak shock absorber yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak shock absorber ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston, maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran orifice untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran orifice. 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.

Gaya redam pada sistem peredam hidrolis saat siklus kompresi dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolis dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut:

$$F_d = \frac{\rho}{1} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.2)$$

dimana:

- ρ : massa jenis fluida (kg/m³)
- A_1 : luas area ekspansi (m²)
- A_{tube} : luas silinder (m²)
- v_1 : kecepatan aliran ekspansi (m/s)



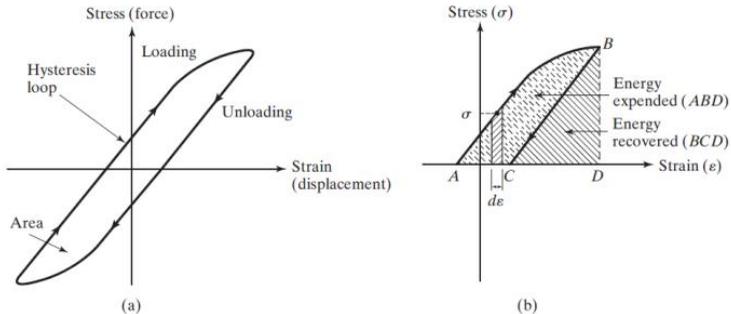
Gambar 2. 9 Siklus Ekspansi pada *Shock Absorber*

2.4 Redaman

Pada umumnya, energi getaran diubah menjadi panas atau suara. Karena pengurangan energi, respon (seperti perpindahan pada sistem) akan menurun. Mekanisme dari energi getaran diubah menjadi panas atau suara diketahui sebagai redaman (*damping*). Walaupun jumlah energi yang diubah menjadi panas atau suara relatif kecil, pertimbangan redaman menjadi penting untuk prediksi yang akurat dari respon getaran sistem^[6]. Berikut beberapa jenis redaman :

- a. *Viscous Damping*^[6] merupakan mekanisme redaman yang paling sering digunakan dalam analisa getaran. Saat sistem mekanis bergetar dalam media fluida (seperti udara, gas, air, atau oli), perlawanan dari fluida terhadap sistem inilah yang menyebabkan energi terdisipasi. Jumlah energi yang terdisipasi bergantung beberapa factor, yaitu bentuk dan ukuran massa yang bergetar, viskositas fluida, frekuensi getaran, dan kecepatan massa tersebut bergetar. Dalam *viscous damping*, gaya redam sebanding dengan kecepatan massa bergetar. Contoh dari *viscous damping*: (1)film cairan antara permukaan geser, (2)aliran cairan di sekitar piston di dalam silinder, (3)aliran fluida melalui lubang (*orifice*), dan (4)film cairan di sekitar sebuah jurnal di bantalan (*bearing*).

- b. *Coulomb or Dry-Friction Damping*^[6] Gaya redam besarnya konstan tetapi berlawanan arah dengan gerak massa yang bergetar. Hal ini disebabkan oleh gesekan antara menggosok permukaan yang baik kering atau pelumasan cukup.



Gambar 2. 10 Diagram *Stress-Strain* dari Massa yang Mempunyai *Material Damping*

- c. *Material or Solid or Hysteretic Damping*^[6]. Ketika material berdeformasi, energi akan diserap dan terdisipasi oleh material. Hal ini disebabkan karena gesekan antara bagian dalam yang slip atau bergeser karena deformasi. Saat sebuah massa yang mempunyai *material damping* bergetar, diagram *stress-strain* ada pada gambar 2.10. Daerah yang ditunjukkan pada gambar, menunjukkan energi yang hilang tiap unit volume massa per cycle karena redaman yang terjadi.

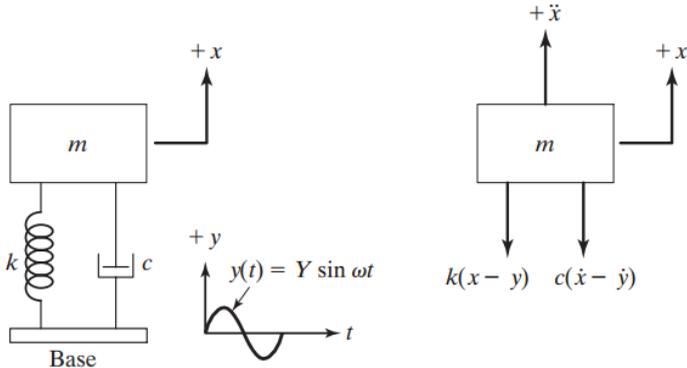
2.5 Teori Getaran Base Excitation

Akibat adanya eksitasi *input* $y(t)$, memungkinkan suatu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.11(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Sehingga perpanjangan dari pegas adalah $(x-y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x}-\dot{y})$. Dari *free body*

diagram yang ditunjukkan pada gambar 2.11(b), didapatkan persamaan gerak:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.3)$$

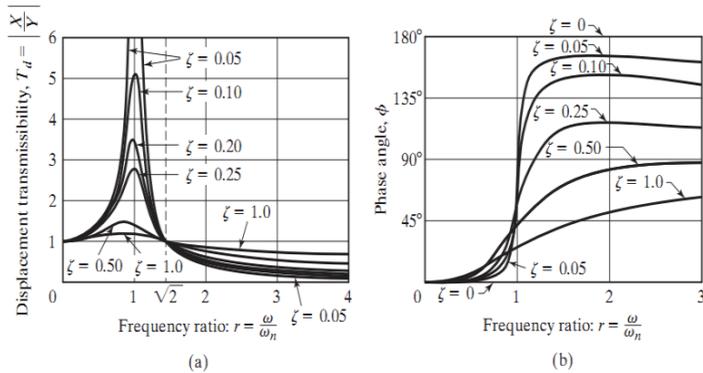
$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_t \sin(\omega t - \phi) \quad (2.4)$$



Gambar 2. 11 *Base Excitation* (A) Sistem Fisik *Base Excitation* (B) *Free Body Diagram* untuk Sistem *Base Excitation*^[7]

2.6 Transmibilitas Perpindahan (Displacement Transmissibility)

Rasio dari amplitudo respon $X_p(t)$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu X/Y , disebut dengan *displacement transmissibility*^[7]. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara^[2]. Grafik transmibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.14. di bawah ini.



Gambar 2. 12 Grafik Variasi T_d dan ϕ terhadap r ^[7]

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.14.a, 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:

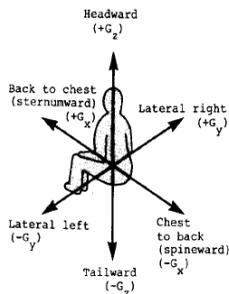
$$r_m = \frac{1}{2\zeta} [\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1]^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan, perlambatan dan getaran.

Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkas 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 2.18. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia.

Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, maka akan dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.



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. 13 Ketahanan Badan Manusia terhadap Percepatan Linier yang dapat Diterima

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 2. 1 Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan – ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman

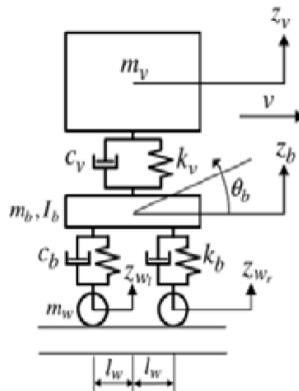
Selain berdasarkan kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan kenyamanan. Ditinjau dari segi keamanan, suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin.

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Dinamika Gerak pada *Bogie* dan Gerbong Kereta Api

Penelitian oleh mahasiswa jurusan Teknik Mesin ITS yang berhubungan kereta api dilakukan oleh Yohanes Dhani Kristianto. Pada tahun 2012 Yohanes Dhani melakukan penelitian tugas akhir yang berjudul “*Pemodelan dan Analisa Dinamika (Energi Terdisipasi) Pada Gerak Vertikal antara Suspensi Bogie dan Suspensi Gerbong Kereta Api*”. Pada penelitian tersebut sebuah kereta api dimodelkan dalam $\frac{1}{4}$ model (gambar 2.14) dan disimulasikan dengan program simulink serta dianalisis pergerakan vertikan antara *bogie* dan gerbong^[8]. Sedangkan analisa dilakukan untuk menurunkan rumus sebelum dibawa ke dalam program simulink untuk mengetahui respon gerak perpindahan, kecepatan dan percepatannya yang kemudian digunakan untuk menghitung berapa potensi energi yang bisa dibangkitkan.

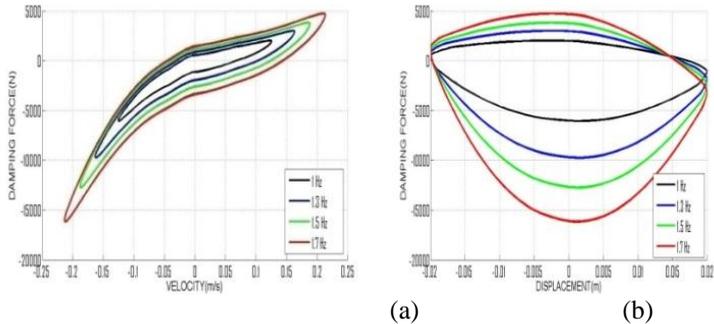
Setelah pemodelan dan analisa disimulasikan ke dalam program Simulink dihasilkan respon gerak kecepatan antara suspensi gerbong dan *bogie* kereta api baik pada eksitasi *bump* dengan amplitudo 5 cm maupun sinusoidal dengan variasi amplitudo 5 cm dan 10 cm pada variasi kecepatan 50 km/jam dan 100 km/jam. Potensi energi yang terbangkitkan terbagi menjadi dua, besar rata-rata minimal daya yang mampu terbangkitkan sebesar 48,742 watt dan besar rata-rata maksimal yang mampu terbangkitkan sebesar 4.188,037 watt.



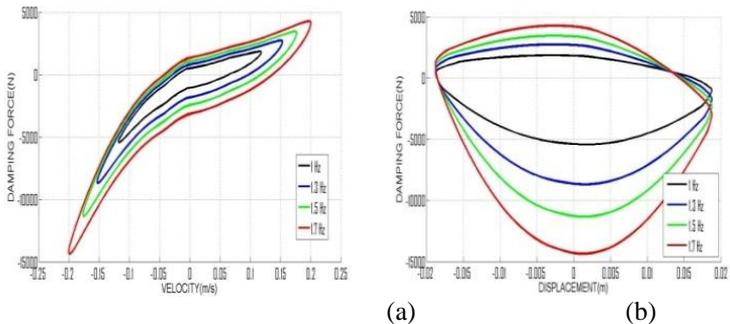
Gambar 2. 14 Pemodelan 1/4 Model Kereta Api^[8]

2.8.2 Pemodelan Respon Dinamis Sistem HMERSA (Hydro-Magneto Electro Regenerative Shock Absorber)

Pada tahun 2015, Tri Ayu Rachmawati mahasiswa Lintas Jalur Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melakukan penelitian berjudul Pemodelan Respon Dinamis Sistem HMERSA (*Hydro-Magneto Electro Regenerative Shock Absorber*) Pada Sistem Suspensi Truk dengan Posisi Tegak dan Bersudut. Parameter yang digunakan yaitu diameter silinder 5 cm, diameter batang piston 3 cm, dan diameter pipa 2 mm dengan variasi frekuensi 1 Hz hingga 1.7 Hz dengan kenaikan 0.2 Hz^[9].



Gambar 2. 15 Grafik Perbandingan Gaya Redam Terhadap (A) Kecepatan dan (B) Percepatan pada Sistem Hidrolik dengan Posisi Suspensi Tegak



Gambar 2. 16 Grafik Perbandingan Gaya Redam Terhadap (A) Kecepatan dan (B) Percepatan pada Sistem Hidrolik dengan Posisi Suspensi Miring

Tabel 2. 2 Nilai Gaya Redam yang Dihasilkan pada Sistem Hidrolik dengan dan Tanpa Sudut

Suspensi	Kondisi	1 Hz	1.3 Hz	1.5 Hz	1.7 Hz
Depan (dengan sudut)	Ekspansi	1860	2742	3458	4279
	Kompresi	5414	8678	1133e+004	1436e+004
Belakang (tegak)	Ekspansi	2024	3018	3826	4752
	Kompresi	6035	9725	1272e+004	1616e+004

Dari Tabel 2.2. dapat dilihat nilai gaya redam yang dihasilkan. Jika dibandingkan, misalnya pada frekuensi 1.7 Hz sistem hidrolik dengan sudut menghasilkan gaya redam yaitu 4279 N pada saat ekspansi. Sedangkan gaya redam yang dihasilkan oleh sistem hidrolik tanpa sudut adalah 4752 N. Terjadi perbedaan nilai gaya redam pada ekspansi dan kompresi karena pengaruh dari luasan diameter silinder hidrolik dan piston hidrolik. Nilai gaya redam yang paling besar pada suspensi dengan dan tanpa sudut terjadi pada saat frekuensi paling besar yaitu 1.7 Hz. Dapat disimpulkan bahwa dengan adanya sudut, gaya redam yang dihasilkan oleh sistem hidrolik lebih kecil.

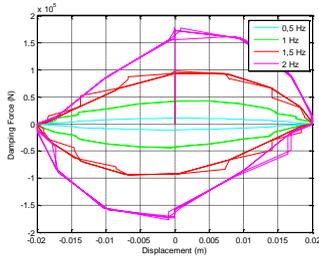
2.8.3 Respon Dinamis Sistem Suspensi dengan Menggunakan Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas

Pada tahun 2016 dilakukan penelitian mengenai suspensi *hydro-pneumatic* oleh Istina Rahmawati dan telah dimuat dengan judul “Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”. Melalui model matematis dan permodelan pada software Matlab, penelitian ini menjelaskan dan membahas karakteristik dari sistem suspensi *hydro-pneumatic shock absorber* pada mobil dengan perubahan parameter. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan bump modified^[10].

Dari sistem suspensi *hydro-pneumatic* didapatkan hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_0) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar tekanan awal gas (p_0), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil. Pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan penggunaan sistem suspensi *hydro-pneumatic* untuk input bump modified dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang berturut-turut mencapai kondisi

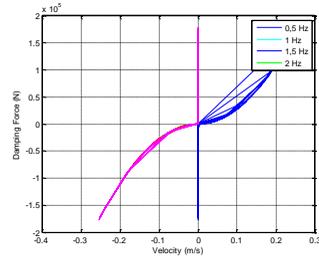
steady state kurang dari 2 detik dan 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai ketahanan lebih dari 24 jam. Untuk gaya tekan ban (*road holding*) untuk variasi jenis gas maupun tekanan gas bernilai positif, sehingga ban dalam posisi aman, yaitu masih menapak jalan.

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$$



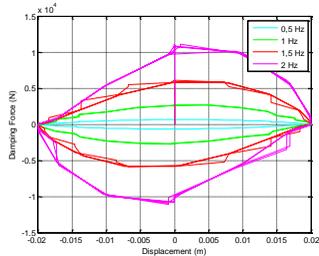
(a)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$$



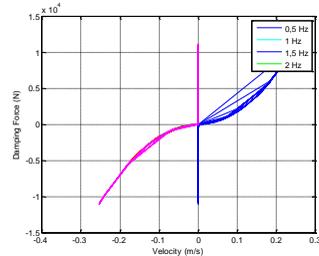
(b)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(c)

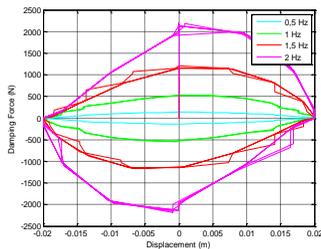
$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



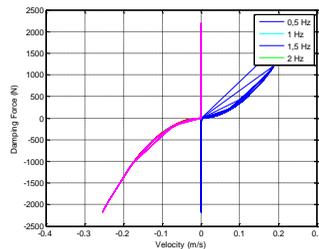
(d)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(e)

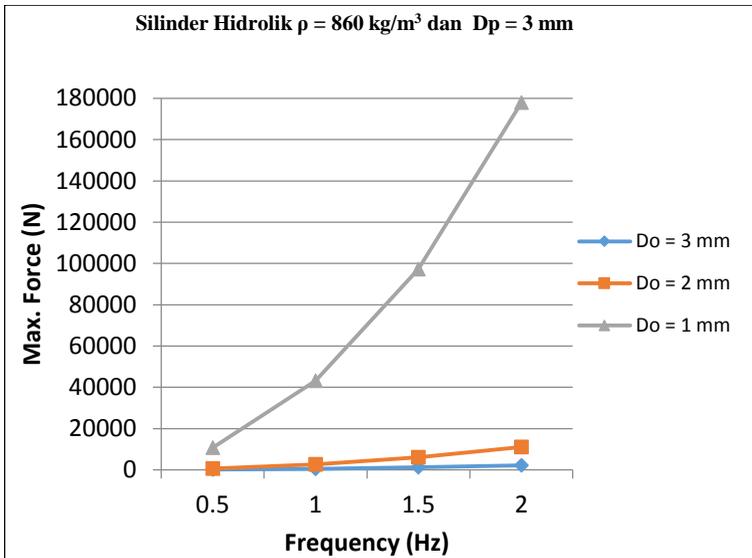


(f)

Gambar 2. 17 Grafik Respon Perpindahan dan Kecepatan terhadap Gaya Redam pada Massa Jenis Minyak ($\rho=860$ kg/m³), Diameter Piston ($D_p = 3$ cm) dan Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm) dengan Variasi Frekuensi

Tabel 2. 3 Nilai Gaya Redam Maksimum untuk Massa Jenis Minyak ($\rho=860$ kg/m³) dan Diameter Piston ($D_p = 3$ cm) pada Masing-masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm)

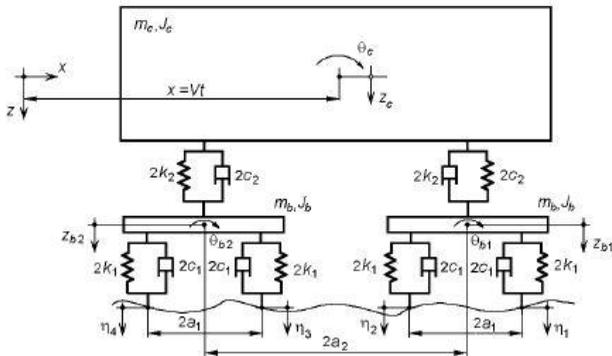
Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam			
	0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz	2 Hz
1 mm	10799 N	43198 N	97195 N	177880 N
2 mm	674,9667 N	2699,9 N	6074,7 N	11117 N
3 mm	133,3258 N	533,303 N	1199,9 N	2196 N



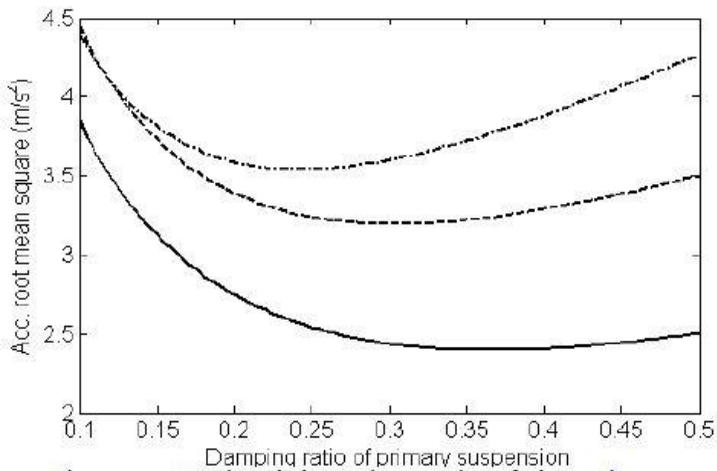
Gambar 2. 18 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi *Hydro-pneumatic* dengan Massa Jenis Minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan Diameter Piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada Masing-masing Diameter Orifice ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)

2.8.4 Optimisasi Sistem Suspensi Vertical pada Perilaku Jalan Kereta Api

Pada tahun 2012, Tome X melakukan penelitian yang berjudul “*Vertical Suspension Damping Optimization On The Running Behaviour Criterion Of The Railway Vehicle*”^[11]. Dalam penelitiannya, Tome X memodelkan sistem setengah kendaraan kereta api seperti terlihat pada Gambar 2.19.



Gambar 2. 19 Model Mekanik Kendaraan



Gambar 2. 20 Damping Ratio dari Suspensi Primer : —, 120 km/h, ----, 180 km/h, - · - · - , 240 km/h

Tome X melakukan pengujian dengan metode untuk mengoptimalkan sistem suspensi vertikal dari kereta api dengan meminimalisasi standar akselerasi dari *bogie* dan *carbody* dengan mempertimbangkan lintasan yang acak. Pada Gambar 2.20 terlihat bahwa pengujian dilakukan variasi kecepatan yang memperoleh

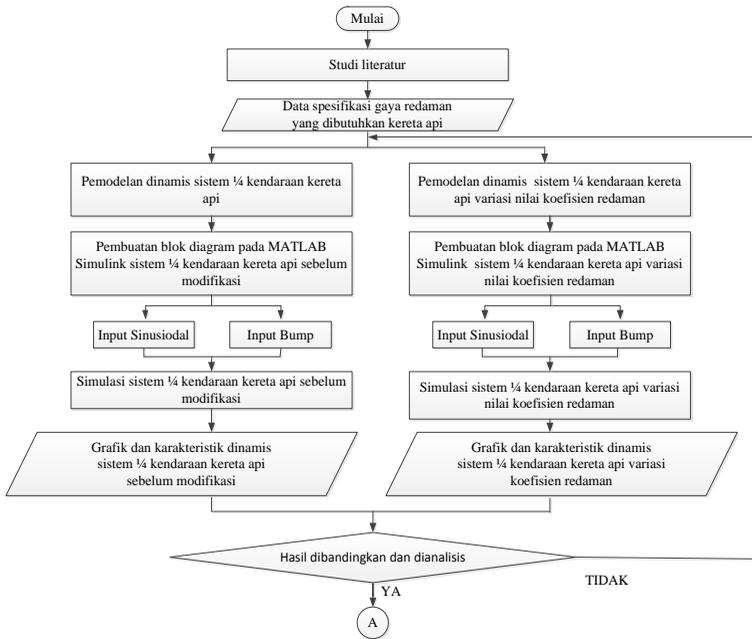
hasil bahwa semakin besar damping ratio, maka semakin kecil nilai percepatannya. Nilai RMS dari kendaraan untuk *damping ratio* berkisar 0.01 sampai 0.5. Hasil dari pengujian ini bermanfaat untuk meningkatkan desain kendaraan juga untuk meningkatkan keamanan dan kenyamanan dari kereta api. Respon frekuensi dari kendaraan dianggap mempengaruhi dari *wheelbase* dan *bogie*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

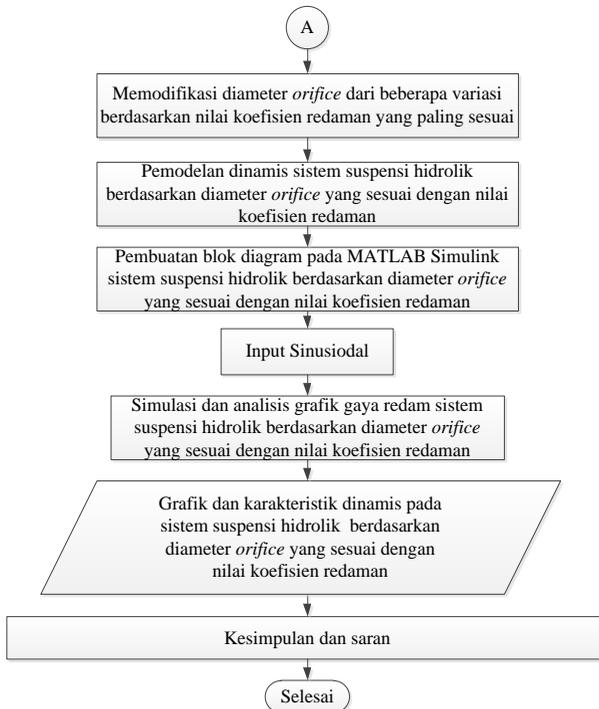
BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk merancang dimensi *shock absorber* yang ideal pada kereta api tipe ekonomi untuk mengetahui dan menganalisis responnya berupa perpindahan dan kecepatan. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan dengan diagram alir pada gambar 3.1 di bawah ini



Gambar 3. 1 Diagram Alir Penyelesaian Tugas Akhir



Gambar 3.1 Diagram Alir Penyelesaian Tugas Akhir (lanjutan)

Metodologi penyelesaian tugas akhir ini secara umum dapat dilihat pada Gambar 3.1, dimulai dari tahapan studi literatur mengenai sistem kendaraan kereta api sebelum modifikasi dan sistem kendaraan kereta api variasi nilai koefisien redaman pada sistem suspensi primer seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi. Langkah berikutnya adalah membuat permodelan dinamis untuk sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi dan sistem seperempat kendaraan kereta api variasi nilai koefisien redaman. Setelah dilakukan permodelan fisik dan matematis kemudian membuat persamaan geraknya dan dilanjutkan membuat blok diagram pada *software* MATLAB Simulink. Blok diagram yang sudah dibuat, diberi *input sinusoidal*.

Selanjutnya disimulasikan untuk memperoleh grafik karakteristik dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi dan sistem seperempat kendaraan kereta api variasi nilai koefisien redaman tersebut. Hasil kedua grafik nilai koefisien redaman tersebut dibandingkan dan dianalisis. Selanjutnya didapatkan nilai koefisien redaman yang paling nyaman sesuai standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis ketahanan kendaraan. Dari nilai koefisien redaman tersebut, digunakan untuk memodifikasi diameter *orifice* dari sistem suspensi hidrolik dengan beberapa variasi. Langkah selanjutnya adalah membuat model dinamis sistem suspensi hidrolik variasi diameter *orifice shock absorber* seperti sebelumnya. Langkah tersebut adalah dengan membuat model dinamis untuk sistem tersebut, kemudian membuat blok diagram dengan menggunakan *input* berupa *input sinusoidal*. Dari simulasi yang dilakukan akan didapatkan grafik karakteristik gaya redam dari sistem suspensi variasi diameter *orifice*. Setelah didapatkan hasil, maka langkah terakhir yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil tersebut dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Studi Literatur

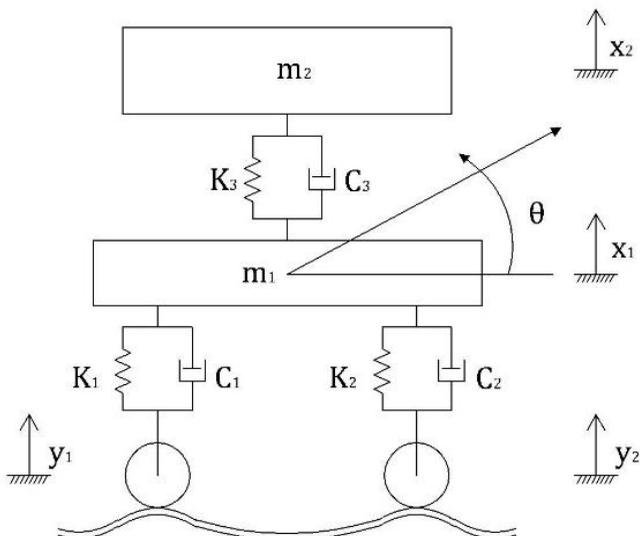
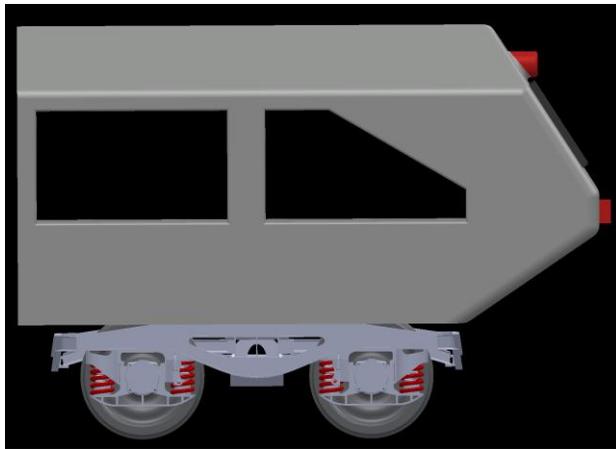
Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi untuk menunjang analisis dari sistem seperempat kendaraan kereta api dengan variasi nilai koefisien redaman sehingga didapatkan diameter *orifice shock absorber* kereta api. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah pengetahuan dan dasar-dasar mengenai permasalahan yang akan dibahas pada tugas akhir ini. Materi dari studi literatur yang menunjang dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah mekanika getaran, permodelan dan analisis sistem dinamis, serta pembuatan blok diagram dengan menggunakan *software* MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan dilakukan di perusahaan kereta api di Indonesia untuk mendapatkan data yang dibutuhkan. Data tersebut digunakan untuk menentukan nilai parameter dari sistem kereta api dan *shock absorber* yang digunakan dalam permodelan dan

simulasi. Nilai dari parameter yang diperlukan berupa data teknis dari sistem suspensi yang meliputi dimensi *shock absorber*, massa *bogie* dan *carbody*. Untuk penambahan literatur dilakukan kajian terhadap jurnal-jurnal ilmiah yang berkaitan dan penelitian sebelumnya yang berhubungan dengan tugas akhir ini.

3.3 Pemodelan dan Simulasi dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman

3.3.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman

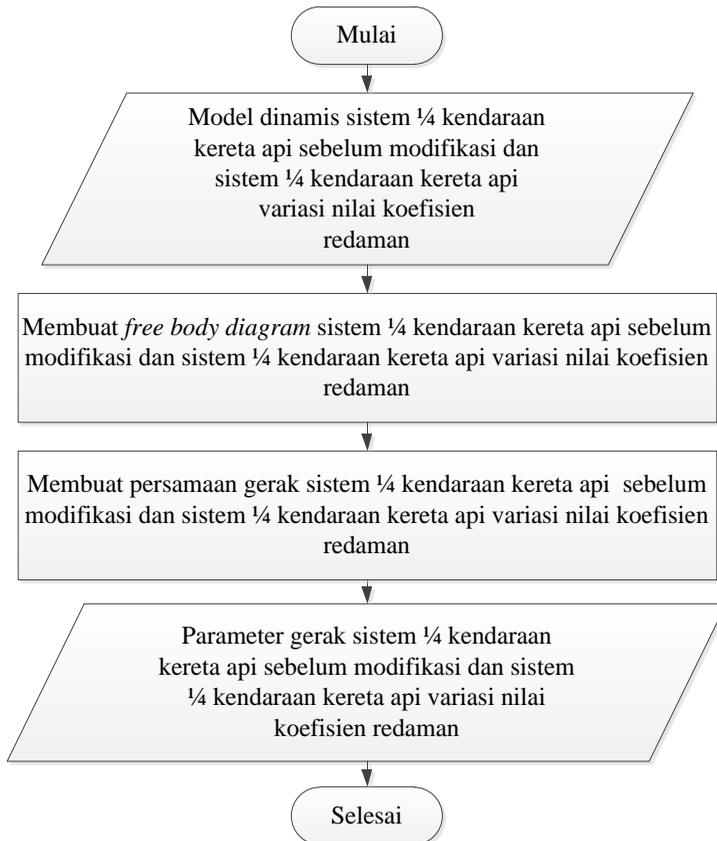
Permodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah model seperempat kendaraan untuk kereta api dengan tiga *degree of freedom* (DOF). Permodelan sistem ini ditunjukkan dengan gambar 3.2 di bawah yang meliputi m_2 adalah massa *carbody* dan m_1 adalah massa *bogie*. Sedangkan k_1 dan k_2 adalah konstanta kekakuan dari suspensi primer, k_3 adalah konstanta kekakuan suspensi sekunder, c_1 dan c_2 adalah konstanta redaman dari suspensi primer, c_3 adalah konstanta redaman suspensi sekunder, dan θ merupakan sudut *rolling* dari suspensi primer.



Gambar 3. 2 Pemodelan (A) Fisik dan (B) Dinamis Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi

Pada Gambar 3.3 diketahui pemodelan fisik dan dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api yang selanjutnya

digunakan untuk membuat persamaan gerak dari sistem. Untuk membuat persamaan gerak ditunjukkan pada Gambar 3.4.



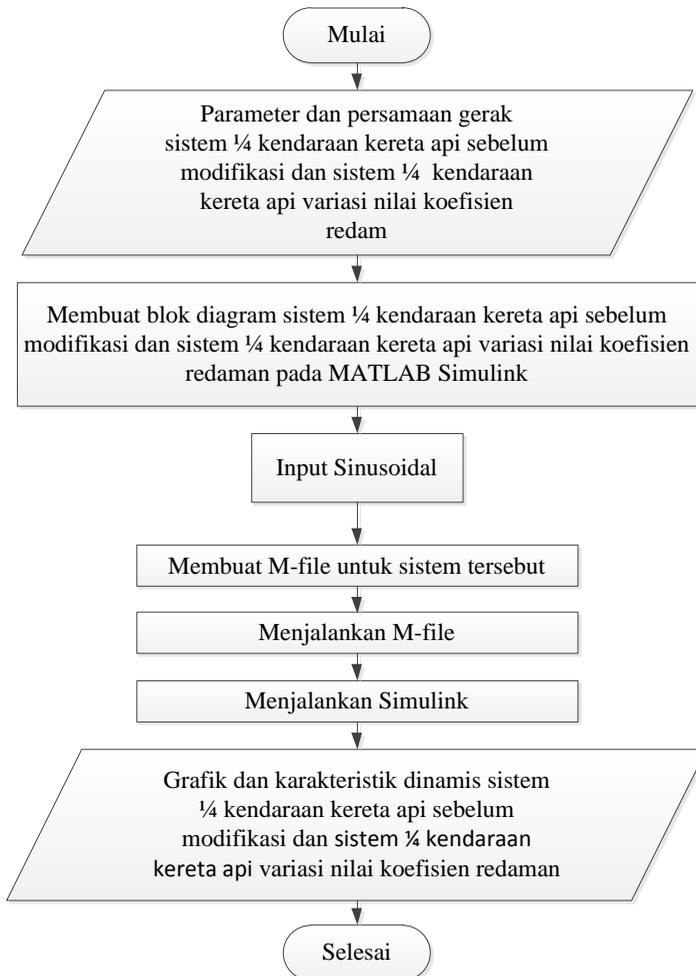
Gambar 3. 3 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi Variasi Nilai Koefisien Redaman

3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem seperempat kendaraan, selanjutnya membuat blok diagram simulasi untuk sistem seperempat kendaraan kereta api MATLAB Simulink. *Input* yang digunakan adalah *input* sinusoidal. Setelah melakukan simulasi, hasil yang keluar berupa grafik karakteristik dinamis sistem seperempat kendaraan. Parameter yang digunakan terdapat pada Tabel 3.1. Diagram alir pembuatan blok diagram seperempat kendaraan dapat dilihat pada Gambar 3.4.

Tabel 3. 1 Parameter untuk Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>carbody</i> (m_1)	43000 kg	m_1
Massa <i>bogie</i> (m_2)	4500 kg	m_2
Koefisien pegas suspensi primer (k_1 & k_2)	750.000 N/m	k_1 & k_2
Koefisien <i>damping</i> suspensi primer (c_1 & c_2) (parameter awal)	15.000 N s/m	c_1 & c_2
Koefisien pegas suspensi sekunder (k_3)	400.000 N/m	k_3
Koefisien <i>damping</i> suspensi sekunder (c_3)	80.000 N s/m	c_3



Gambar 3. 4 Diagram Alir Proses Pembuatan Blok Diagram pada *Software* MATLAB Simulink dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi Variasi Nilai Koefisien Redaman

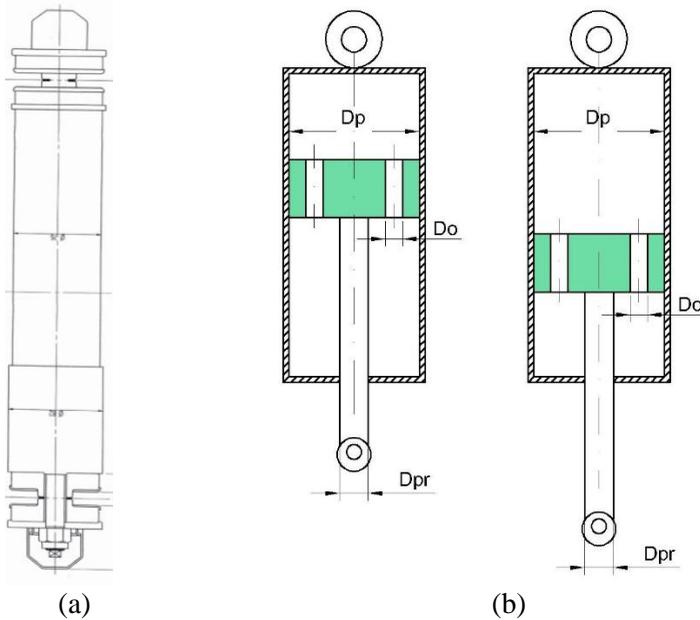
3.3.3 Analisis Grafik dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi Sebelum Modifikasi dan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Variasi Nilai Koefisien Redaman

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem kendaraan sebelum modifikasi dan sistem kendaraan dengan variasi nilai koefisien redaman, didapatkan grafik karakteristik dinamis yang berupa respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kendaraan terhadap waktu. Kemudian grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan, kemudian nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik ketahanan dan kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis ketahanan kendaraan yang digunakan sebagai parameter pada penentuan diameter *orifice shock absorber* yang sesuai dengan nilai koefisien redaman yang baru. Diameter *orifice* tersebut divariasikan guna mendapatkan hasil yang ideal.

3.4 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

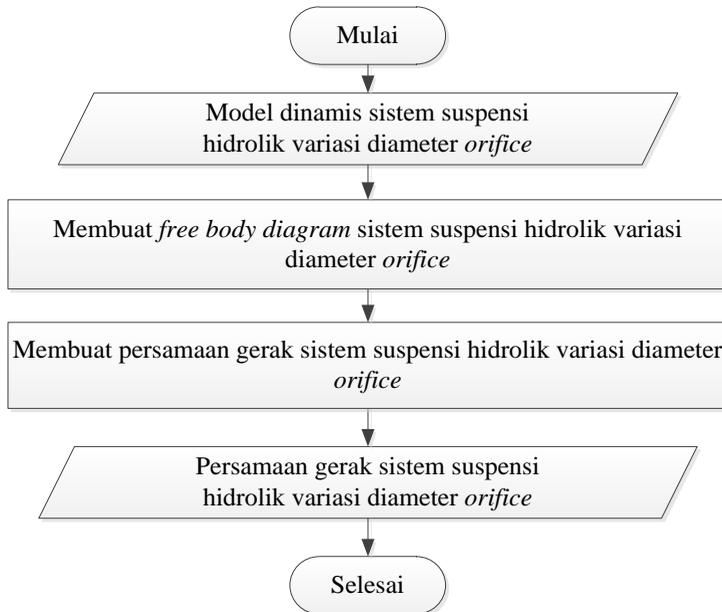
3.4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

Permodelan fisik dan dinamis *shock absorber* dapat dilihat pada Gambar 3.6. Sistem tersebut meliputi silinder hidrolik, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Saat proses kompresi, piston bergerak ke atas sehingga fluida pada ruang atas piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang atas piston menuju ruang bawah piston melalui *orifice*. Saat ekspansi, piston bergerak ke bawah, fluida pada ruang bawah piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang bawah piston menuju ruang atas piston melalui *orifice*.



Gambar 3. 5 (a). Permodelan Fisik *Shock Absorber*
 (b). Permodelan Dinamis *Shock Absorber*

Dari Gambar 3.6 tersebut, langkah selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem yang akan digunakan untuk melakukan simulasi dari sistem suspensi hidrolik. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada Gambar 3.7.



Gambar 3. 6 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

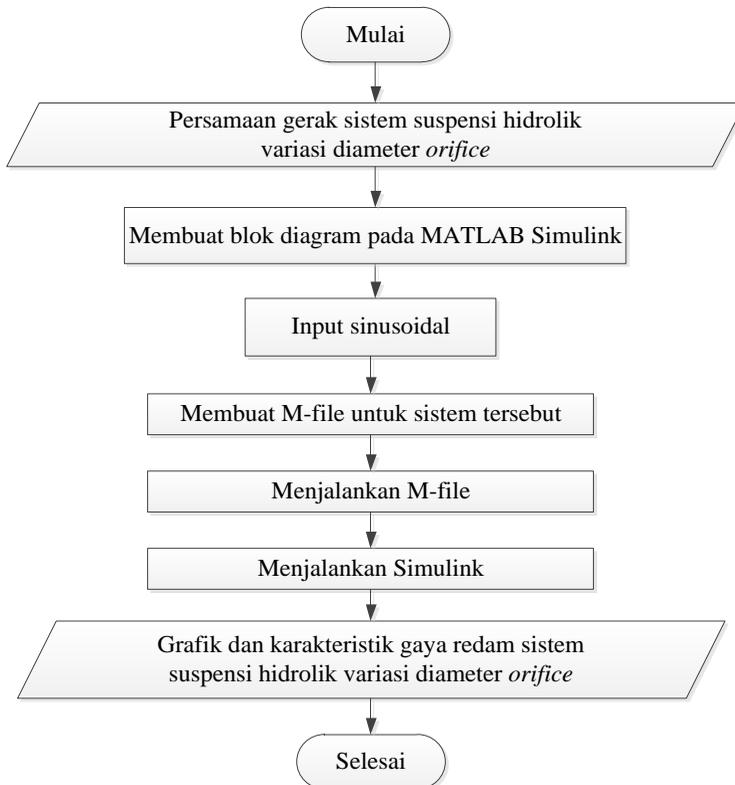
3.4.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi sistem suspensi hidrolik variasi diameter *orifice* :

Tabel 3. 2 Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik Kereta Api

Parameter	Nilai	Keterangan
Diameter <i>Orifice</i> (parameter awal)	0,2 cm	Do
Diameter <i>Piston</i>	5 cm	Dp
Diameter <i>Piston Rod</i>	3,54 cm	Dpr

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada Gambar 3.8. *Input* yang digunakan yaitu *input* sinusoidal dengan frekuensi perpindahan sistem suspensi 0.5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan 0.5 Hz.



Gambar 3. 7 Diagram Alir Pembuatan Blok Diagram Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

3.4.3 Analisis Grafik Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter *Orifice*

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem suspensi hidrolik variasi diameter *orifice* pada *shock absorber*, didapatkan grafik karakteristik gaya redam yang berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan.

Grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan, kemudian dipilih gaya redam terbaik untuk memilih diameter yang paling cocok sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada *carbody* kereta api akibat energi eksitasi dari permukaan jalan yang tidak rata dan beban *impact* saat kendaraan berjalan dengan kecepatan tinggi. Dengan gaya redam yang lebih baik maka getaran yang diterima oleh kendaraan juga sangat kecil.

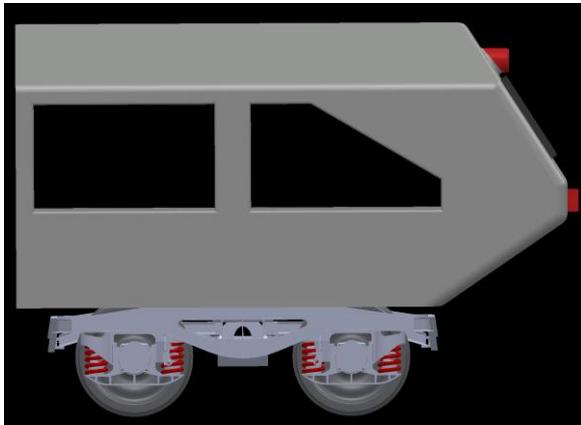
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan dari Sistem Kereta Api dan Sistem Suspensi

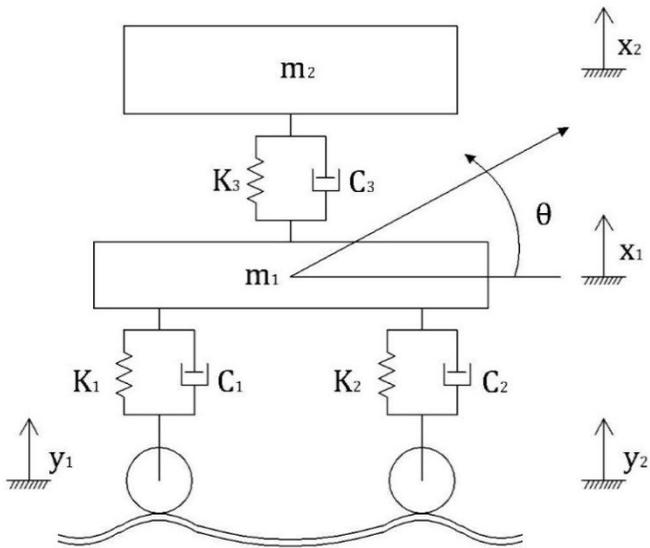
4.1.1 Pemodelan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan seperempat kendaraan dengan tiga derajat kebebasan (3 DOF). Pada gambar 4.1 menunjukkan model seperempat kendaraan kereta api.

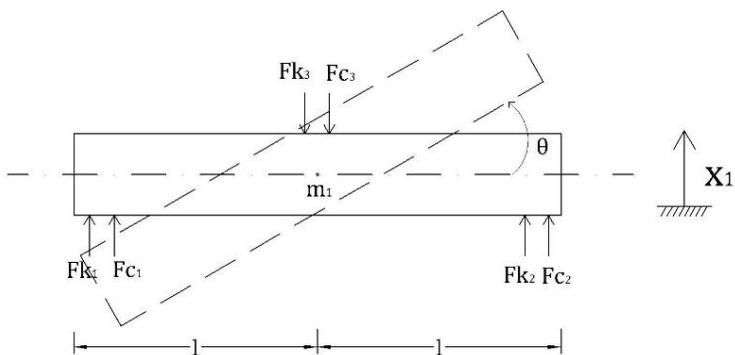


Gambar 4. 1 Model Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi

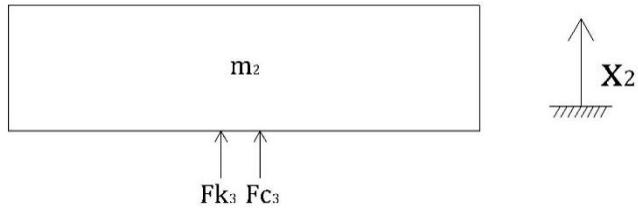
Setelah didapatkan model dinamis dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Gambar 4.2 merupakan *free body diagram* dari sistem seperempat kendaraan kereta api yang selanjutnya digunakan untuk membuat persamaan gerak.



Gambar 4. 2 *Free Body Diagram* Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi



Gambar 4. 3 *Free Body Diagram Carbody* dari Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Ekonomi



Gambar 4. 4 *Free Body Diagram Bogie* dari Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Ekonomi

Keterangan :

- K_1 : Konstanta kekakuan dari suspensi primer 1 (N)
- Fk_1 : Gaya pegas dari suspensi primer 1 (N)
- K_2 : Konstanta kekakuan dari suspensi primer 2 (N)
- Fk_2 : Gaya pegas dari suspensi primer 2 (N)
- K_3 : Konstanta kekakuan dari suspensi sekunder (N)
- Fk_3 : Gaya pegas dari suspensi sekunder (N)
- C_1 : Konstanta redaman dari suspensi primer 1 (N)
- Fc_1 : Gaya redam dari suspensi primer 1 (N)
- C_2 : Konstanta redaman dari suspensi primer 2 (N)
- Fc_2 : Gaya redam dari suspensi primer 2 (N)
- C_3 : Konstanta redaman dari suspensi sekunder (N)
- Fc_3 : Gaya redam dari suspensi sekunder (N)
- X_1 : *Displacement* dari suspensi primer (m)
- X_2 : *Displacement* dari suspensi sekunder (m)
- Y_1 : *Displacement* dari *base* roda depan (m)
- Y_2 : *Displacement* dari *base* roda belakang (m)
- θ : Sudut *rolling* pada suspensi primer (derajat)
- l : Jarak pusat *bogie* pada setiap suspensi (N)

Dengan nilai Fk dan Fc sebagai berikut :

$$F_{k1} = K_1(Y_1 - X_1 - l\theta)$$

$$F_{k2} = K_2(Y_2 - X_1 + l\theta)$$

$$F_{k3} = K_3(X_1 - X_2)$$

$$F_{c1} = C_1(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 - l\dot{\theta})$$

$$F_{c2} = C_2(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 + l\dot{\theta})$$

$$F_{c3} = C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2)$$

Persamaan gerak translasi pada kereta api :

$$\Sigma F = M_1\ddot{X}_1$$

$$F_{c1} + F_{c2} - F_{c3} + F_{k1} + F_{k2} - F_{k3} = M_1\ddot{X}_1$$

$$C_1(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 - l\dot{\theta}) + C_2(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 + l\dot{\theta}) - C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(Y_1 - X_1 - l\theta) + K_2(Y_2 - X_1 + l\theta) - K_3(X_1 - X_2) = M_1\ddot{X}_1$$

$$C_1\dot{Y}_1 - C_1\dot{X}_1 - C_1l\dot{\theta} + C_2\dot{Y}_2 - C_2\dot{X}_1 + C_2l\dot{\theta} - C_3\dot{X}_1 + C_3\dot{X}_2 + K_1Y_1 - K_1X_1 - K_1l\theta + K_2Y_2 - K_2X_1 + K_2l\theta - K_3X_1 + K_3X_2 = M_1\ddot{X}_1$$

$$M_1\ddot{X}_1 + \dot{X}_1(C_1 + C_2 + C_3) + \dot{\theta}(C_1l - C_2l) - C_3\dot{X}_2 + X_1(K_1 + K_2 + K_3) + \theta(K_1l - K_2l) - K_3X_2 = C_1\dot{Y}_1 + C_2\dot{Y}_2 + K_1Y_1 + K_2Y_2 \quad (4.1)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.1

$$\ddot{X}_1 = \frac{1}{M_1} \begin{bmatrix} C_1\dot{Y}_1 + C_2\dot{Y}_2 + K_1Y_1 + K_2Y_2 - X_1(C_1 + C_2 + C_3) - \\ \dot{\theta}(C_1l - C_2l) + C_3\dot{X}_2 - X_1(K_1 + K_2 + K_3) - \\ \theta(K_1l - K_2l) + K_3X_2 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Persamaan gerak rotasi pada suspensi primer :

$$\Sigma M_1 = J\ddot{\theta}$$

$$F_{c1} \cdot l - F_{c2} \cdot l + F_{k1} \cdot l - F_{k2} \cdot l = J\ddot{\theta}$$

$$C_1 \cdot l(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 - l\dot{\theta}) - C_2 \cdot l(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 + l\dot{\theta}) + K_1 \cdot l(Y_1 - X_1 - l\theta) - K_2 \cdot l(Y_2 - X_1 + l\theta) = J\ddot{\theta}$$

$$C_1l\dot{Y}_1 - C_1l\dot{X}_1 - C_1l^2\dot{\theta} - C_2l\dot{Y}_2 + C_2l\dot{X}_1 - C_2l^2\dot{\theta} + K_1lY_1 -$$

$$K_1lX_1 - K_1l^2\theta - K_2lY_2 + K_2lX_1 - K_2l^2\theta = J\ddot{\theta}$$

$$J\ddot{\theta} + \dot{X}_1(C_1l - C_2l) + \dot{\theta}(C_1l^2 + C_2l^2) + X_1(K_1l - K_2l) +$$

$$\theta(K_1l^2 + K_2l^2) = C_1l\dot{Y}_1 - C_2l\dot{Y}_2 + K_1lY_1 - K_2lY_2 \quad (4.3)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.3

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \left[C_1 l \dot{Y}_1 - C_2 l \dot{Y}_2 + K_1 l Y_1 - K_2 l Y_2 - \dot{X}_1 (C_1 l - C_2 l) \dot{\theta} \right. \\ \left. - \dot{\theta} (C_1 l^2 + C_2 l^2) - X_1 (K_1 l - K_2 l) - \theta (K_1 l^2 + K_2 l^2) \right] \quad (4.4)$$

Persamaan gerak translasi suspensi sekunder pada kereta api tipe ekonomi :

$$\begin{aligned} \sum F &= M_2 \ddot{X}_2 \\ F_{C3} + F_{K3} &= M_2 \ddot{X}_2 \\ C_3 (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_3 (X_1 - X_2) &= M_2 \ddot{X}_2 \\ M_2 \ddot{X} + C_3 \dot{X}_2 - C_3 \dot{X}_1 + K_3 X_2 - K_3 X_1 &= 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.5

$$\ddot{X}_2 = \frac{1}{M_2} [-C_3 \dot{X}_2 + C_3 \dot{X}_1 - K_3 X_2 + K_3 X_1] \quad (4.6)$$

Matrix persamaan gerak sistem *multi degree of freedom* kereta api tipe ekonomi :

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \\ &\begin{bmatrix} C_1 + C_2 + C_3 & C_1 l - C_2 l & -C_3 \\ C_1 l - C_2 l & C_1 l^2 + C_2 l^2 & 0 \\ -C_3 & 0 & -C_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{\theta} \\ \dot{X}_2 \end{Bmatrix} + \\ &\begin{bmatrix} K_1 + K_2 + K_3 & K_1 l - K_2 l & -K_3 \\ K_1 l - K_2 l & K_1 l^2 + K_2 l^2 & 0 \\ -K_3 & 0 & -K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ \theta \\ X_2 \end{Bmatrix} = \\ &\begin{Bmatrix} C_1 \dot{Y}_1 + C_2 \dot{Y}_2 + K_1 Y_1 + K_2 Y_2 \\ C_1 l \dot{Y}_1 - C_2 l \dot{Y}_2 + K_1 l Y_1 - K_2 l Y_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.7)$$

4.1.2 Permodelan Dinamis dan Gaya Redam pada Sistem Suspensi

Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi hidrolik dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir melalui *orifice*. Minyak tersebut diasumsikan fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan ruang atas piston. Dari hukum konservasi massa, didapat persamaan sebagai berikut:

$$Q_o = Q_p$$

$$\zeta \cdot A_o \cdot v_o = A_p \cdot v_p$$

$$V_o = \frac{A_p}{\zeta A_o} V_p \quad (4.8)$$

dimana:

A_o = Luas area *orifice* (m^2)

A_p = Luas area piston (m^2)

v_o = Kecepatan minyak memasuki *orifice* (m/s^2)

v_p = Kecepatan piston (m/s^2)

ζ = Koefisien *discharge orifice*

Apabila ditinjau dari persamaan Bernoulli yaitu sebagai berikut:

$$P_o + \frac{1}{2}\rho V_o^2 + \rho g z_o = P_p + \frac{1}{2}\rho V_p^2 + \rho g z_p \quad (4.9)$$

$z_o = z_p$, sehingga:

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} = \frac{P_p}{\rho} + \frac{V_p^2}{2}$$

$$\frac{P_p - P_o}{\rho} = \frac{V_o^2 - V_p^2}{2}$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_o^2 - V_p^2) \quad (4.10)$$

dimana:

P_o = Tekanan minyak memasuki *orifice* (N/m^2)

$$\begin{aligned}
 P_p &= \text{Tekanan piston (N/m}^2\text{)} \\
 \rho &= \text{Densitas minyak (kg/m}^3\text{)}
 \end{aligned}$$

Gaya redam sistem suspensi hidrolik (F_{dh}) yang terdiri dari siklus kompresi dan ekspansi didapatkan dari substitusi persamaan 4.8 dan 4.9 ke persamaan hukum Pascal:

Siklus Ekspansi

$$\begin{aligned}
 F_D &= \Delta P \cdot A_e \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_p^2) A_e \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) v_p^2 \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \\
 F_D &= \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

Siklus Kompresi

$$\begin{aligned}
 F_D &= \Delta P \cdot A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2 \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (4.12)
 \end{aligned}$$

dimana:

$$\begin{aligned}
 A_{oe} &= \text{Luas } orifice \text{ saat kompresi (m}^2\text{)} \\
 A_{pr} &= \text{Luas piston rod (m}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

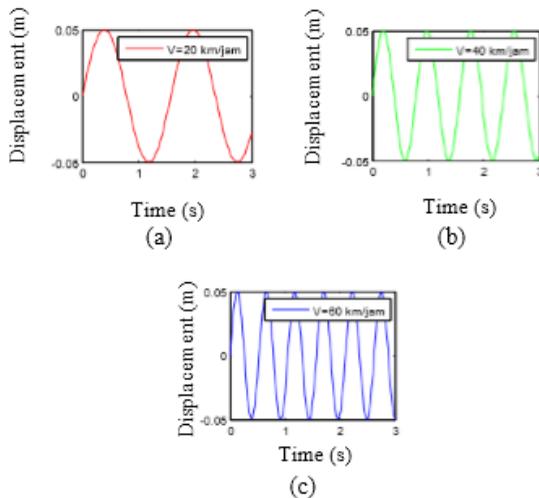
4.2 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang telah diperoleh, dibuat blok diagram yang sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem yang ada. Dari diagram blok tersebut akan diperoleh grafik respon masing-masing sistem yang akan dibahas pada sub-bab selanjutnya.

4.2.1 Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi untuk sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi dan sistem suspensi variasi nilai konstanta redaman, juga sistem suspensi hidrolis tersebut. Pada saat pemodelan pada program simulasi digunakan *input* sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady state*. Persamaan dari *input* tersebut dapat dituliskan sebagai berikut:

$$y(t) = Y\sin(\omega t) \quad (4.13)$$



Gambar 4. 5 Profil Jalan dengan Input Sinusoidal pada Kecepatan (a) 20 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 60 km/jam

Pada persamaan gerak, nilai Y_2 dan Y_2 merupakan amplitudo yang digunakan, yaitu sebesar 2 cm. Besar frekuensi akan divariasikan dengan panjang gelombang (λ) sebesar 10 m. Pada Gambar 4.5 tersebut digunakan empat macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, dan 80 km/jam), menggunakan rumus $\omega = 2\pi \frac{v}{\lambda}$ dalam satuan rad/s. Semakin besar kecepatannya, maka panjang gelombang yang dihasilkan semakin banyak.

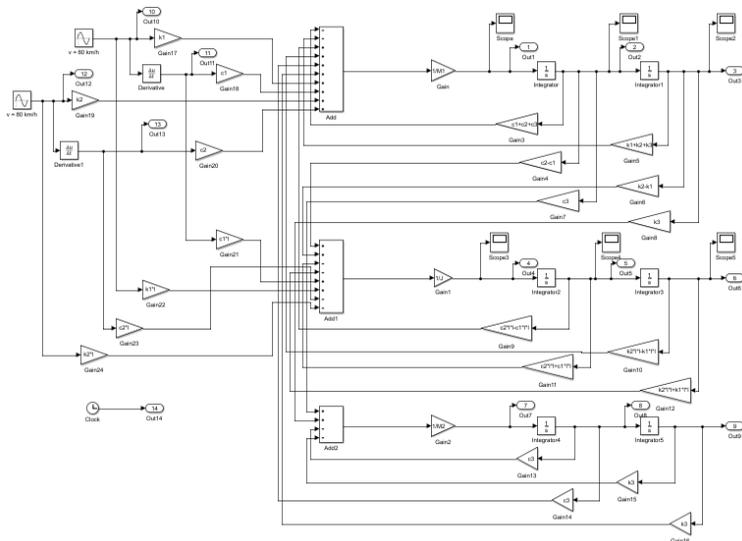
4.2.2 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

Berikut merupakan parameter yang didapatkan dari studi literatur yang telah dilakukan.

Tabel 4. 1 Parameter untuk Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>carbody</i> (m_1)	43000 kg	m1
Massa <i>bogie</i> (m_2)	4500 kg	m2
Koefisien pegas suspensi primer (k_1 & k_2)	750.000 N/m	k_1 & k_2
Koefisien <i>damping</i> suspensi primer (c_1 & c_2) (parameter awal)	15.000 N s/m	c_1 & c_2
Koefisien pegas suspensi sekunder (k_3)	400.000 N/m	k_3
Koefisien <i>damping</i> suspensi sekunder (c_3)	80.000 N s/m	c_3

Parameter pada Tabel 4.1 tersebut digunakan untuk simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api. Dalam simulasi tersebut dibuat blok diagram seperti terlihat pada Gambar 4.6.



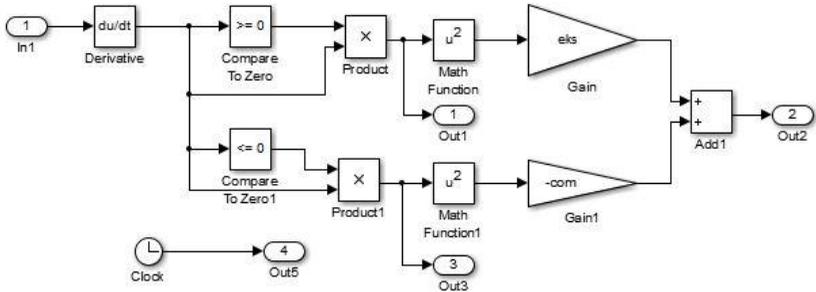
Gambar 4. 6 Blok Diagram Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

4.2.4 Diagram Blok Sistem Suspensi

Untuk melakukan simulasi pada sistem suspensi hidrolik, parameter yang digunakan tercantum pada tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik

Massa jenis fluida (ρ)	Diameter orifice (Doe) (parameter awal)	Diameter piston (Dp)	Diameter piston rod (Dpr)	Frekuensi
860 kg/m^3	0.001 m	0.05 m	0.0354 m	0.5 Hz
	0.002 m			1 Hz
	0.002155 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz



Gambar 4. 7 Diagram Blok Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik

4.3 Analisis Pemodelan

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan dan sistem suspensi hidrolik. Pada sistem seperempat kendaraan, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan getaran yang dialami oleh kendaraan terhadap waktu. Respon dinamis pada sistem suspensi hidrolik yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam yang dihasilkan. 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.

Hal yang pertama dilakukan dalam simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api adalah pemilihan parameter seperti tercantum pada Tabel 4.1. Input yang digunakan, yaitu input sinusoidal dengan kecepatan yang bervariasi. Dari input ini didapatkan respon dinamis dari sistem kendaraan kereta api. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan kriteria ketahanan kendaraan berdasarkan besar RMS (*Root Mean Square*) percepatan menurut ISO 2631. Konstanta redaman dengan respon yang paling baik akan digunakan pada simulasi selanjutnya.

Pada tahap selanjutnya adalah melakukan simulasi sistem suspensi hidrolik dengan variasi diameter berdasarkan nilai

konstanta redaman yang telah didapatkan dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api. Setelah itu dipilih diameter *orifice* (D_o) yang menghasilkan gaya redam terbaik. Frekuensi yang digunakan divariasikan mulai dari 0,5 Hz sampai 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz.

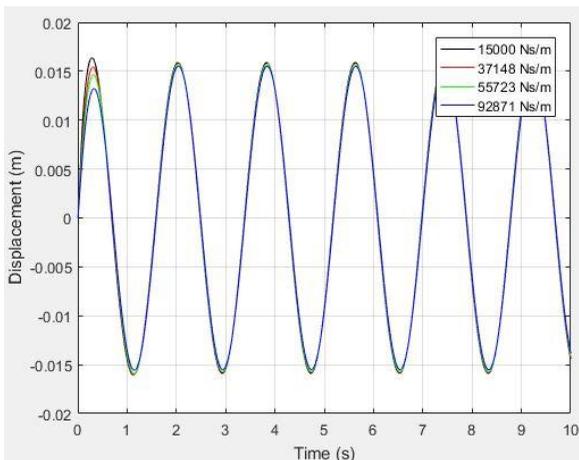
4.3.1 Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi

Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan dikarenakan akibat beban harmonik, serta untuk melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Variasi kecepatan yang digunakan 20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, dan 80 km/jam.

4.3.1.1 Kecepatan 20 km/jam

A. Translasi

Berikut merupakan respon perpindahan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 20 km/jam.



Gambar 4. 8 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)

Gambar 4.8 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 20 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit.

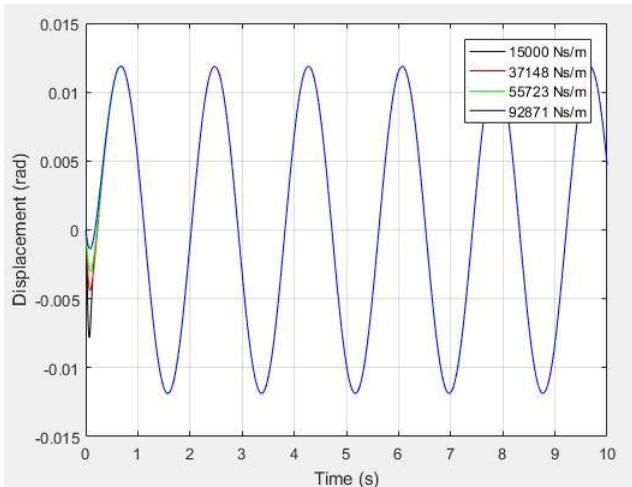
Pada grafik respon perpindahan tersebut, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01637 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01581 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01573 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01552 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.3.

Tabel 4. 3 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01637
37148	0.01581
55723	0.01573
92871	0.01552

B. Rotasi

Berikut merupakan respon perpindahan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 20 km/jam.



Gambar 4. 9 Grafik Respon Perpindahan terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)

Gambar 4.9 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 20 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit.

Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,0119 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01187 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01186 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01184 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan perbedaan tidak signifikan pada getaran arah rotasi. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.4.

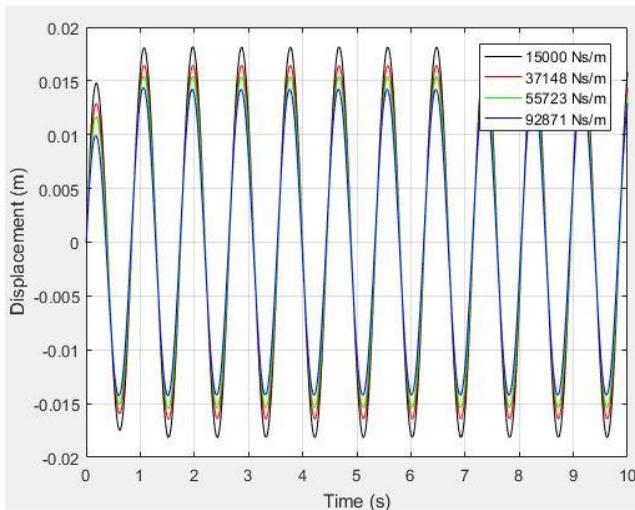
Tabel 4. 4 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.0119
37148	0.01187
55723	0.01186
92871	0.01184

4.3.1.2 Kecepatan 40 km/jam

A. Translasi

Berikut merupakan respon perpindahan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 40 km/jam.



Gambar 4. 10 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)

Gambar 4.10 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik.

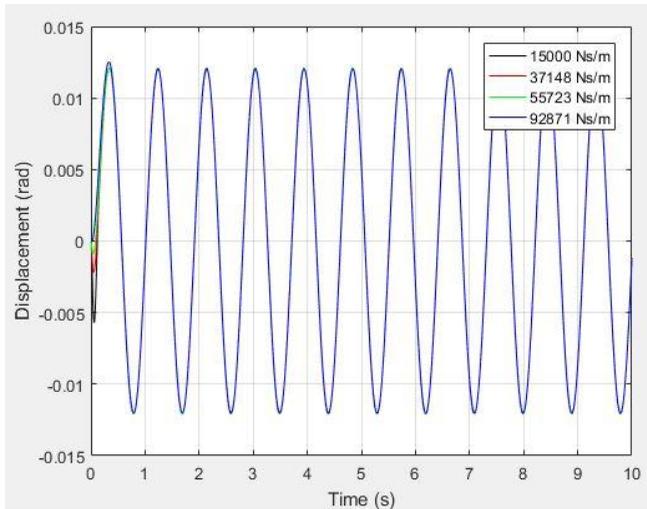
Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01816 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01645 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01548 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01438 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 40 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.5.

Tabel 4. 5 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01816
37148	0.01645
55723	0.01548
92871	0.01438

B. Rotasi

Berikut merupakan respon perpindahan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 40 km/jam.



Gambar 4. 11 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)

Gambar 4.11 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik.

Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01211 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01581 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01573 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01552 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 40 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan perbedaan tidak signifikan pada getaran arah rotasi. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.6.

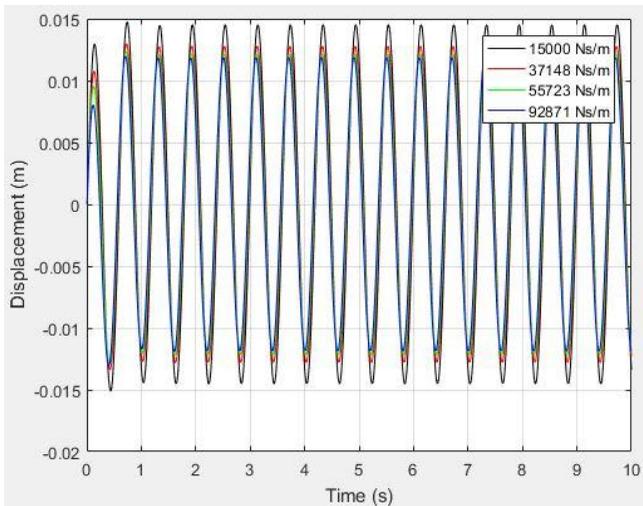
Tabel 4. 6 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01211
37148	0.01209
55723	0.01212
92871	0.01253

4.3.1.3 Kecepatan 60 km/jam

A. Translasi

Berikut merupakan respon perpindahan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 60 km/jam.



Gambar 4. 12 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)

Gambar 4.12 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 60 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu.

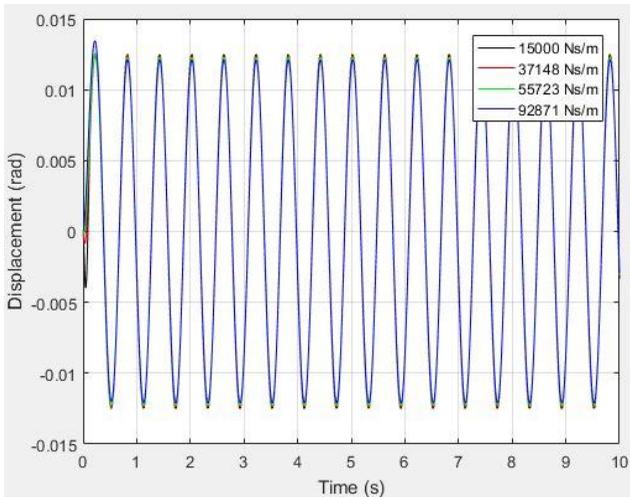
Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01474 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01299 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01236 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01197 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 60 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.7.

Tabel 4. 7 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01474
37148	0.01299
55723	0.01236
92871	0.01197

B. Rotasi

Berikut merupakan respon perpindahan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 60 km/jam.



Gambar 4. 13 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)

Gambar 4.13 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 60 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu.

Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01345 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01259 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01241 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,0125 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 60 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan perbedaan tidak signifikan pada getaran arah rotasi. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.8.

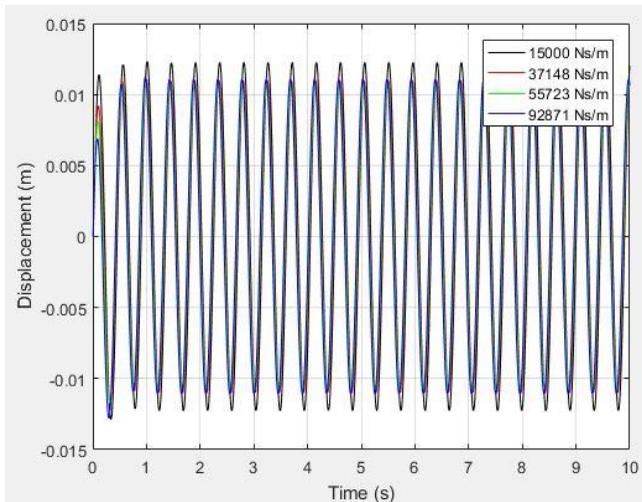
Tabel 4. 8 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01345
37148	0.01259
55723	0.01241
92871	0.0125

4.3.1.4 Kecepatan 80 km/jam

A. Translasi

Berikut merupakan respon perpindahan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 80 km/jam.



Gambar 4. 14 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)

Gambar 4.14 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 80 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu

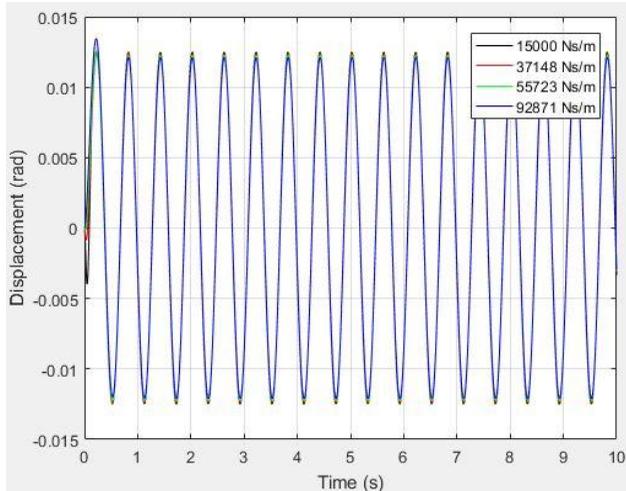
Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01233 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,011106 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,01089 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01122 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 80 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.9.

Tabel 4. 9 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kedaraan (V=80 km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01233
37148	0.01106
55723	0.01089
92871	0.01122

B. Rotasi

Berikut merupakan respon perpindahan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 80 km/jam.



Gambar 4. 15 Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)

Gambar 4.15 adalah grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan kereta api menggunakan *input* sinusoidal pada kecepatan 80 km/jam. Dapat dilihat grafik tersebut menghasilkan respon *steady state* sebelum 1 detik.

Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sebesar 0,01432 m saat konstanta redaman 15000 Ns/m, 0,01343 m saat konstanta redaman 37148 Ns/m, 0,0132 m saat konstanta redaman 55723 Ns/m dan 0,01282 m saat konstanta redaman 92871 Ns/m. Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 80 km/jam, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan perbedaan tidak signifikan pada getaran arah rotasi. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada Tabel 4.10.

Tabel 4. 10 Nilai Respon Perpindahan Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)

Variasi(Ns/m)	Perpindahan Maksimum(m)
15000	0.01432
37148	0.01343
55723	0.0132
92871	0.01282

4.3.2 Perbandingan RMS (*Root Mean Square*) Percepatan Setiap Variasi Sistem Seperempat Kendaraan

Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem suspensi primer dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi sinusoidal yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara.

Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam dengan kenaikan setiap 20 km/jam. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dalam satuan Hz menggunakan persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, dengan mengasumsikan nilai λ (panjang jalan) sebesar 10 m. Setelah itu, nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik kenyamanan ISO 2631.

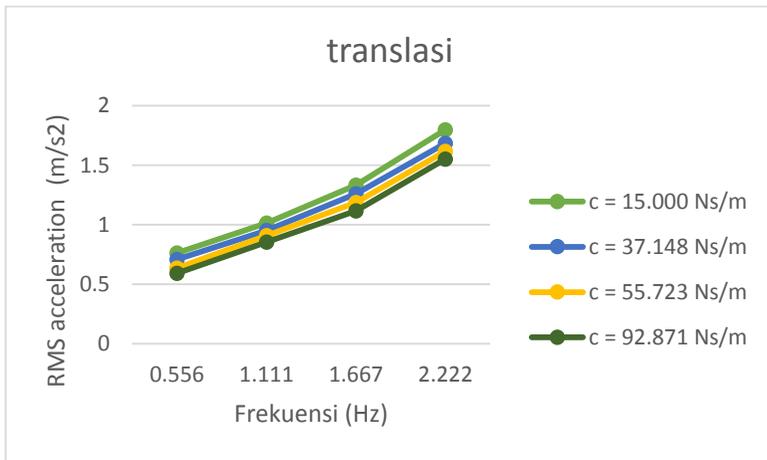
A. Translasi

Berikut merupakan respon RMS percepatan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada masing-masing variasi kecepatan dan variasi nilai konstanta redaman yang ditunjukkan pada Tabel 4.11

Tabel 4. 11 Nilai RMS Percepatan dari Sistem Seperempat Kendaraan

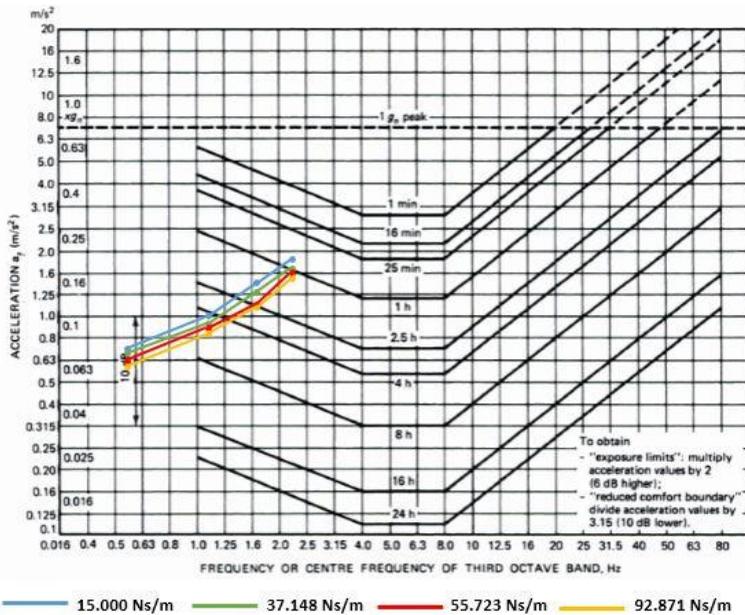
Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s ²)			
		15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	0.556	0.7612	0.7073	0.634	0.5929
40	1.111	1.014	0.9525	0.9085	0.8533
60	1.667	1.333	1.26	1.188	1.116
80	2.222	1.799	1.684	1.618	1.551

Grafik perbandingan nilai RMS percepatan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dan kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.16.



Gambar 4. 16 Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan

Pada Gambar 4.16 dapat diketahui plotting RMS percepatan kendaraan terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan berdasarkan ISO 2631.



Gambar 4. 17 Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631

Berdasarkan Gambar 4.17, grafik ketahanan kendaraan, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 92.871 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 12 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 6 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 2.5 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.5 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 55.723 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 11 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 5.5 jam, pada kecepatan 60 km/jam

ketahanan kendaraan mencapai 2.5 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.25 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 37.148 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 10 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 5 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 2 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 15.000 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 9 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 4.5 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.75 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 0.75 jam.

Berdasarkan grafik ISO 2631 kendaraan dengan variasi konstanta redaman paling besar memiliki ketahanan yang paling tinggi. Dari analisis ketahanan kendaraan, dapat disimpulkan untuk kedua sistem suspensi bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan kendaraan semakin menurun. Nilai respon ketahanan kendaraan dapat diketahui pada Tabel 4.12.

Tabel 4. 12 Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Konstata Redaman

Kecepatan (km/jam)	Ketahanan Kendaraan			
	15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	9 jam	10 jam	11 jam	12 jam
40	4.5 jam	5 jam	5.5 jam	6 jam
60	1.75 jam	2 jam	2.5 jam	2.5 jam
80	0.75 jam	1 jam	1.25 jam	1.5 jam

B. Rotasi

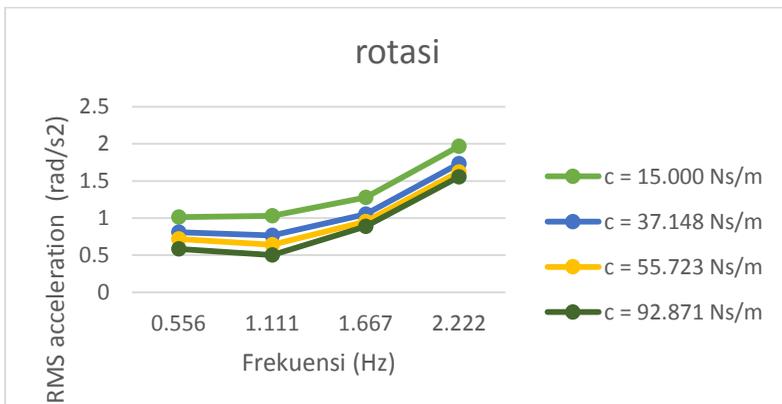
Berikut merupakan respon RMS percepatan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada masing-masing variasi

kecepatan dan variasi nilai konstanta redaman yang ditunjukkan pada Tabel 4.13.

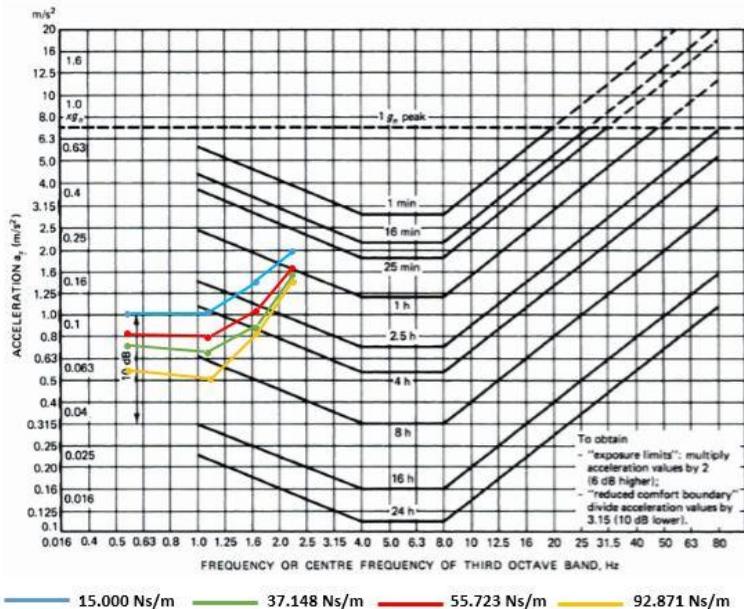
Tabel 4. 13 Nilai RMS Percepatan dari Sistem Seperempat Kendaraan

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s ²)			
		15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	0.556	1.012	0.8102	0.7168	0.5821
40	1.111	1.029	0.7644	0.6412	0.5015
60	1.667	1.278	1.052	0.8722	0.8875
80	2.222	1.967	1.732	1.59	1.555

Grafik perbandingan nilai RMS percepatan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada Gambar 4.18.



Gambar 4. 18 Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan



Gambar 4. 19 Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631

Berdasarkan grafik ketahanan kendaraan, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 92.871 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 14 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 11 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 4.2 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.7 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 55.723 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 12 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 7.5 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 4 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.2 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 37.148 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 8 jam, pada kecepatan 40 km/jam

ketahanan kendaraan mencapai 6.5 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 2.7 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1 jam, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 15.000 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 6 jam, pada kecepatan 40 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 4 jam, pada kecepatan 60 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 1.75 jam, pada kecepatan 80 km/jam ketahanan kendaraan mencapai 0.6 jam.

Berdasarkan grafik ISO 2631 kendaraan dengan variasi konstanta redaman paling besar memiliki ketahanan yang paling tinggi. Dari analisis ketahanan kendaraan, dapat disimpulkan untuk kedua sistem suspensi bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan kendaraan semakin menurun. Nilai respon ketahanan kendaraan dapat diketahui pada Tabel 4.14

Tabel 4. 14 Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Saat Berkendara Setiap Variasi Konstanta Redam

Kecepatan (km/jam)	Ketahanan kendaraan			
	15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	6 jam	8 jam	12 jam	14 jam
40	4 jam	6.5 jam	7.5 jam	11 jam
60	1.75 jam	2.7 jam	4 jam	4.2 jam
80	0.6 jam	1 jam	1.2 jam	1.7 jam

4.3.3 Perbandingan RMS Perpindahan Setiap Variasi Sistem Suspensi Seperempat Kendaraan

Berikut merupakan data RMS perpindahan penumpang hasil simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redaman sistem suspensi hidrolik yang disimulasikan pada variasi kecepatan kendaraan 20 km/jam hingga 80 km/jam dengan kenaikan setiap 20 km/jam dan dengan mengasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m.

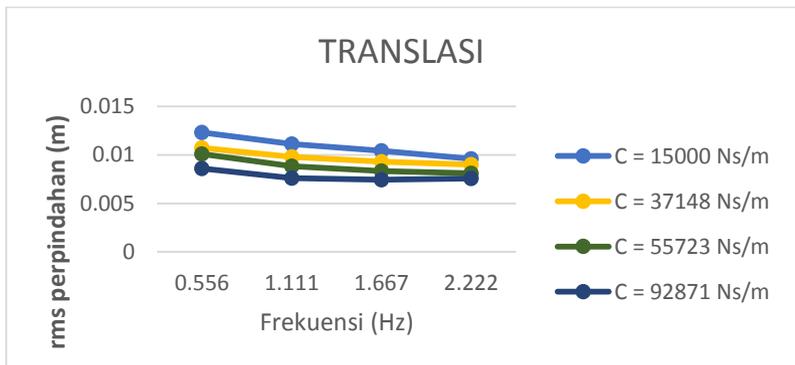
A. Translasi

Berikut merupakan respon RMS perpindahan translasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada masing-masing variasi kecepatan dan variasi nilai konstanta redaman yang ditunjukkan pada Tabel 4.15.

Tabel 4. 15 Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Seperempat Kendaraan

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Perpindahan (m/s ²)			
		15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	0.556	0.0123	0.01074	0.01009	0.00859
40	1.111	0.01113	0.0098	0.008822	0.00761
60	1.667	0.01042	0.0093	0.00835	0.00743
80	2.222	0.00959	0.009	0.008101	0.00758

Grafik perbandingan nilai RMS perpindahan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada Gambar 4.20.



Gambar 4. 20 Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan

Dari Gambar 4.20 grafik RMS Perpindahan tersebut dapat diketahui bahwa setiap variasi konstanta redaman sistem suspensi hidrolis memiliki *trendline* grafik yang sama. Semua grafik mengalami penurunan dari kecepatan rendah ke kecepatan tinggi seiring dengan bertambahnya frekuensi.

Dari grafik pada gambar 4.20 dapat disimpulkan bahwa pada kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam, kendaraan dengan sistem suspensi dengan konstanta redam 92.871 Ns/m paling baik dibanding sistem suspensi variasi lainnya karena memiliki nilai rms yang paling rendah.

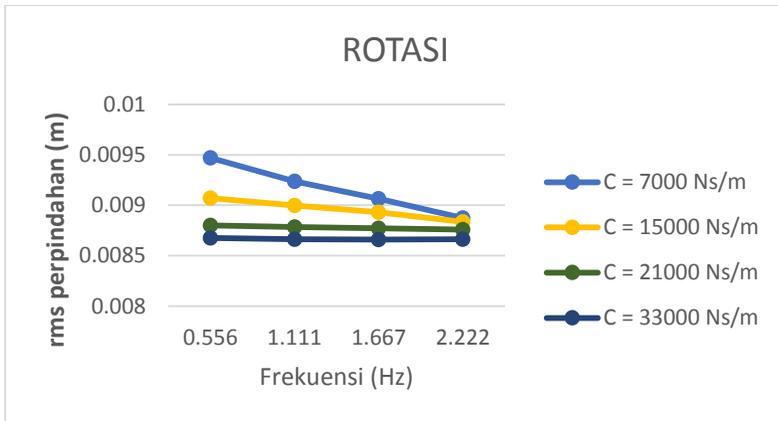
B. Rotasi

Berikut merupakan respon RMS perpindahan rotasi sistem seperempat kendaraan kereta api pada masing-masing variasi kecepatan dan variasi nilai konstanta redaman yang ditunjukkan pada Tabel 4.16.

Tabel 4. 16 Nilai RMS Perpindahan Dari Sistem Seperempat Kendaraan

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Perpindahan (m/s ²)			
		15.000 Ns/m	37.148 Ns/m	55.723 Ns/m	92.871 Ns/m
20	0.556	0.00947	0.01074	0.01009	0.00859
40	1.111	0.009237	0.0098	0.008822	0.00761
60	1.667	0.009066	0.0093	0.00835	0.00743
80	2.222	0.008874	0.009	0.008101	0.00758

Grafik perbandingan nilai RMS perpindahan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada Gambar 4.21.



Gambar 4. 21 Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan

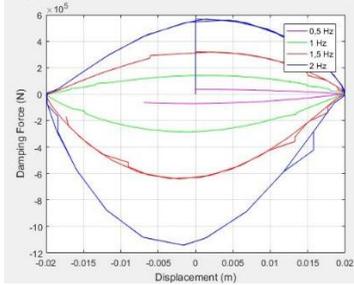
Dari grafik RMS perpindahan tersebut dapat diketahui bahwa setiap variasi konstanta redaman sistem suspensi hidrolik memiliki *trendline* grafik yang sama. Semua grafik mengalami penurunan dari kecepatan rendah ke kecepatan tinggi seiring dengan bertambahnya frekuensi.

Dari grafik pada Gambar 4.21 dapat disimpulkan bahwa pada kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam, kendaraan dengan sistem suspensi dengan konstanta redam 92.871 Ns/m paling baik dibanding sistem suspensi variasi lainnya karena memiliki nilai RMS yang paling rendah.

4.3.4 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik

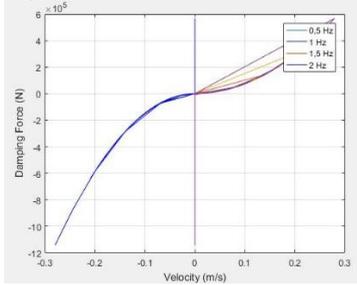
Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api dan mendapatkan nilai konstanta redam yang paling baik, langkah selanjutnya membahas respon dari simulasi sistem suspensi hidrolik untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling cocok.

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$$



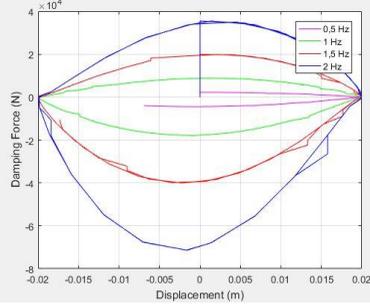
(a)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$$



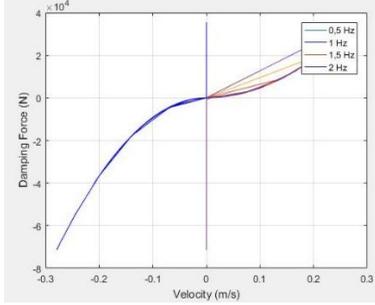
(b)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



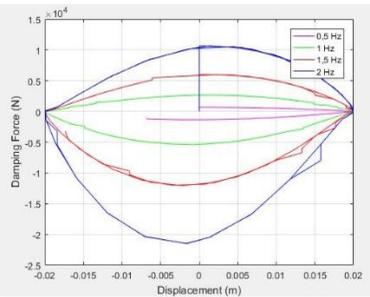
(c)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



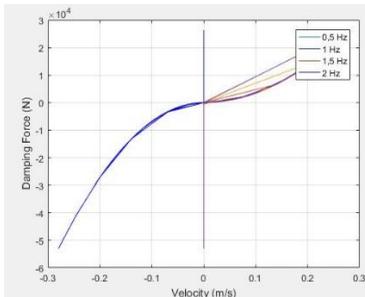
(d)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2.155 \times 10^{-3} \text{ m}$$

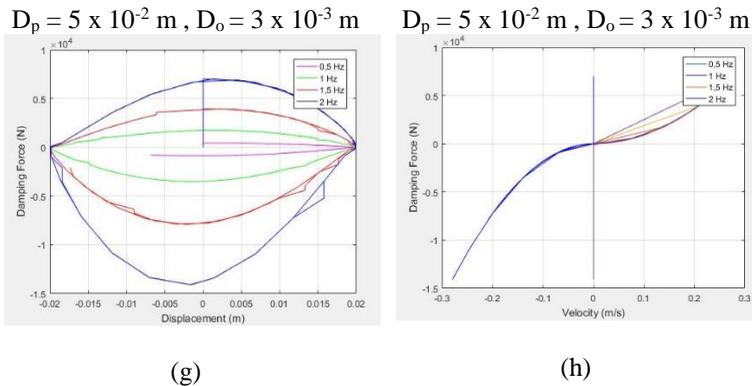


(e)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2.155 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(f)



Gambar 4. 22 Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi dengan Variasi Frekuensi

Gambar 4.22 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) dan kecepatan (b - d - f - h) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

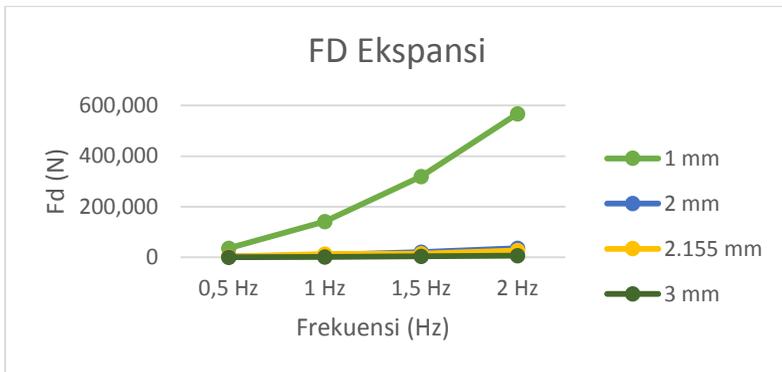
Dari variasi diameter *orifice* juga didapatkan data nilai gaya redam siklus ekspansi dan kompresi dari sistem suspensi hidrolik pada Tabel 4.17.

Tabel 4. 17 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$)

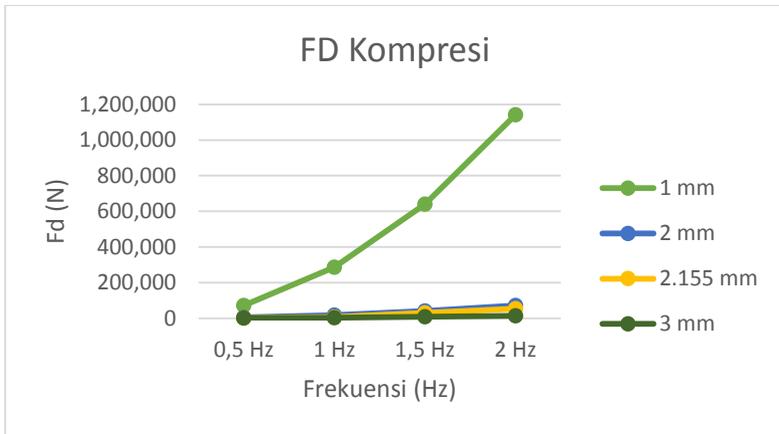
Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam							
	0,5 Hz		1 Hz		1,5 Hz		2 Hz	
	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi
1 mm	71,482	35,507	286,980	141,520	640,860	319,180	114,240	567,640
2 mm	4,468	2,219.20	17,936	8,844.90	40,054	19,949	71,402	35,477
2.155 mm	1,646	3,314.40	6,562	13,307.00	29,715	14,800	52,971	26,320
3 mm	882,493	438.393	3543	1747.1	7911.8	3,940.50	14,104	7,007.80

Berdasarkan Tabel 4.17 didapatkan grafik seperti yang terlihat pada Gambar 4.23 dan Gambar 4.24. Gambar gaya redam

ekspansi dan kompresi tersebut menunjukkan pada setiap variasi diameter *orifice* (D_o) memiliki *trend line* yang sama yaitu semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Pada grafik tersebut, dapat dilihat bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_o) yang digunakan, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar.



Gambar 4. 23 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm)



Gambar 4. 24 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3$ mm)

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan terlihat bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, bahwa frekuensi (f) berbanding lurus dengan kecepatan (v), dan kecepatan (x) juga berbanding lurus dengan gaya redam (Fd) yaitu teori pada persamaan $Fd = cx$. Berdasarkan rumusan gaya redam (Fd), didapatkan nilai koefisien redam yang terdapat pada Tabel 4.18.

Tabel 4. 18 Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik

Diameter orifice (m)	Konstanta redam (Ns/m)
0.001	2,000,000
0.002	140,000
0.002155	92,871
0.003	25,000

Berdasarkan Tabel 4.18 diameter 2,155 m sesuai dengan konstanta redaman 92.871 Ns/m. Oleh karena itu, diameter *orifice* tersebut bisa dipasangkan pada sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi.

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redam dan sistem suspensi hidrolik variasi diameter *orifice*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Respon *displacement* yang dialami oleh penumpang untuk konstanta redam 92.871 Ns/m memiliki nilai yang paling kecil dibandingkan variasi konstanta redam lainnya pada setiap variasi frekuensi.
2. Berdasarkan grafik kenyamanan ISO 2631 ketahanan kendaraan dengan sistem seperempat kendaraan kereta api variasi nilai konstanta redam paling besar menghasilkan ketahanan yang paling baik, yaitu 92.871 Ns/m.
3. Semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan pada sistem suspensi hidrolik, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar.
4. Nilai gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi hidrolik siklus kompresi lebih besar dibanding siklus ekspansi.
5. Diameter *orifice* 2,155 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem suspensi seperempat kendaraan dengan penggunaan konstanta redam 92.871 Ns/m

5.2 Saran

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

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba menguji eksperimen sistem suspensi hidrolik dan sistem seperempat kendaraan kereta api pada jenis variasi lainnya untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kencono, Agung Wahyu. 2014. **Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia**. Jakarta: Pusdatin ESDM
- [2] Sutantra, Nyoman I. 2001. **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya**. Surabaya : Penerbit Guna Widya.
- [3] Spiryagin, Maksym. 2014. **Design and Simulation of Rail Vehicles**. Perancis: Taylor&Francis Grup.
- [4] Maghfiroh, Hari. 2016. Dunia Kereta Suspensi Pada Kereta Api. (<http://www.keretalistrik.com/2016/11/dunia-kereta-suspensi-pada-keretaapi.html>), akses data Maret 2017
- [5] Zessar, Faldy dan Wasiwitono, Unggul. 2012. “**Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan**”. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- [6] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami: Pearson Education, Inc.
- [7] Kristanto, Yohanes Dhani dan Triwinarno, Yunarko. 2012. *Pemodelan dan Analisa dinamika Energi Terdisipasi pada Gerak Vertikal Suspensi Bogie dan Suspensi Gerbong Kereta Api*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- [8] Ayu Rachmawati, Tri dan Laksana Guntur, Harus. 2015. **Pemodelan Respon Dinamis Sistem HMERSA (Hydro-Magneto Electro Regenerative Shock Absorber) Pada Sistem Suspensi Truk dengan Posisi Tegak dan Bersudut**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [9] Rahmawati, Istina dan Guntur, Harus Laksana. 2016. *Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi Hydro-Pneumatic terhadap*

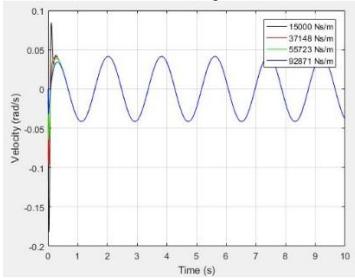
Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

- [10] Tome X. 2012. ***Vertical Suspension Damping Optimization On The Running Behaviour Criterion Of The Railway Vehicle.*** Romania: University Politehnica Of Bucharest.

LAMPIRAN

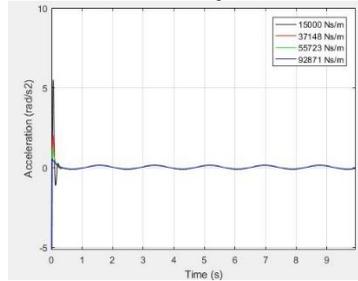
Respon Dinamis Translasi

V = 20 km/jam



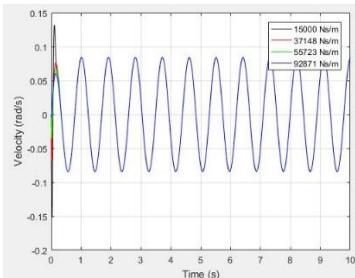
(a)

V = 20 km/jam



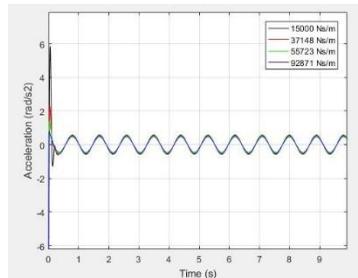
(b)

V = 40 km/jam



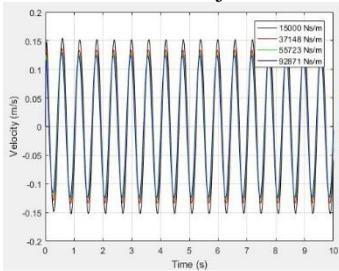
(c)

V = 40 km/jam



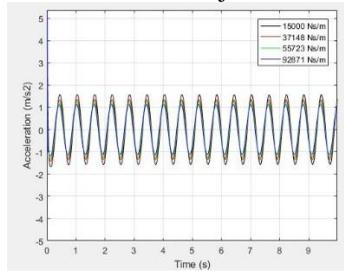
(d)

V = 60 km/jam

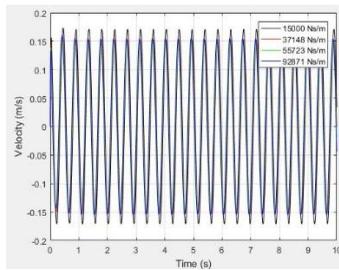


(e)

V = 60 km/jam

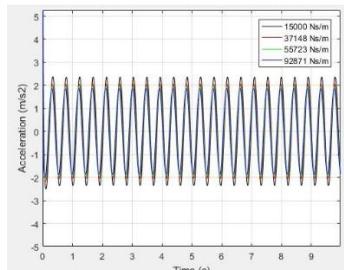


(f)



V = 80 km/jam

(g)

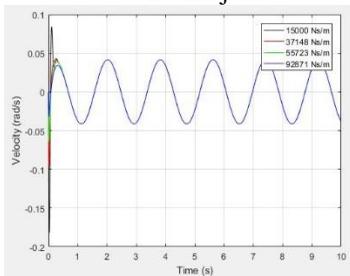


V = 80 km/jam

(h)

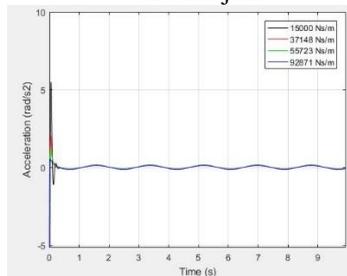
Respon Dinamsi Rotasi

V = 20 km/jam

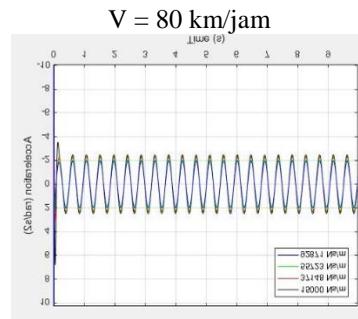
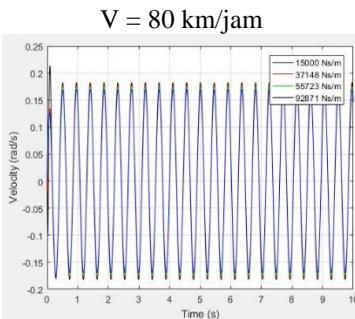
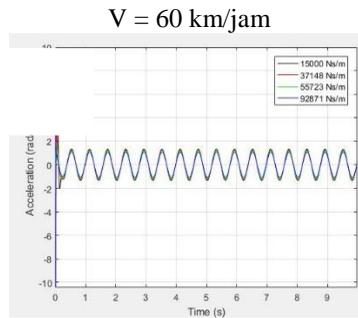
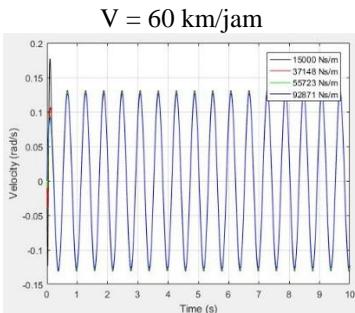
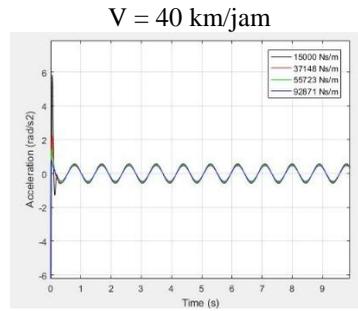
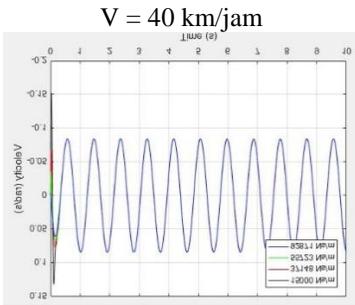


(a)

V = 20 km/jam



(b)



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Dian Riyana Zahro' dilahirkan di Nganjuk, 7 Juli 1994 putri bungsu dari pasangan H. Musthofa dan Lamkhatul Luqomah. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Pertiwi III Nganjuk pada tahun 1999-2001. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan di SDN Watudandang 1 Nganjuk pada tahun 2001-2007, kemudian melanjutkan di SMPN 1 Prambon Nganjuk pada tahun 2007-2010, kemudian melanjutkan di SMAN 2 Nganjuk pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Bendahara Umum di Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas pada tahun 2015-2016.

Dalam rangka pengaplikasian keilmuan teknik mesin, penulis pernah melakukan kerja praktik di PUSDIKLAT MIGAS CEPU. Selain itu, penulis turut berperan aktif dalam beberapa penelitian di bawah naungan laboratorium vibrasi dan sistem dinamis. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email dian.riyana@gmail.com.