



TUGAS AKHIR - TM184835

PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* PADA
KEDUA SISI *COUPLER* DENGAN PEGAS DAN
SILINDER HIDROLIK PADA *AUTOMATIC
COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)*

Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP 0211154000012

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA, 2020



TUGAS AKHIR - TM184835

**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* PADA
KEDUA SISI *COUPLER* DENGAN PEGAS DAN
SILINDER HIDROLIK PADA *AUTOMATIC
COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP 0211154000012

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA, 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - TM184835

***THE DESIGN OF SHOCK ABSORBER ON BOTH
SIDE OF LRT AUTOMATIC COUPLER USING
SPRING AND HYDRAULIC CYLINDER***

Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP 0211154000012

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,M.Eng.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya, 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**PERANCANGAN SHOCK ABSORBER PADA KEDUA SISI
COUPLER DENGAN PEGAS DAN SILINDER HIDROLIK
PADA AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP. 0211154000012

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Ir. Julendra Bambang Aritedja, M.T. (Penguji 1)
NIP. 197104051997021001
3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD (Penguji 2)
NIP. 197909262005011001
4. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji 3)
NIP. 198907052015042005

**SURABAYA
JANUARI, 2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* PADA KEDUA SISI
COUPLER DENGAN PEGAS DAN SILINDER HIDROLIK
PADA *AUTOMATIC COUPLER*
*LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

Nama Mahasiswa : Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP : 0211154000012
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,
M.Eng.

ABSTRAK

Menurut Badan Pusat Statistik, pada tahun 2015 lebih dari sepuluh juta masyarakat yang memilih menggunakan kendaraan pribadi, tidak dipungkiri ibukota akan semakin padat. Transportasi umum merupakan salah satu solusi yang bisa mengurangi kepadatan di jalan, salah satunya yang sedang dikembangkan di Indonesia adalah LRT. Hal yang tidak bisa dihindari suatu benda yang kereta api memiliki daya dorong yang kuat sehingga mampu memberikan getaran yang berbolak balik dengan kecepatannya. Sehingga dapat dipastikan akan terjadi getaran pula pada *coupler*.

Dalam penelitian tugas akhir ini akan dilakukan perancangan peredam yang dipasang pada kedua sisi *automatic coupler* pada LRT yang sudah dibuat di penelitian sebelumnya. Sehingga diharapkan bisa didapatkan karakteristik gaya redam yang optimal serta mendapatkan dimensi yang sesuai untuk *shock absorber* pada *automatic coupler* LRT. Maka, dilakukan pemodelan sistem dinamis dari LRT, *coupler* dan *shock absorber*. Setelah didapatkan persamaan gerak dari system, selanjutnya dijadikan bentuk *state variable*. Kemudian membuat blok diagram pada *Simulink* Matlab dan selanjutnya akan disimulasikan dengan *input* step untuk variasi konstanta pegas dan redam dengan *input* perpindahan. Selanjutnya simulasi

dengan *input* sinusoidal dengan variasi kecepatan serta dari hasil konstanta pegas dan redam dari simulasi *input* step, selanjutnya didapatkan gaya redam *shock absorber*. Tahap terakhir, ditentukan besaran dimensi berdasarkan nilai konstanta pegas dan redam yang sudah didapatkan sebelumnya. Dari nilai konstanta pegas akan didapatkan panjang peredam, banyak lilitan, diameter pegas dan diameter kawat. Sedangkan dari nilai konstanta redam didapatkan besaran diameter *orifice* yang sesuai dengan konstanta redam yang sudah didapatkan.

Dari penelitian ini, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang dialami suspensi hidrolik dengan penggunaan konstanta pegas sebesar 16.268 N/m dan konstanta redam sebesar 37.148 N.s/m. Selain itu, diameter orifice 1,24 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem peredam pada *automatic coupler* Sehingga dari perhitungan dapat ditentukan dimensi untuk *shock absorber* yang akan dibuat, dengan besar diameter kawat sebesar 0,019 m , diameter pegas sebesar 0,08 m, dengan banyak lilitan sebesar 2,5 lilitan dengan panjang 0,5 m

Kata Kunci : *Shock absorber*, Konstanta kekakuan pegas, Konstanta redam, Diameter *Orifice*.

**THE DESIGN OF SHOCK ABSORBER ON BOTH SIDE OF
LRT AUTOMATIC COUPLER USING SPRING AND
HYDRAULIC CYLINDER**

Student's Name : Mutiara Puspa Kusumiyati
NRP : 0211154000012
Departement : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,
M.Eng.

ABSTRACT

According to the Central Statistics Agency, in 2015 more than ten million people who chose to use private vehicles, it is undeniable that the capital will be increasingly crowded. Public transportation is one solution that can reduce the density of the road, one of which is being developed in Indonesia is LRT. Things that can not be avoided an object that the train has a strong thrust so that it can provide vibrations that go back and forth with speed. So it can be ascertained that vibrations will also occur on the coupler.

In this final project research will be carried out design of dampers installed on both sides of the automatic coupler on the LRT that has been made in previous studies. So that it is expected to obtain the optimal damping force characteristics and obtain the appropriate dimensions for the shock absorber on the LRT automatic coupler. So, the dynamic system modeling of LRT, coupler and shock absorber is carried out. After obtaining the equation of motion from the system, it is then used as a state variable. Then make a block diagram on Simulink Matlab and then it will be simulated with step input for variations in spring constant and damping with displacement input. Furthermore, simulation with sinusoidal input with variations in speed and from the results of spring and damping constants from the input

step simulation, then the shock absorber damping force is obtained. The last step, determined the dimensions of the dimensions based on spring and damping constants that have been obtained previously. From the spring constant value you will get the length of the damper, a lot of turns, the diameter of the spring and the diameter of the wire. Whereas from the value of the damping constant the diameter of the orifice is obtained in accordance with the damping constant that has been obtained.

The results obtained that the displacement response, speed and acceleration experienced by the hydraulic suspension with the use of a spring constant of 16,268 N / m and an damping constant of 37,148 N.s / m. In addition, the 1.24 mm diameter orifice is suitable to be attached to the damping system of the automatic coupler. So from the calculation the dimensions of the shock absorber to be made can be determined, with a wire diameter of 0.019 m, a spring diameter of 0.08 m, with many turns of 2.5 turns with a length of 0.5 m

Key Word : Shock absorber, Spring Stiffness Coefficient, Damping Coefficient, Orifice Diameter.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Allah SWT Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Perancangan *Shock Absorber* pada Kedua Sisi *Coupler* dengan Pegas dan Silinder Hidrolik pada *Automatic Coupler Light Rail Transit (LRT)*” dengan lancar.

Penyusunan Tugas Akhir ini merupakan persyaratan akademis pada mata kuliah “Tugas Akhir” pada tahun ajaran 2019-2020, program studi S1 (Strata 1) Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Tersusunnya Tugas Akhir ini juga karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak terkait yang terlibat baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu penulis sangat mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga penulis, ayahnda Gembong Kusdwarto dan mama Sri Ummiyati yang selalu mendoakan dan menyempatkan waktu ke Surabaya hanya untuk mengajak penulis jalan-jalan agar tidak *stress*. Tidak lupa sahabat saya sejak 21 tahun lalu, Feizal Bagoes Kusuma yang selalu mengingatkan penulis untuk olahraga dan diet, serta selalu mengirimkan video lucu agar sang penulis tetap tertawa dan bahagia.
2. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. selaku dosen pembimbing yang memberikan bimbingan dan pengarahan kepada penulis selama menyusun Tugas Akhir.
3. Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT., Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng, PhD dan Bapak Ari Kurniawan, ST., MT selaku dosen penguji yang memberikan kritik, saran, dan masukan dari Seminar Proposal Tugas Akhir hingga Sidang Tugas Akhir.

4. Bapak Bambang Pramudjati selaku dosen wali yang sudah memberi motivasi dan membimbing selama 9 semester penulis berkuliah.
5. Keluarga Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis yang menjadi tempat untuk bernaung penulis selama satu semester ini. Terlebih untuk “Ambyar-ers” yang selalu mengerti perasaan penulis dan selalu memberi *support* atas *jokes* penulis.
6. Keluarga kecil “Harus *Kids*” (Cem, Ely dan Sakti) yang mengajarkan penulis untuk kerja cerdas dan selalu memberi dukungan untuk segera menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Penghuni Kos ABB 3 Howitzer, Rozy, Oyum dan Nilam yang menemani, memberikan semangat dan berbagi kesedihan serta kebahagiaan setiap saat kepada penulis.
8. “Dhaltok Team” Rozy Aini yang selalu siap kemana saja saat penulis membutuhkan hiburan dan Agung Budi yang selalu meramaikan *instagram* penulis dengan video-video “bermanfaat” dan mengoreksi tugas akhir penulis dengan penuh kesabaran.
9. Sahabat penulis sejak SMP yang sampai saat ini tetap menyempatkan waktu untuk menemani penulis menyelesaikan tugas akhir. Teruntuk Putee, Gadang, Wildan dan Najib terimakasih sudah sering menelpon penulis untuk memastikan penulis mengerjakan tugas akhirnya walaupun dipisahkan oleh jarak.
10. Teman-teman “kobels” yang sudah membagikan ilmunya, terlebih untuk “HA(R)D” para empat lelaki yang selalu menjaga sekaligus mem-*bully* penulis demi kekuatan dan ketangguhan mental penulis.
11. Angkatan M-58 sebagai keluarga kedua penulis yang sudah berjuang bersama melewati hari-hari yang berat namun indah sejak tahun 2015 sampai saat ini.
12. Teruntuk yang terkasih “*My Everlasting Crush*” yang sudah menjadi gebetan penulis dari semester satu perkuliahan sampai semester sembilan perkuliahan. Terimakasih sudah ikut berpartisipasi atas kisah hidup penulis, terima kasih

telah menguras kesabaran karena sudah datang kemudian pergi sesuka hatinya. Walaupun akhirnya kini telah kembali, kembali untuk memperjuangkan segala hal yang sempat tertunda, bersama.

Surabaya, 26 Januari 2020

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL	xxv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	4
1.5. Manfaat	4
BAB II.....	5
TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Light Rail Transit (LRT)</i>	5
2.2 <i>COUPLER</i>	6
2.2.1 Bagian utama <i>Fully Automatic coupler</i>	9
2.2.2 Tipe Peredam atau <i>Buffer</i> pada <i>Light Rail Transit</i>	11
2.3 <i>Multidegree of Freedom System</i>	12
2.3.1 <i>Forced Multi DoF Vibration</i>	12
2.4 <i>Vibration Absorber</i>	13
2.4.1 <i>Damper Dynamic Vibration Absorber</i>	15
2.4.2 <i>Shock Absorber</i>	16
2.5 <i>Rolling Resistance</i>	19
2.6 Penelitian Terdahulu	21
2.6.1 <i>Longitudinal Dynamics of Freight Trains</i>	21

2.6.2	<i>Numerical Study of the Noninertial Systems: Application to Train Coupler Systems.....</i>	26
2.6.3	<i>Experimental investigation of the quasi-static and impact tests on the energy absorption characteristics of coupler rubber buffers used in railway vehicles.....</i>	32
2.6.4	<i>Effects of the change in auto coupler parameters on in-train longitudinal Forces during Brake Application</i>	35
2.6.5	Analisis Perbandingan Respon Dinamis Dari Kendaraan Yang Menggunakan <i>Shock Absorber</i> Hidrolis Dan Yang Menggunakan Sistem Peredam <i>Dual Flywheel</i>.....	38
2.6.6	Analisa Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redaman Terhadap Respon Dinamis Suspensi Primer dan Perancangan Ulang Diameter Orifice pada Shock Absorber Kereta Api Tipe Ekonomi.....	40
2.6.7	Perancangan <i>Coupler</i> untuk LRT di Indonesia	46
2.6.8	Studi Numerik <i>Mechanical Coupler Head</i> Menggunakan Metode Elemen Hingga.....	48
2.6.9	<i>Prototyping Coupler</i> LRT Skala Laboratorium	49
BAB III		53
METODE PENELITIAN		53
3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	53
3.2	Tahap Studi Literatur	55
3.3	Tahap Pemodelan Matematis	57
3.3.1	<i>Desain Coupler Absorber</i>	57

3.3.2	Pemodelan Dinamis <i>LRT, Coupler dan Absorber</i>	60
3.3.3	Permodelan Dinamis dan Gaya Redam pada Sistem Suspensi	68
3.3.4	Perancangan Simulasi.....	71
BAB IV		73
ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN		73
4.1	Sistem LRT dengan <i>Shock Absorber</i> Pada Kedua Sisi <i>Automatic Coupler</i>	74
4.1.1.	Diagram Blok.....	74
4.2	Analisa Pemodelan LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i> Pada Kedua Sisi.....	75
4.2.1	Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i>	76
4.2.2	Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i>	80
4.3	Sistem LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i> Pada Kedua Sisi <i>Automatic Coupler</i> dengan Variasi Kecepatan Menggunakan <i>Input Sinusoidal</i>	83
4.3.1	Diagram Blok.....	83
4.4	Analisa Pemodelan LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i> Pada Kedua Sisi <i>Automatic Coupler</i> dengan Variasi Kecepatan dengan <i>Input Sinusoidal</i> . 85	
4.4.1	Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan <i>Shock Absorber</i> Pada Kedua Sisi <i>Automatic Coupler</i> dengan Variasi Kecepatan	86
4.5	Sistem Suspensi Hidrolik LRT	93

4.5.1	Diagram Blok Sistem Suspensi Hidrolik LRT	93
4.5.2	Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik	94
4.6	Dimensi Suspensi Hidrolik.....	99
BAB V	103
KESIMPULAN DAN SARAN	103
5.1	Kesimpulan	103
5.2	Saran.....	104
LAMPIRAN	109

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 LRT buatan INKA	5
Gambar 2. 2 (a) <i>Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA;</i> (b) <i>Knuckle Coupler</i>	7
Gambar 2. 3 <i>Coupler Scharfenberg tipe 330</i>	8
Gambar 2. 4 (a) <i>Bagian-bagian fully automatic Coupler ;</i>	9
Gambar 2. 5 <i>Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple</i>	10
Gambar 2. 6 VSSM-110-170 untuk <i>Passenger Trains</i>	11
Gambar 2. 7 Skema <i>forced multi dof vibration</i>	13
Gambar 2. 8 Contoh <i>Vibration Absorber</i>	14
Gambar 2. 9 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	16
Gambar 2. 10 <i>Shock Absorber</i>	17
Gambar 2. 11 Pemodelan 10 rangkaian kereta.....	21
Gambar 2. 12 Pemodelan <i>coupler</i> otomatis dan <i>draw gear</i>	22
Gambar 2. 13 Gaya traksi <i>coupler</i> maksimum dengan variasi konstanta pegas	23
Gambar 2. 14 Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta pegas.....	24
Gambar 2. 15 Nilai RMS dari <i>gayacoupler</i> dengan variasi konstanta pegas.	24
Gambar 2. 16 Gaya traksi <i>coupler</i> maksimum dengan variasi konstanta redam.....	25
Gambar 2. 17 Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta redam.....	25
Gambar 2. 18 Nilai RMS dari <i>gayacoupler</i> dengan variasi konstanta redam.....	26
Gambar 2. 19 <i>Automatic coupler</i>	27
Gambar 2. 20 <i>Conventional coupler</i>	27
Gambar 2. 21 Pemodelan <i>two car system</i>	28
Gambar 2. 22 EOC dan perpindahan relative <i>shank knucle</i> (kereta terisi).	30
Gambar 2. 23 EOC dan kecepatan relative <i>shank knucle</i> (kereta terisi).....	30

Gambar 2. 24 EOC dan perpindahan relative <i>shank knucle</i> (kereta kosong).....	31
Gambar 2. 25 EOC dan kecepatan relative <i>shank knucle</i> (kereta kosong).....	31
Gambar 2. 26 Ilustrasi skematik dari sistem penyangga <i>Coupler</i>	33
Gambar 2. 27 Peralatan untuk memasang spesimen <i>buffer</i> karet <i>Coupler</i>	34
Gambar 2. 28 Skema tes <i>impact</i>	34
Gambar 2. 29 Pemodelan Dinamis Kereta Api.....	36
Gambar 2. 30 Pemodelan <i>Autocoupler</i>	36
Gambar 2. 31 Gambar fisik <i>Shock Absorber</i> Hidrolis	39
Gambar 2. 32 <i>Free Body Diagram</i> Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi	41
Gambar 2. 33 Blok Diagram Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	42
Gambar 2. 34 (a) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan (V=20 km/h); (b) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan (V=40 km/h); (c) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan (V=60 km/h); (d) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan (V=80 km/h).....	44
Gambar 2. 35 Bagian inti dari <i>coupler</i> beserta kondisi batas dan pembebanan pada simulasi pembebanan tarik dan tekan.	47
Gambar 2. 36 (a) 3D model <i>coupler</i> dan (b) Mechanical Head <i>Coupler</i>	48
Gambar 2. 37 (a) Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Tegangan Tekan Simulasi Statis	49
Gambar 2. 38 <i>Bagian utama coupler</i>	50
Gambar 2. 39(a) <i>Coupler</i> bagian bawah (b) bagian atas (c) <i>Prototype coupler</i>	52
Gambar 3. 1 <i>Diagram Alir</i> Tugas Akhir	54
Gambar 3. 4 <i>Shock Absoeber2D</i>	58

Gambar 3. 5 <i>Coupler 2D</i>	58
Gambar 3. 6 <i>Coupler dan Shock absorber ganda 2D</i>	58
Gambar 3. 7 <i>Coupler dan Shock absorber 3D</i>	59
Gambar 3. 8 <i>Coupler 3D</i>	59
Gambar 3. 9 <i>Coupler dan Shock absorber ganda 3D</i>	59
Gambar 3. 10 <i>Coupler dan Shock absorber ganda 3D</i>	60
Gambar 3. 11 Sistem Dinamis LRT, <i>Coupler dan Absorber</i>	61
Gambar 3. 12 <i>Free Body Diagram Motor Car</i>	61
Gambar 3. 13 <i>Free Body Diagram Coupler</i>	62
Gambar 3. 14 <i>Free Body Diagram Trailer Car</i>	63
Gambar 3. 15 <i>Free Body Diagram Coupler</i>	64
Gambar 3. 16 <i>Free Body Diagram Motor Car</i>	65
Gambar 3. 17 <i>Pemodelan Dimanis Shock Absorber</i>	70
Gambar 4. 1 Diagram Blok Sistem LRT dengan penambahan <i>shock absorber</i> pada kedua sisi <i>automatic coupler</i> menggunakan <i>input step</i>	75
Gambar 4. 3 (a) Respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (b) Respon kecepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (c) Respon percepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas.....	78
Gambar 4. 2 (a) Respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (b) Respon kecepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (c) Respon percepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas.....	81
Gambar 4. 4 Diagram Blok Sistem LRT dengan penambahan <i>shock absorber</i> pada kedua sisi <i>automatic coupler</i> menggunakan <i>input sinusoidal</i>	85
Gambar 4. 5 (a) Respon rasio perpindahan terhadap waktu pada kecepatan 60 km/h; (b) Respon percepatan terhadap waktu pada kecepatan 60 km/h.....	87
Gambar 4. 6 RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem LRT	89
Gambar 4. 7 Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO-2631	90

Gambar 4. 8 RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem LRT	92
Gambar 4. 9 Diagram Blok Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik	94
Gambar 4. 10 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1 \times 10^{-3}$ m); (b) Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1 \times 10^{-3}$ m)	95
Gambar 4. 11 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,24 \times 10^{-3}$ m); (b) Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,24 \times 10^{-3}$ m)	95
Gambar 4. 12 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,5 \times 10^{-3}$ m); (b) Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,5 \times 10^{-3}$ m)	96
Gambar 4. 13 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,75 \times 10^{-3}$ m); (b) Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,75 \times 10^{-3}$ m)	96
Gambar 4. 14 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> (D_o : 1-1,75 mm)	98
Gambar 4. 15 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> (D_o : 1-1,75 mm)	98
Gambar 4. 16(a) Pemodelan fisik <i>Shock Absorber</i> ; (b) Pemodelan fisik silinder hidrolik <i>Shock Absorber</i>	101

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 2 Parameter lokomotif, gerbong dan pendukung lainnya.	22
Tabel 2. 3 Parameter Model <i>Two Car System</i>	28
Tabel 2. 4 Parameter pembebanan yang diberi pada <i>two car system</i>	29
Tabel 2. 5 Konstanta Pegas pada <i>Autocoupler</i>	37
Tabel 2. 6 Parameter sistem suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	39
Tabel 2. 7 Parameter untuk Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	41
Tabel 2. 8 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$)	46
Tabel 2. 9 Bagian utama <i>coupler</i>	51
Tabel 3. 1 Parameter LRT, <i>coupler</i> dan <i>absorber</i>	56
Tabel 3. 2 Parameter Konstanta Pegas dan Redam	56
Tabel 3. 3 Perhitungan <i>Rolling Resistance</i>	68
Tabel 3. 4 Parameter untuk Simulasi Suspensi Hidrolik pada <i>Automatic Coupler LRT</i>	71
Tabel 3. 5 Perancangan Simulasi Pada <i>Simulink</i> MATLAB	71
Tabel 3. 6 Perancangan Simulasi Nilai Konstanta Pegas dan Redam.....	72
Tabel 3. 7 Perbandingan RMS (Root Mean Square) Perpindahan dan Percepatan Setiap Variasi Sistem LRT	72
Tabel 4. 1 Parameter Konstanta Pegas dan Redam	84
Tabel 4. 2 Nilai RMS Percepatan, Kecepatan dan Perpindahan dari Sistem LRT	88
Tabel 4. 3 Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Konstanta Redaman.....	91
Tabel 4. 4 Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik.	93
Tabel 4. 5 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i>	97
Tabel 4. 6 Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik.....	99

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Laju pertumbuhan penduduk Indonesia terus meningkat setiap tahun. Menurut Badan Pusat Statistik, hasil survei penduduk antar sensus pada tahun 2015 didapatkan hasil bahwa kurang lebih total 10.154.134 melakukan migrasi ke DKI Jakarta. Hal ini semakin meningkat setiap tahunnya, dengan demikian kepadatan di ibukota terus meningkat ditambah lagi berdasarkan data yang dikutip dari BPS DKI Jakarta 2016 jumlah kendaraan bermotor rata-rata tumbuh 5% selama 5 tahun (Antokida, 2019). Apabila semakin banyak masyarakat yang memilih menggunakan kendaraan pribadi, tidak dipungkiri ibukota akan semakin padat. Transportasi umum merupakan salah satu solusi yang bisa mengurangi kepadatan di jalan, salah satunya yang sedang dikembangkan di Indonesia adalah LRT.

LRT (*Light Rail Transit*) merupakan salah satu jenis kereta api penumpang urban yang konstruksinya ringan dan beroperasi di permukaan jalan. Selama tahun 1990an, proyek transportasi umum seperti *Light Rail Transit* (LRT) direncanakan dan dibangun di Eropa, Amerika Utara dan Jepang. Sistem LRT berhasil di beberapa daerah, termasuk sejumlah kota di Prancis yang mana perencanaan penggunaan lahan dan transportasi terintegrasi dengan baik. Dengan berhasilnya LRT di berbagai negara, LRT dapat dijadikan alternatif transportasi di Indonesia. LRT (*Light Rail Transit*) dipilih sebagai transportasi karena memiliki kelebihan efisiensi mesin yang relatif tinggi dibanding kereta dengan mesin diesel sehingga tidak mahal, konstruksi ringan serta memberikan kenyamanan bagi penumpang (Seno, 2014). Selain itu, dibandingkan dengan bus, LRT memberikan tumpangan lebih halus dan nyaman, bahkan dengan kecepatan lebih cepat, anti macet, dan kapasitas lebih tinggi. Namun, LRT yang dibuat oleh PT.INKA masih memiliki ukuran *coupler* yang terlalu besar, dimana *coupler* tersebut dibuat untuk kereta api biasa

dengan kemampuan menarik beban sebesar 40 ton, sedangkan yang dibutuhkan LRT hanya sebesar 25 ton, Sehingga sudah ada beberapa penelitian yang mendesain ulang *coupler* untuk LRT di Indonesia (Muttaqien & Syaifudin, 2018).

Salah satu penelitian ini dilakukan oleh Betti Kalista pada tahun 2018 yang membahas tentang tingkat keamanan desain *mechanical head coupler* LRT terhadap beban statis dan mengetahui umur *mechanical head coupler* LRT terhadap beban *fatigue*. Kemudian didapat hasil dengan simulasi secara statis, nilai tegangan ekuivalen von mises maksimum terdapat pada saat gaya tekan pada *coupler* sebesar 368,59 MPa dengan persentase terhadap ultimate tensile strength (823 MPa) sebesar 44,79% dapat dinyatakan aman (Kalista, 2018). Kemudian dilakukan proses pembuatan dalam bentuk *prototype* oleh Ady Theo Louis David melakukan redesain *coupler* untuk digunakan pada LRT dengan menambahkan dua fitur utama yang sesuai dengan kebutuhan LRT yang ada, yaitu sistem pengunci (lock sistem) dengan dua alternatif pembuka (utama dan darurat) dan sistem penyimpanan pada underframe ketika *coupler* sedang tidak digunakan. Dari desain yang dibuat di SolidWork, kemudian dicetak menggunakan 3D *Printing* (Theo, 2019). Pada tahun 2018 Andhika Muttaqien dan Achmad Syaifudin ini dibuat ditahun dimana jurnal ini membahas perancangan *coupler* untuk LRT di Indonesia dilatar belakang oleh pengoperasian LRT Palembang, PT INKA menggunakan *coupler* tipe knuckle yang biasa digunakan untuk kereta api, yang mana dapat menarik gerbong hingga 42 ton. Dengan meredesain *coupler* tersebut menjadi lebih kecil dan ringan didapatkan hasil massa *coupler* 269,51 Kg. Selain itu, kebutuhan material untuk produksi juga berkurang, dari semula memerlukan volume 38500,36 cm³, menjadi cukup 34419,66 cm³ (Muttaqien & Syaifudin, 2018).

Hal yang tidak bisa dihindari suatu benda yang kereta api memiliki daya dorong yang kuat sehingga mampu memberikan getaran yang berbolak balik dengan kecepatannya. Sehingga dapat dipastikan akan terjadi getaran pula pada *coupler*. Maka dari itu,

pada tugas akhir ini bertujuan untuk mendesain peredam yang cocok untuk *automatic coupler* pada LRT, dengan pegas peredam yang disusun parallel. Peredam ini akan dipasang pada kedua sisi *coupler* atau disebut dengan peredam ganda. Serta menganalisa respon *coupler* dan peredam *coupler* akibat variasi perpindahan dan variasi konstanta pegas dan redam, sehingga bisa didapat nilai konstanta pegas dan koefisien damper yang optimal. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat pengaruh dari masing-masing *input* perpindahan yang sudah ditentukan dengan variasi konstanta pegas dan redam, yang kemudian dapat ditentukan nilai yang optimal untuk meredam getaran yang ditimbulkan dari *input* perpindahan yang diberikan. Serta dapat menentukan dimensi dari *shock absorber* yang tepat untuk LRT.

1.2. Perumusan Masalah

Adapun rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang sistem peredam (*shock absorber*) pada *coupler* LRT (*Light Rail Transit*) agar didapat hasil yang optimal?
2. Bagaimana pengaruh perubahan konstanta redam terhadap perpindahan?
3. Bagaimana pengaruh perubahan konstanta kekakuan pegas terhadap *input* perpindahan?
4. Bagaimana penentuan dimensi dari *shock absorber* yang akan dipasang pada *automatic coupler* LRT.

1.3. Batasan Masalah

Beberapa hal yang menjadi batasan dalam tugas akhir ini, yaitu :

1. Perhitungan dilakukan pada 3 massa yaitu, 2 *motor car* dan 1 *main car*.
2. Kereta yang dimodelkan tipe LRT
3. Analisa dilakukan pada lintasan lurus.
4. Eksitasi perpindahan dimodelkan sebagai *input*.
5. Metode simulasi yang digunakan adalah state variable.

6. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapatkan dari literatur.
7. Analisa hanya pada transien respon.

1.4. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang peredam (*shock absorber*) pada *automatic coupler* untuk meredam getaran yang terjadi pada LRT, khususnya pada bagian sambungannya.
2. Menganalisa respon dinamis pengaruh konstanta redam apabila diberi *input* perpindahan.
3. Menganalisa respon dinamis pengaruh konstanta pegas apabila diberi *input* perpindahan.
4. Menganalisa dimensi untuk *shock absorber* yang akan dipasang pada *automatic coupler* LRT.

1.5. Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan ini antara lain :

1. Data hasil simulasi dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian dan pembuatan *coupler* selanjutnya
2. Membantu mengembangkan penelitian peredam *coupler* pada kereta semi cepat di Indonesia.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Light Rail Transit (LRT)*

Kereta api ringan dikenal juga sebagai LRT (*Light Rail Transit*) adalah suatu sistem kereta api penumpang yang beroperasi dikawasan perkotaan yang konstruksinya ringan dan bisa berjalan bersama lalu lintas lain atau dalam lintasan khusus. LRT banyak digunakan diberbagai negara di Eropa dan telah mengalami modernisasi, antara lain dengan otomatisasi, sehingga beroperasi tanpa masinis. LRT diciptakan pada tahun 1972 oleh *U.S Urban Mass Transportation Administration (UMTA)* untuk menggambarkan transformasi *streetcar* baru yang ada di Eropa dan Amerika Serikat. *Light Rail Transit* merupakan salah satu jenis urban *passenger transportation* yang beroperasi dipermukaan jalan dengan memiliki jalur khusus. LRT merupakan bagian dari *Mass Rapid Transit (MRT)* dengan cakupan wilayah yang lebih kecil dan bentuk armada yang lebih kompak dan ringan. LRT sudah banyak diterapkan di negara-negara di dunia, di Asia Tenggara sendiri terdapat di Filipina dan Singapura (Seno, 2014).



Gambar 2.1 LRT buatan INKA

Sedangkan, LRT yang ada di Indonesia dibuat oleh PT. INKA seperti pada Gambar 2.1 dengan desain yang memiliki kecepatan maksimum sebesar 100 km/hour, lebar kereta sebesar 2.650 mm serta berat sebesar 12 ton dan panjang mencapai 18.000

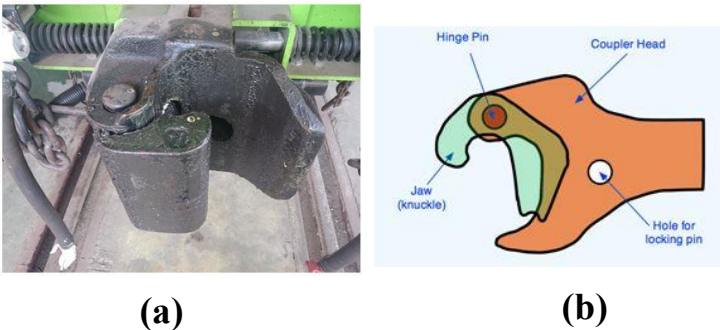
mm. Kereta ringan ini memiliki kecepatan operasional mencapai 85 km/hour. LRT ini memiliki kapasitas sekitar 200 hingga 230 orang disetiap gerbongnya, dimana LRT yang ada di Indonesia seringkali memiliki 6 gerbong dalam satu rangkaian. Namun, permasalahan yang masih terjadi pada LRT buatan PT. INKA adalah masih terlalu besarnya *coupler* LRT ini, jadi bisa menjadi factor penghambat. Sehingga, masih dilakukan pendesainan ulang terhadap *coupler* agar bisa lebih ringan dan otomatis (INKA, 2017).

2.2 COUPLER

Coupler digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta ataupun antara lokomotif dan rangkaian gerbong kereta. *Coupler* yang dalam bahasa inggris diambil dari kata “*couple*” yang artinya pasang, memasangkan, merangkaikan ataupun menggabungkan. *Coupler* harus berada pada posisi yang tepat pada masing-masing ujung kereta untuk memastikan *coupler* satu dengan yang lain dapat berpasangan. Bentuk *coupler* menyesuaikan jenis kereta.

Coupler yang paling sering digunakan di dunia sampai saat ini adalah “*Knuckle*”, “*Buckeye*”, atau “*Janney*” *coupler*. *Coupler* ini merupakan *coupler* otomatis. *Coupler* yang desain originalnya dari US ini digunakan baik di kereta penumpang maupun di gerbong barang di banyak negara. *Coupler* jenis ini sudah menjadi standar di Inggris untuk kereta penumpang dan gerbong barang yang lebih modern. Istilah “*Buckeye*” berasal dari nama panggilan dari negara bagian Ohio “negara *Buckeye*” dan Ohio *Brass Co.* yang pertama kali memasarkan *coupler* ini. *Coupler* ini diciptakan pada tahun 1879 oleh veteran perang sipil USA yang bernama Eli Janney yang ingin mengganti *coupler* jenis *link and pin* dan kemudian menjadi standar di Amerika. *Link and pin coupler* membutuhkan orang untuk berdiri di antara kereta untuk menyambung dan melepas gandengan. Dalam hal ini tidak sedikit pekerja yang mengalami cedera bahkan meninggal saat melakukan pemasangan *coupler* ini. Penemuan *Janney* ini dapat

mengatasi masalah yang dialami oleh *coupler* jenis *link and pin* dan menjadi standar di Amerika, sedangkan *coupler link and pin* telah dilarang pemerintah Amerika pada tahun 1900. *Coupler Buckeye* memiliki beberapa jenis. Jenis yang di pakai di PT.INKA (persero) adalah jenis *tight lock automatic coupler* dan *knuckle automatic coupler*.



Gambar 2. 2 (a) Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA;(b) Knuckle Coupler

Jenis *coupler* yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *Fullyautomatic couplers*. *Fullyautomatic couplers* menghubungkan sistem mekanik, elektrik dan pneumatik dari dua kereta, tidak seperti pada Gambar 2.2 jenis *coupler* lainnya yang hanya menghubungkan kereta secara mekanik,. Masing-masing kereta didekatkan kemudian ada sebuah tombol atau pedal yang ditekan untuk menyelesaikan penggandengan. Untuk melepas gandingan menggunakan tombol yang berbeda untuk memutus hubungan elektrik, pneumatic dan mekanik. *Fully automatic couplers* cukup rumit, serta memerlukan banyak perawatan dan perhatian. *Coupler* ini perlu sering digunakan untuk menjaga agar kondisinya tetap baik. Ada sejumlah desain yang berbeda yang digunakan. *Automatic coupler Schanfenberg* adalah desain yang

digunakan paling banyak pada gerbong barang multiple unit di Eropa, mulai dari kereta cepat maupun kereta ringan. *Coupler* ini

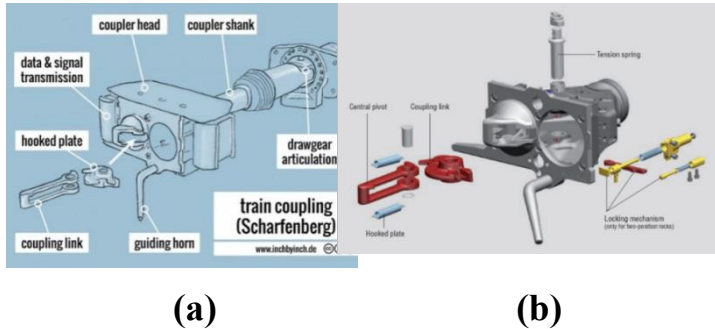


Gambar 2. 3 *Coupler Scharfenberg tipe 330*

memiliki porsi mekanik dengan *pneumatic* dan koneksi elektrik. Unitnya dihubungkan dengan sistem dorong dengan bagian *coupler* lainnya. Kontak elektrik terpasang dibawah *coupler* mekanik dan terdapat pelindung pada kondisi tidak terpasang. Kereta bawah tanah London menggunakan *coupler* otomatis yang dikenal dengan nama *Wedgelock*. *Coupler* ini pertama diperkenalkan pada tahun 1935. *Coupler* ini sudah menyediakan koneksi secara penuh baik itu mekanik, elektrik maupun pneumatik.

Tipe yang *Coupler* yang digunakan pada penelitian ini adalah *Versatile for Light Rail and Monorail Vehicles – Type 330*. Tipe 330 *Scharfenberg coupler* seperti pada Gambar 2.3 banyak ditemukan di kereta api metropolitan dan *lightrail*. *Coupler* berukuran kecil ini menawarkan kekuatan yang luar biasa dan dapat digunakan sebagai dasar *electric heads*. Dimensinya yang sempit, membuat *tramtrain Avanto* di Paris meminta desain *coupler* khusus yaitu melipat dua kali sepanjang sumbu longitudinalnya. Saat *uncoupled*, *coupler* dapat disembunyikan di balik penutup depan. Saat *coupling*, lubang masuk dibuka secara otomatis dan *coupler* terbentang.

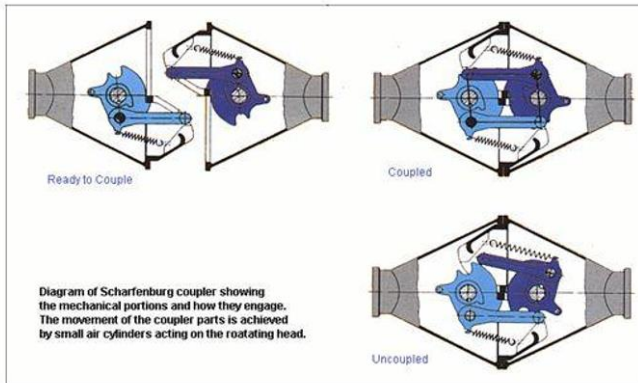
2.2.1 Bagian utama *Fully Automatic coupler*



(a) *Bagian-bagian fully automatic Coupler* ; **(b)** *Mechanical Head fully automatic Coupler*

Komponen dasar setiap *coupler Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas seperti halnya pada Gambar 2.4, sambungan dua *coupler* secara mekanis, pneumatik dan elektrik hanya dapat terjadi melalui *coupler head* dan mekanisme pengunciannya. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Prinsip tersebut terbukti sangat tahan aus, menjamin keamanan maksimal, bahkan dalam situasi yang paling ekstrim sekalipun. Desain bentuk kerucut dan corong pada bagian depan *coupler* membentuk sambungan yang kaku dan tidak mudah kendur. Kombinasi ekstensi kepala *coupler* dan *guiding torn* menyebabkan *coupler* mudah saling bertautan sehingga jangkauan pertemuan maksimal. Dengan cara ini, otomatis *coupling* dapat terjadi

bahkan di bawah *offset* horizontal, vertikal atau sudut, misalnya pada puncak bukit.



Gambar 2.5 *Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple*

Seperti yang ditunjukkan Gambar 2.5 *Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple* Komponen dasar *coupler* Scharfenberg otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked platecoupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Untuk saling bertautan terdapat beberapa posisi *coupler* yaitu sebagai berikut: a. Posisi *Coupled Coupler* telah terhubung, *coupling links* dan *hooked plates* saling terkait membentuk kekuatan paralel. Hasilnya adalah koneksi yang sangat andal, aman dan bebas kendur sehingga pada saat bersamaan menjamin kenyamanan berkendara tinggi dan mencegah mundurnya kereta api jika terjadi insiden. b. Posisi *Uncoupled* Saat *uncoupling*, *hooked plates* berubah melawan gaya tegangan yang timbul sampai *coupling links* terlepas dari *hooked plate* yang terhubung. Lalu, *couplers* bisa dipisahkan dengan lancar. Desain kunci penggandeng memungkinkan *uncoupling* kendaraan yang tidak sejajar, misalnya pada puncak bukit, dan saat kendaraan berada di bawah beban traksi. Untuk alasan keamanan, *couplers* hanya bisa

digabungkan kembali setelah kendaraan dipisahkan. c. Posisi *Ready to couple* Sebelum proses *coupling*, *coupling links* terbuka. Saat *coupling*, geometri khusus dari *hooked plates* membuat kunci *coupler* berubah melawan kekuatan pegas sampai *coupling links* meluncur ke *hooked plate* yang terhubung. Lalu, pegas memutar kunci *coupler* ke arah yang berlawanan, mengunci bagian-bagian tempatnya (System, 2016).

2.2.2 Tipe Peredam atau *Buffer* pada Light Rail Transit

Dalam kerjasama dengan SMW Spezialmaschinen, Voith Turbo Scharfenberg telah mengembangkan dua jenis siap digunakan *buffer* kecelakaan: VSSM-105-400 untuk gerobak kargo dan tangki serta lokomotif dan VSSM-110-170 untuk kereta penumpang. *Buffer* adalah TSI sesuai dan memenuhi semua persyaratan keselamatan. Ini berarti keamanan dan kenyamanan tambahan tanpa ada adaptasi. Desain kompak dan antarmuka standar memungkinkan *buffer* untuk digantikan dengan sangat cepat dan juga membuat mereka cocok untuk aplikasi retrofit.



Gambar 2. 6VSSM-110-170 untuk *Passenger Trains*

Buffer crash ini juga menggabungkan penyerapan energi reversibel dan ireversibel. Sesuai dengan spesifikasi teknis untuk interoperabilitas lokomotif dan Rolling Stock penumpang (TSI

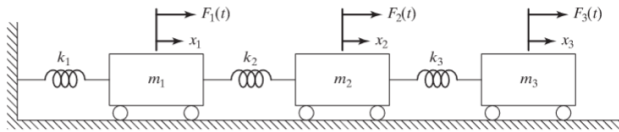
CR LOC + PAS) memiliki stroke reversibel 100 mm dan penyerapan energi minimum 170 kJ. Turun ke-40 ° c itu memenuhi tuntutan tertinggi mengenai keselamatan dan kenyamanan perjalanan. Dalam kombinasi dengan SA3 *Coupler*, konsep musim semi dua tahap bahkan memungkinkan operasi lintas batas.

2.3 *Multidegree of Freedom System*

Sistem yang bergetar secara kontinu dapat dimodelkan sebagai *multi degree of freedom*. Persamaan gerak untuk *multidegree of freedom* secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem ini memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk mempresentasikan sistem MDOF. Sistem MDOF dibagi menjadi dua jenis, yaitu *forced MDOF* dan *free MDOF*.

2.3.1 *Forced Multi DoF Vibration*

Getaran mekanik paksa pada sistem derajat kebebasan ganda atau *forced multi dofVibration* adalah peristiwa getaran yang terjadi pada suatu sistem *multi dof* karena adagaya eksternal yang mengenai sistem tersebut. Semua benda yang mempunyai massa dan elastisitas mampu bergertar secara alami. Selain getaran alami tersebut, sistem juga dapat menerima getaran paksa yang disebabkan karena adanya gaya eksternal yang mengenai sistem dan dinamakan *forced vibration*. Sistem derajat kebebasan ganda merupakan sistem yang memiliki beberapa komponen massa yang dihubungkan oleh elemen pegas yang masing-masing berjumlah lebih dari dua. Analisa getaran *multi dof* merupakan analisa yang sering digunakan karena fenomena di dunia nyata kebanyakan merupakan sistem dengan *multi dof*. Sistem *forcedmulti dof vibration* dapat dimodelkan pada gambar berikut (Rao, 2011)



Gambar 2. 7 Skema *forced multi dof vibration*

Dari gambar 2.7 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i$$

Persamaan di atas terdiri dari $i=1$, $i=2$ dan $i=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks :

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

Sehingga didapatkan persamaan matriks yang dituliskan pada persamaan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

2.4 *Vibration Absorber*

Peredam getaran, juga disebut peredam getaran dinamis, adalah perangkat mekanis digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. Ini terdiri dari massa dan kekakuan lainnya melekat pada massa utama (atau asli) yang perlu dilindungi dari getaran. Demikian massa utama dan massa penyerap terlampir merupakan sistem dua derajat kebebasan, maka penyerap getaran akan memiliki dua frekuensi

alami. Penyerap getaran adalah biasa digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena getarannya *absorber* disetel ke satu frekuensi tertentu dan hanya efektif pada pita sempit frekuensi. Aplikasi umum penyerap getaran termasuk alat bantu, seperti sander, gergaji, dan pemadat, dan pembakaran internal bolak-balik besar mesin yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimum). Dalam sistem ini, peredam getaran membantu menyeimbangkan kekuatan bolak-balik. Tanpa getaran penyerap, kekuatan bolak-balik yang tidak seimbang mungkin membuat perangkat tidak mungkin untuk memegang atau mengendalikan. Peredam getaran juga digunakan pada saluran transmisi tegangan tinggi (Rao, 2011).



Gambar 2. 8 Contoh *Vibration Absorber*

Salah satu contoh dari *vibration absorber* ditunjukkan pada Gambar 2.8 peredam getaran dinamis, dalam bentuk perangkat berbentuk halter, digantung dari saluran transmisi untuk mengurangi efek kelelahan dari getaran yang ditimbulkan angin. Mesin atau sistem mungkin mengalami getaran berlebihan jika ditindaklanjuti dengan kekuatan frekuensi eksitasi yang hampir bersamaan dengan frekuensi alami dari mesin atau sistem. Dalam kasus seperti itu, getaran mesin atau sistem dapat dikurangi dengan menggunakan a penetral getaran atau penyerap getaran dinamis, yang merupakan massa pegas lainnya sistem. Penyerap getaran dinamis dirancang sedemikian rupa sehingga frekuensi alami sistem yang dihasilkan jauh dari frekuensi

eksitasi. Kami akan mempertimbangkan analisis dari penyerap getaran dinamis dengan mengidealkan mesin sebagai derajat kebebasan tunggal sistem (Rao, 2011)

2.4.1 *Damper Dynamic Vibration Absorber*

Penyerap getaran dinamis yang dijelaskan pada bagian sebelumnya menghilangkan puncak resonansi asli pada kurva respons alat berat tetapi memperkenalkan dua puncak baru. Demikianlah alat berat mengalami amplitudo besar saat melewati puncak pertama saat start-up dan berhenti. Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan getaran teredam *absorber* (Rao, 2011),

Persamaan gerak dua massa diberikan oleh:

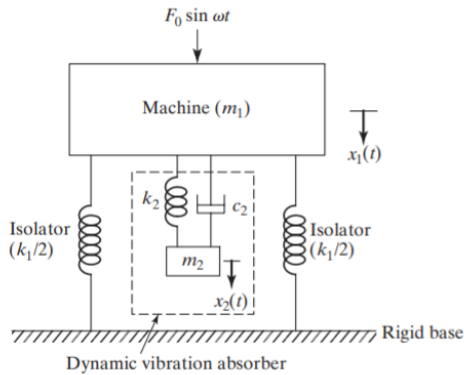
$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan persamaan

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, j = 1, 2$$

Maka :

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \\ X_2 &= \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2} \end{aligned}$$

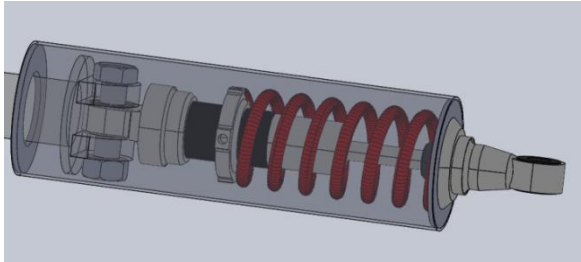


Gambar 2. 9 *Damped Dynamic Vibration Absorber*

Seperti yang ditunjukkan Gambar 2.9 dengan menambahkan massa, *spring* dan *dampers* bahwa amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan getaran teredam *absorber* (Rao, 2011)

2.4.2 *Shock Absorber*

Shock absorber merupakan komponen penting suatu kendaraan yaitu dalam sistem suspensi, yang berguna untuk meredam gaya osilasi dari pegas. *Shock absorber* berfungsi untuk memperlambat dan mengurangi besarnya getaran gerakan dengan mengubah energi kinetik dari gerakan suspensi menjadi energi panas yang dapat dihamburkan melalui cairan hidrolik (Hidate, 2018).



Gambar 2. 10 Shock Absorber

Peredam kejut (*shockabsorber*) pada mobil memiliki komponen pada bagian atasnya terhubung dengan piston dan dipasangkan dengan rangka kendaraan. Pada Gambar 2.10 ditunjukkan jika bagian bawahnya, terpasang dengansilinder bagian bawah yang dipasangkan dengan as roda. Fluida kental menyebabkan gaya redaman yang bergantung pada kecepatan relatif dari kedua ujung unit tersebut. Hal ini membantu untuk mengendalikan guncangan pada roda. Apabila pada suspensi hanya terdapat pegas, kendaraan akan cenderung beroskilasi naik turun pada waktu menerima kejutan dari jalan. Akibatnya berkendara menjadi tidak nyaman. Untuk itu *shock absorber* dipasang untuk meredam oskilasi dengan cepat agar memperoleh kenikmatan berkendara dan kemampuan cengkeram ban terhadap jalan. Di dalam *shock absorber* telescopic terdapat cairan khusus yang disebut minyak *shock absorber*. Pada *shock absorber* tipe ini, gaya redamnya dihasilkan oleh adanya tahanan aliran minyak karena melalui *orifice* (lubang kecil) pada waktu piston bergerak.

Konstruksi *shock absorber* itu terdiri atas piston, piston rod dan tabung. Piston adalah komponen dalam tabung *shock absorber* yang bergerak naik turun di saat *shock absorber* bekerja. Sedangkan tabung adalah tempat dari minyak *shock absorber* dan sekaligus ruang untuk piston bergerak naik turun. Dan yang terakhir adalah piston rod adalah batang yang

menghubungkan piston dengan tabung bagian atas (tabung luar) dari *shock absorber* (Hidate, 2018).

a. Siklus Kompresi pada *Shock Absorber*

Saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan yang terjadi adalah *shock absorber* mengalami pemendekan ukuran. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolis di dalam ruang bawah piston. Dan minyak *shock absorber* yang berada dibawah piston akan naik keruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran *orifice* tersebut. Penutupan katub ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan dibawah 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 (Hidate, 2018).

b. Siklus Ekspansi pada *Shock Absorber*

Pada saat memanjang piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak *shock absorber* yang sudah berada diatas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston terus. 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 letak katup ini yang berada di atas piston. Minyak *shock absorber* ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup ini tertutup. Tapi letak katup saluran

oriface membuka karena letaknya berada di bawah piston, sehingga ketika minyak shock menekan ke bawah katup ini membuka. Pada saat ini minyak shock *absorber* hanya dapat turun ke bawah melalui saluran *orifice* yang kecil. Karena salurannya yang kecil, maka minyak shock *absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah alias terhambat. Di saat inilah shock *absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi (Hidate, 2018).

2.5 ***Rolling Resistance***

Rolling Resistance atau hambatan gelinding adalah hambatan yang terjadi antara roda kereta dengan permukaan rel. Formula resistensi kereta dikembangkan secara empiris dengan menjalankan serangkaian tes di berbagai kereta terdiri, dan kemudian pas rumus kuadrat (format Davis) untuk hasil tes. Insinyur Amerika melakukan pengujian dan pengembangan formula yang cukup luas. Profesor Edward C. Schmidt adalah yang pertama dari serangkaian insinyur yang mengembangkan serangkaian formula yang diterima oleh komunitas kereta api untuk digunakan dalam menghitung resistensi kereta. Rumusnya adalah untuk gerbong barang beroperasi pada kecepatan hingga 40 mph dengan menjalankan serangkaian tes pada tahun 1910. Saat ini kecepatan ini kisaran dianggap memuaskan karena kecepatan kereta barang jarang melebihi 40 mph. Pada tahun 1937, Profesor J. K. Tuthill mengulangi tes Schmidt, dan memperpanjang tes hingga kecepatan 70 mph. Schmidt dan Dunn menjalankan serangkaian tes pada kereta penumpang pada periode 1908-1916 untuk menentukan formula resistensi untuk kecepatan hingga 70 mph. Secara empiris, hambatan gelinding dan hambatan udara pada kereta dapat dihitung melalui persamaan *W.J. Davis* sebagai berikut:

$$R = A + BV + CDV^2$$

Dimana :

R = Hambatan pada kendaraan (*lbs*)

A = Hambatan komponen *rolling* yang tidak berpengaruh oleh kecepatan kereta

B = Koefisien yang mendefinisikan hambatan yang berpengaruh oleh kecepatan kereta

C = Koefisien *streamline* yang mendefinisikan hambatan yang berpengaruh oleh kecepatan kereta kuadrat

D = Koefisien *aerodynamic* atau fungsi polinomial yang mendefinisikan hambatan kereta, yang dikombinasikan dengan nilai C

V = Kecepatan kereta (*mph*)

Formula resistensi kereta asli telah dipertahankan untuk membentuk, tetapi selama bertahun-tahun berbeda koefisien telah dikembangkan untuk mencerminkan perubahan seperti kecepatan yang lebih tinggi, lebih banyak peralatan *modern*, dan desain trek dan truk saat ini.

Formula resistensi kereta *Canada National* 1990 disajikan di bawah ini. Saat digunakan dengan koefisien yang ditunjukkan (banyak di antaranya telah dikembangkan dalam tes mobil dinamometer), formula telah memberikan hasil yang dapat diandalkan dalam program kalkulator kinerja kereta atau sejenisnya aplikasi.

$$Rr = 1,5 + \frac{18N}{W} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000W}$$

Keterangan :

Rr = *Rolling Resistance* kendaraan (*lbm/ton*)

N = Banyak roda dari kendaraan

W = Berat kendaraan (*ton*)

V = Kecepatan kendaraan (*mph*)

C = Koefisien streamline berdasarkan *Canadian National*

A = Luasan penampang kendaraan (*square feet*)

Berdasarkan rumusan diatas, harus kita sesuaikan dengan spesifikasi kendaraan yang kita miliki yaitu LRT, dari banyak roda LRT memiliki 8 buah roda. Kemudian untuk berat dari masing-masing car memiliki berat yang berbeda, pemilihan konstanta C berdasarkan *degree of streamlining* yang dihasilkan kendaraan, untuk LRT dipilih lah tipe *medium 5* karena LRT memiliki bentuk yang bisa dikatakan sebagai transisi dari lokomotif pada kereta *diesel* dan kereta semi cepat. Dimana *stream line* yang dibentuk oleh *motor car* sebesar 14 dan untuk *trailer car* sebesar 3, hal ini berbeda pada setiap *car* karena *trailer car* tidak berada pada bagian terdepan dari LRT sehingga tidak seluruh luas penampang pada bagian depannya tertabrak oleh aliran angin. Untuk luas penampang yang tertabrak angin pun juga berbeda dari masing-masing *car*, luas penampang milik *motor car* akan lebih besar karena posisinya yang berada pada awal rangkaian sebesar 150 *square feet* kemudian untuk *trailer car* yang berada ditengah maka akan memiliki luar penampang yang tertabrak aliran angin lebih kecil yaitu sebesar 130 *square feet*.

2.6 Penelitian Terdahulu

Referensi tugas akhir mengambil penelitian terdahulu yang berasal dari literatur tugas akhir mahasiswa Tekni Mesin ITS sebelumnya dan beberapa jurnal sebagai berikut:

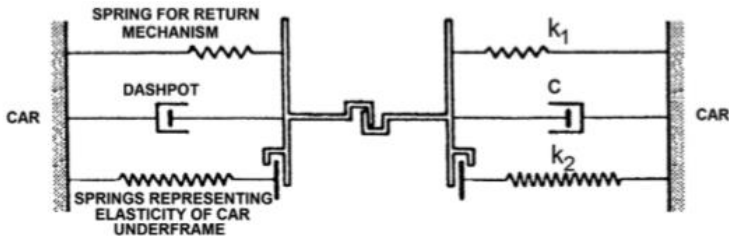
2.6.1 *Longitudinal Dynamics of Freight Trains*

Pada tahun 2009, dilakukan analisa *longitudinal dynamics* pada kereta barang. M. Ansari dan E. Esmailzadeh melakukan simulasi dengan asumsi kereta barang yang memiliki 2 lokomotif dan 8 gerbong seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11 serta disetiap gerbong disambung oleh *coupler* otomatis.



Gambar 2. 11 Pemodelan 10 rangkaian kereta

Analisa ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana parameter operasi desain dan kereta (seperti kekakuan pegas, koefisien redaman, kecepatan operasional, percepatan atau proses perlambatan) mempengaruhi dinamika kereta longitudinal. Efek dari pola distribusi beban yang berbeda, seperti naik, turun, konstan, naik turun dan turun-menaik distribusi, pada dinamika longitudinal diselidiki (Ansari & Esmailzadeh, 2009).



Gambar 2. 12 Pemodelan *coupler* otomatis dan *draw gear*

Dalam penginputan pada MAT LAB © dibutuhkan parameter-parameter yang mendukung agar bisa didapatkan hasil, seperti yang ada pada tabel berikut :

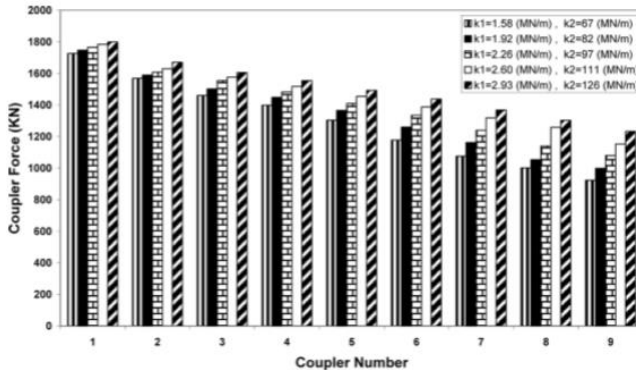
Tabel 2. 1 Parameter lokomotif, gerbong dan pendukung lainnya.

Item	Notation	Value
Locomotive mass	m_1	2×10^5 kg
Wagons mass (empty)	m_2, \dots, m_{10}	4×10^4 kg
Wagons mass (loaded)	m_2, \dots, m_{10}	9×10^4 kg
Spring stiffness	k_1	2.26×10^6 N/m
Spring stiffness	k_2	9.67×10^7 N/m
Damping coefficient	c	40,820 Ns/m
Coupling clearance	1	0.02 m

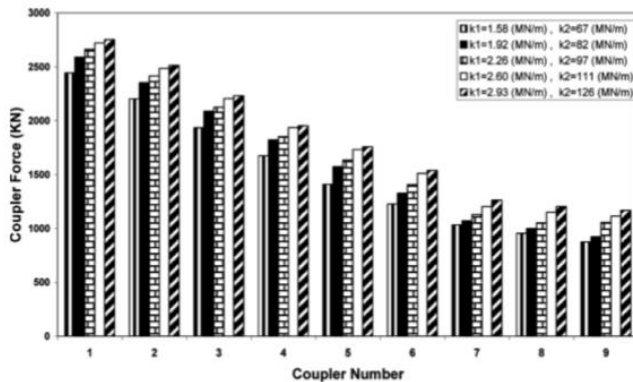
Dalam penelitian ini, urutan keempat metode Runge-kutta digunakan untuk memecahkan persamaan yang mengatur gerak, dan simulasi komputer telah dilakukan dengan menggunakan MAT LAB ©. Karena parameter yang paling penting dalam dinamika kereta longitudinal adalah gaya *Coupler*, ini dianggap

sebagai indeks perilaku dinamis longitudinal. Dari beberapa variasi yang ada, penulis hanya menampilkan hasil simulasi dari *spring stiffness* dan *damping coefficient* karena sejalan dengan penelitian yang dibuat (Ansari & Esmailzadeh, 2009).

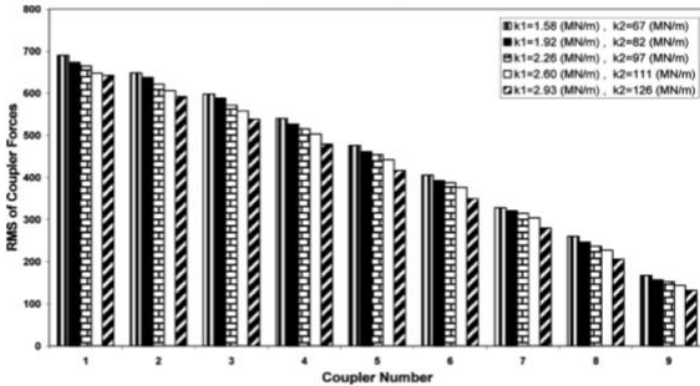
a. Spring Stiffness



Gambar 2.13 Gaya traksi *coupler* maksimum dengan variasi konstanta pegas



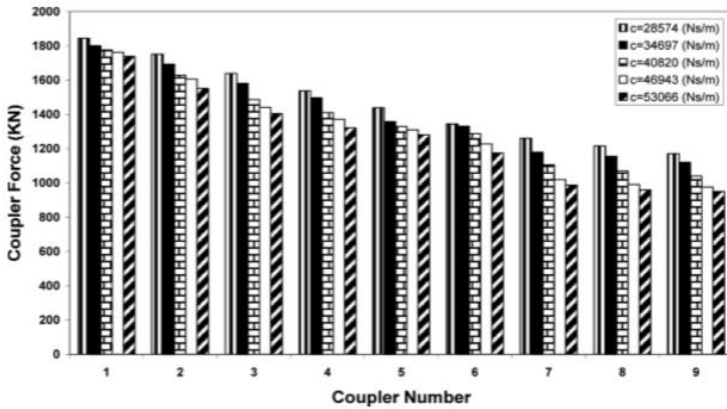
Gambar 2. 14 Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta pegas.



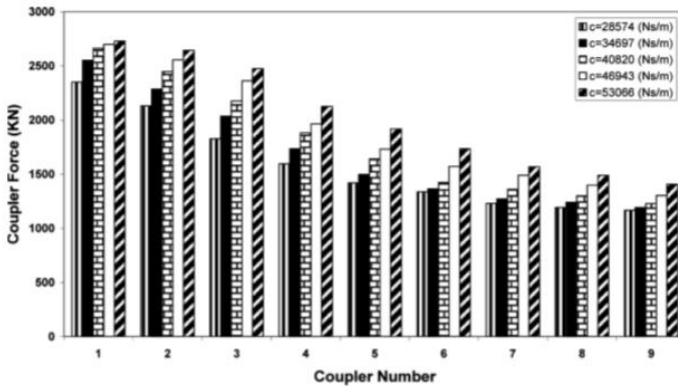
Gambar 2. 15 Nilai RMS dari *gayacoupler* dengan variasi konstanta pegas.

Gambar 2.13-2.15 menunjukkan kekuatan maksimum traksi, kekuatan menekan minimum, dan nilai RMS dari *gayacoupler* selama simulasi bagian ini, masing-masing. Angka ini menunjukkan bahwa, lebih dekat *coupler* untuk lokomotif memiliki gaya *coupler* yang lebih tinggi. Yaitu, situasi *coupler* pertama lebih penting daripada yang lain, mengenai gaya longitudinal. Hal ini juga dapat ditemukan bahwa kekuatan traksi dan menekan maksimum meningkat jika kekakuan pegas meningkat dan lebih kekakuan menghasilkan overshoot lebih tinggi. Dengan kata lain, 30% kekakuan ekstra menghasilkan 1,85% peningkatan gaya traksi dan 3,41% peningkatan kekuatan penekanan, tetapi nilai RMS dari gaya *coupler* menurun karena kekakuan sistem dan waktu penetapan yang lebih rendah (Ansari & Esmailzadeh, 2009).

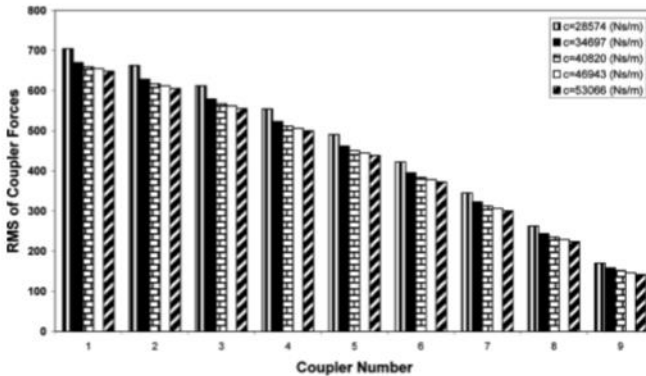
b. Damping Coefficient



Gambar 2.16 Gaya traksi *coupler* maksimum dengan variasi konstanta redam



Gambar 2.17 Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta redam.



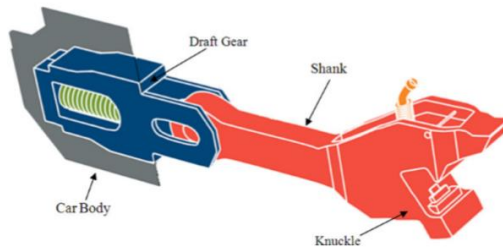
Gambar 2.18 Nilai RMS dari *gayacoupler* dengan variasi konstanta redam.

Gambar 2.16-2.18 menghadirkan kekuatan *coupler* dan penekanan maksimum dari kopling dan nilai RMS dari pasukannya dalam berbagai simulasi. Telah ditemukan bahwa kekuatan traksi maksimum berkurang karena koefisien redaman meningkat, sedangkan kekuatan menekan maksimum serta nilai RMS dari kekuatan *coupler* meningkat. Dengan kata lain, lebih redaman akan menghasilkan lebih tinggi menekan dan kekuatan traksi rendah. Secara lebih rinci, 30% tambahan redaman mengarah ke 2,12% pengurangan dalam kekuatan traksi dan 2,56% peningkatan kekuatan menekan. Ini menunjukkan bahwa lebih redaman membuat sistem lebih kaku dan fleksibel selama proses perlambatan dan percepatan, masing-masing (Ansari & Esmailzadeh, 2009).

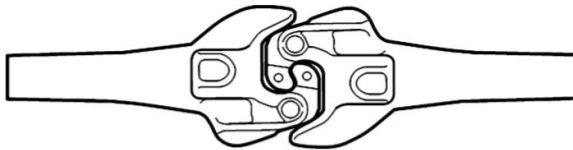
2.6.2 Numerical Study of the Noninertial Systems: Application to Train Coupler Systems

Pada tahun 2012 Massa A, dkk melakukan studi numerical tentang pengaplikasian *coupler* pada kereta. Mereka menemukan gaya yang diakibatkan dari gaya *coupler* memiliki efek yang signifikan pada longitudinal *dynamic* dan kestabilan pada kereta. Karena inersia *coupler* relatif kecil dibandingkan dengan inersia

mobil; kekakuan tinggi yang terkait dengan komponen *coupler* dapat menyebabkan frekuensi tinggi yang berdampak negatif pada efisiensi komputasi model kereta. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mempelajari efek inersia *coupler* pada dinamika kereta api dan pada efisiensi komputasi yang diukur dengan waktu simulasi (Massa, Stronati, Aboubakr, Shabana, & Bosso, 2012).

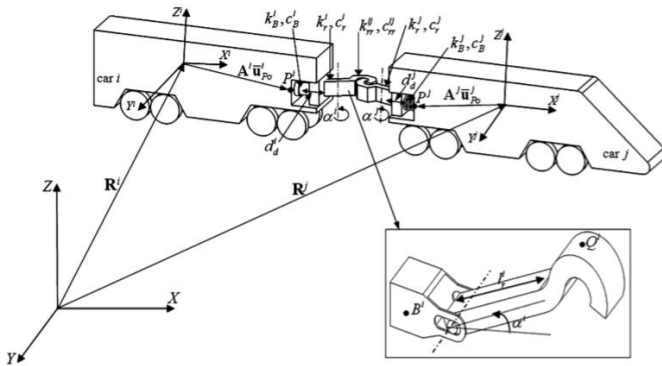


Gambar 2. 19 *Automatic coupler*



Gambar 2. 20 *Conventional coupler*

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.19 dan Gambar 2.20 yang merupakan *coupler* otomatis dan konvensional. Untuk tujuan ini, dua model yang berbeda dikembangkan untuk *coupler* kereta, model yang pertama disebut model *coupler* inersia, termasuk efek inersia *coupler*, sedangkan pada model lainnya, yang disebut model noninertial, efek inersia *coupler* akan diabaikan



Gambar 2. 21 Pemodelan *two car system*.

Terdapat dua pemodelan yang dilakukan pada percobaan ini, menggunakan pemodelan 2 rangkaian dan 10 rangkaian. Pada Gambar 2.21 ditunjukkan pemodelan menggunakan 2 rangkaian karena sesuai dengan pemodelan yang peneliti lakukan.

Berikut merupakan parameter yang digunakan dalam simulasi *shank coupler*.

Tabel 2. 2Parameter Model *Two Car System*.

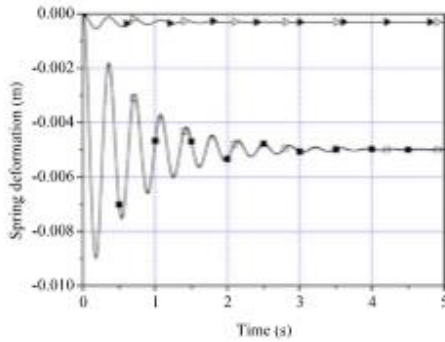
Coupler parameter	Value	Coupler parameter	Value
l_0 (m)	0.289	c_r^i, c_r^j (N-m-s)	1.0×10^5
k_B^i, k_B^j (N/m)	3×10^7	k_{rr}^i, k_{rr}^j (N/m)	5.0×10^8
c_B^i, c_B^j (N-s/m)	2.5×10^5	c_{rr}^i, c_{rr}^j (N-s/m)	5.0×10^5
k_r^i, k_r^j (N-m)	3×10^7	l_{r0} (m)	0.204

Tabel 2. 3 Parameter pembebanan yang diberi pada *two car system*.

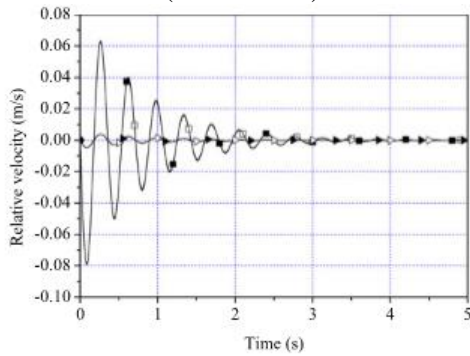
Parameter	Full loading	Empty
m (kg)	93800	23800
I_{xx} ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	117000	20900
I_{yy} ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	1370000	237000
I_{zz} ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	1380000	243000
I_{xy}, I_{xz}, I_{yz} ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	0	0

Dalam kedua percobaan, gaya traksi diterapkan ke mobil belakang dengan besarnya $3 \times 10^5 \text{N}$. Untuk kedua percobaan, kecepatan awal dan sudut diasumsikan menjadi nol. Koordinat awal dari pusat massa dari dua mobil di sepanjang sumbu X global longitudinal diasumsikan 0 m untuk mobil belakang dan 13.976 m untuk mobil terkemuka; Sementara koordinat Z vertikal dari pusat massa diasumsikan 1,85 m untuk kondisi pemuatan penuh dan 1,085 m untuk kondisi kosong. Sifat inersial mobil dalam kasus kosong dan penuh dilaporkan dalam Tabel 2.5 (Massa, Stronati, Aboubakr, Shabana, & Bosso, 2012).

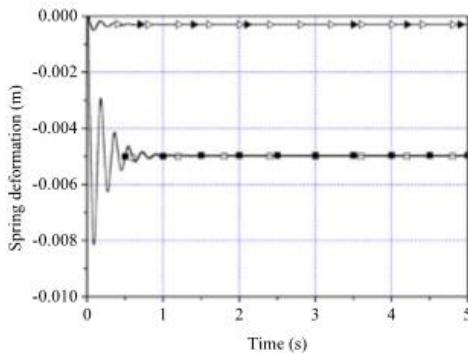
Dalam kasus mobil dimuat penuh, rasio massa *coupler* untuk massa mobil adalah 0,00205. Sementara dalam kasus mobil kosong, rasio ini adalah 0,00798. Perhatikan bahwa rasio ini kurang dari 1%, bahkan dalam kasus mobil kosong. Model *coupler* yang dipertimbangkan dalam penyelidikan ini diasumsikan memiliki unit EOC (Massa, Stronati, Aboubakr, Shabana, & Bosso, 2012).



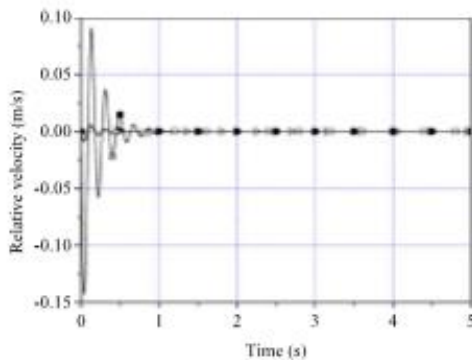
Gambar 2. 22 EOC dan perpindahan relative *shank knucle* (kereta terisi).



Gambar 2. 23 EOC dan kecepatan relative *shank knucle* (kereta terisi).



Gambar 2. 24 EOC dan perpindahan relative *shank knucle* (kereta kosong).



Gambar 2. 25 EOC dan kecepatan relative *shank knucle* (kereta kosong)

Gambar 2.22 menunjukkan EOC dan perpindahan relatif buku jari masing-masing di d dan d_{ijr} , masing-masing, untuk skenario mobil bermuatan penuh menggunakan kedua algoritma MBS dan LTD, sementara Gambar 2.23 menunjukkan turunan waktu dari perpindahan relatif ini. Gambar 2.24 menunjukkan EOC dan perpindahan relatif buku jari masing-masing di d dan d_{ijr} , masing-masing, untuk skenario mobil kosong menggunakan

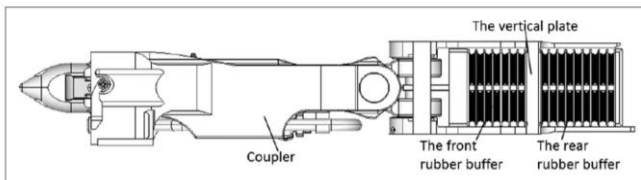
algoritma MBS dan LTD, sementara Gambar 2.25 menunjukkan turunan waktu dari perpindahan relatif ini. Masing-masing angka ini menunjukkan efek mengabaikan inersia *coupler*. Hasil yang disajikan dalam bagian ini menunjukkan bahwa mengabaikan inersia *coupler* tidak memiliki efek yang signifikan pada solusi keakuratan. Meskipun demikian, pengabaian inersia *coupler* mengarah ke peningkatan yang signifikan dalam efisiensi komputasi. Model LTD yang tidak memperhitungkan efek inersia *coupler* ditemukan lebih dari 85 kali lebih cepat daripada model MBS yang memperhitungkan efek inersia *coupler*. Metode integrasi numerik eksplisit digunakan untuk mendapatkan hasil dari model *coupler* inersia dan non-inersia (Massa, Stronati, Aboubakr, Shabana, & Bosso, 2012).

Hasil numerik yang diperoleh dalam penelitian ini menunjukkan bahwa pengabaian inersia *coupler* tidak memiliki efek yang signifikan pada keakuratan solusi. Di sisi lain, pengabaian inersia ini mengarah pada peningkatan yang signifikan dalam efisiensi komputasi. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa implementasi LTD yang mengabaikan efek inersia *coupler* menjadi lebih efisien karena jumlah mobil meningkat. Analisis nilai eigen dan FFT digunakan untuk mengidentifikasi frekuensi yang terkait dengan inersia *coupler*. Sebagaimana dibahas dalam penelitian ini, frekuensi tinggi ini tidak muncul ketika model *coupler* noninertial digunakan (Massa, Stronati, Aboubakr, Shabana, & Bosso, 2012).

2.6.3 *Experimental investigation of the quasi-static and impact tests on the energy absorption characteristics of coupler rubber buffers used in railway vehicles*

Pada tahun 2019, Yao S, dkk melakukan percobaan mengenai *impact test* yang dilakukan pada sambungan kereta dengan menggunakan karet sebagai peredamnya. Didapatkan oleh mereka dengan peningkatan kecepatan operasi kendaraan rel kereta api, lebih banyak perhatian telah difokuskan untuk mempelajari kelayakan kendaraan kereta api. Dalam analisis

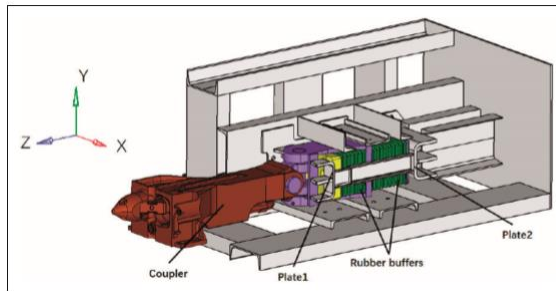
kelayakan kecelakaan kereta api, proses penyerapan energi selama kecelakaan kendaraan umumnya dibagi menjadi empat tahap, dan *buffercoupler* berada pada tahap pertama. Sebagai komponen kunci dari kereta api, Selain menghilangkan dampak energi kinetik yang dihasilkan ketika kereta bertabrakan, *buffercoupler* memiliki fungsi lain untuk *buffering* vibrasi longitudinal, yang meningkatkan kenyamanan penumpang dan mengurangi kerusakan pada *coupler* dan underframe. Oleh karena itu, karakteristik kelayakan crash *buffercoupler* harus dipahami dengan jelas oleh para peneliti dan perancang. Saat ini, ada beberapa jenis *buffercoupler* untuk kendaraan rel kereta api seperti penyangga tanah liat elastis, penyangga hidrolik, penyangga gesekan pegas, penyangga karet, dan sebagainya. Keberadaan kekuatan kompresi awal dalam *buffercoupler* adalah kekhawatiran, karena mengurangi kenyamanan penumpang. Karet *buffer* memiliki keuntungan dari biaya rendah, struktur sederhana, dan kapasitas energi yang baik dibandingkan dengan jenis lain *buffer*. Dan sebagai struktur karet dapat dirancang dan diproduksi jauh lebih mudah, penyangga karet khusus untuk *coupler* dikembangkan untuk mengurangi gaya kompresi awal. (Yao, Tan, Xu, & Che, 2019)



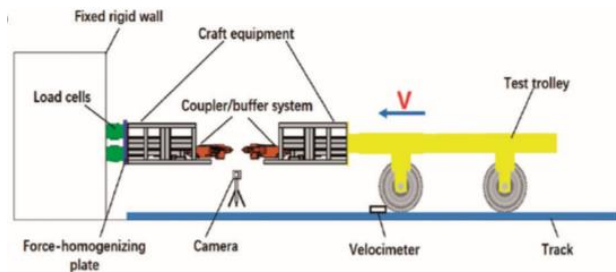
Gambar 2. 26Ilustrasi skematik dari sistem penyangga *Coupler*

Selain itu, penyerapan energi karakteristik *buffercoupler* sangat menarik bagi para peneliti. Kekuatan impedansi-stroke hubungan adalah indeks kinerja penting dari *bufferCoupler*. Daerah loop gaya-stroke kurva menunjukkan energi penyerapan kapasitas Absorber. Selain itu, dalam beberapa analisis dinamika multibody, hubungan Force-stroke juga digunakan sebagai data

input untuk mempelajari kinerja dinamis dari kendaraan atau *coupler*. Dua jenis tes, yang umumnya diadopsi untuk mendapatkan kekuatan impedansi – hubungan *stroke* dari *bufferCoupler*, adalah tes kompresi quasistatic dan uji drop Hammer. Menggunakan hanya tes kuasi-statis untuk mempelajari karakteristik penyerapan energi tidak cukup, karena *bufferCoupler* tunduk pada pemuatan dinamis ketika dua *Coupler* terhubung satu sama lain atau ketika kereta bertabrakan. Oleh karena itu, kedua tes selalu dikombinasikan untuk menyelidiki kapasitas energi. (Yao, Tan, Xu, & Che, 2019)



Gambar 2. 27 Peralatan untuk memasang spesimen *buffer* karet *Coupler*



Gambar 2. 28 Skema tes *impact*

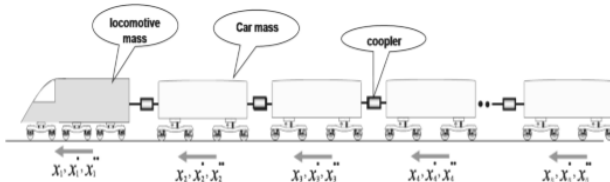
Dalam makalah ini, karakteristik penyerapan energi dari *buffer* karet *Coupler* diselidiki dengan eksperimen quasistatic dan dinamis. Hasil kuasi-statis menunjukkan bahwa ketika

mengompresi 1 dan n pasang lembaran karet dengan rasio yang sama, respon energi memiliki hubungan berikut: $E_{stn} \propto 1/4nE_{st1}$, $E_{diss} \propto n/4nE_{diss1}$ dan $E_A \propto N/4E_{A1}$. Dan kemudian, respons *buffer* belakang pada pemuatan kuasi-statis dihitung menggunakan hubungan ini. Tes dampak dilakukan dengan kecepatan benturan yang berbeda. Hasil dampaknya diilustrasikan bahwa kecepatan penghubung terbesar *Coupler* tidak boleh melebihi 10.807 km/h. Selain itu, kurva karakteristik pada kecepatan dampak yang berbeda diperoleh. Perbandingan respon penyerapan energi antara tes kuasi-statis dan tes dampak menunjukkan bahwa dengan peningkatan stroke, nilai E_{st} , E_{diss} , dan E_A meningkat. Namun, tingkat peningkatan tes dampak semua lebih tinggi daripada tes kuasi-statis. Nilai maksimum E_A adalah 68,76% dalam tes dampak, yang relatif bernilai tinggi untuk *bufferCoupler* kendaraan. Kapasitas energi penyangga belakang untuk pemuatan dinamis ditentukan sebagai 22.98 kJ. (Yao, Tan, Xu, & Che, 2019)

2.6.4 *Effects of the change in auto coupler parameters on in-train longitudinal Forces during Brake Application*

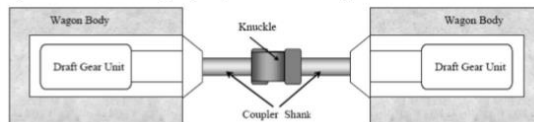
Pada tahun 2015 Reza Serajian Untuk kereta barang lama, tidak ada alternatif untuk sistem rem pneumatik dalam situasi ini, kendaraan di ujung rem kereta api beberapa detik kemudian daripada kereta di depan. Tindakan pengereman variabel ini di sepanjang kereta dapat menyebabkan upaya memanjang yang berat. Selain parameter sistem rem, parameter karakteristik autocoupler memiliki kepentingan tinggi dalam dinamika longitudinal train. Oleh karena itu, Simulasi efek dari perubahan parameter autocoupler pada gaya longitudinal di dalam kereta selama penerapan rem sangat penting baik untuk alasan keamanan maupun ekonomi karena kereta api yang lebih lama menyiratkan pengurangan biaya transportasi yang lebih tinggi. Dalam makalah ini, efek dari perubahan parameter kopling seperti kekakuan, redaman, dan jarak bebas dan kecepatan kereta, pada

dinamika kereta longitudinal diselidiki selama aplikasi rem. Hasilnya menunjukkan perubahan dramatis dalam cara mobil berinteraksi secara dinamis satu sama lain dan besarnya kompresi longitudinal di dalam kereta dan gaya tarik di sepanjang kereta. Kereta barang dianggap melakukan Kereta Api Iran saat ini menggunakan mereka. (Serajian & Mohammadi, 2015)



Gambar 2. 29 Pemodelan Dinamis Kereta Api

Gambar 2.29 menunjukkan model fisik untuk penentuan kekuatan longitudinal di kereta. Di sini, sistem koordinat melekat pada masing-masing mobil (gerbong dan lokomotif). Dalam sistem ini x adalah panjang perpindahan dalam arah gerakan, \dot{x} adalah kecepatan, dan \ddot{x} menunjukkan percepatan kendaraan individu. Perilaku dinamis longitudinal dari kereta api dapat dijelaskan dengan sistem persamaan diferensial. Untuk mengatur persamaan yang relevan, biasanya diasumsikan bahwa tidak ada gerakan lateral atau vertikal dari mobil. Persamaan diferensial yang diperlukan oleh pemerintah dapat dikembangkan dengan mempertimbangkan sistem dinamik massa n umum. Selama aplikasi kereta dari rem, gerakan relatif terjadi di antara massa individu. (Serajian & Mohammadi, 2015)



Gambar 2. 30 Pemodelan *Autocoupler*

Bagian terpenting dalam pemodelan dinamis longitudinal train adalah elemen koneksi wagon (coupler). Dalam penelitian ini, *autocoupler* dengan jenis *gear draft* gesekan dipertimbangkan. Sambungan *autocoupler* konvensional dan paket *draft gear* diilustrasikan pada Gambar 2.30. Model sambungan gerobak dapat disederhanakan menjadi model paket kombinasi roda gigi yang setara dengan dua unit roda gigi konsep dan satu elemen pegas yang mewakili kekakuan terkunci, kekakuan terkunci adalah jumlah dari semua kekakuan elemen seperti *shank coupler*, *knuckle*, *yoke*, *gear draft* yang terkunci dan *body wagon* semuanya ditambahkan secara seri. (Serajian & Mohammadi, 2015)

Tabel 2. 4 Konstanta Pegas pada *Autocoupler*

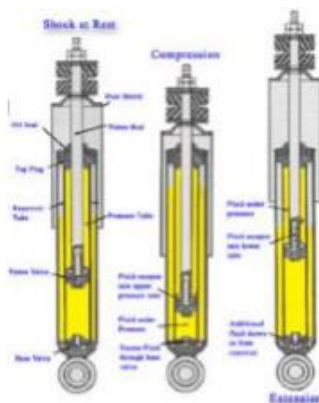
Simulasi	K1 (N/m)	K2 (N/m)	K3 (N/m)	K4 (N/m)
Simulasi 1	11.160	12.362	13.020	16.268
Simulasi 2	930	11.620	883	13.944
Simulasi 3	558	697	529	10.590

Hasil simulasi untuk kecepatan gerak maju 33 m / detik dan empat magnitudo kekakuan kopleng yang berbeda Di sini waktu tunda yang didefinisikan sebagai durasi waktu dimana sinyal tekanan dimulai dari lokomotif mencapai akhir dari kereta dianggap 5,72 detik. Sangat menarik untuk melihat bahwa puncak gaya kompresi longitudinal maksimum terjadi pada mobil akhir dan sekitar pertengahan waktu berhenti. Perbandingan antara hasil simulasi 1, 2, dan 3 menunjukkan bahwa dengan penurunan kekakuan gaya kompresi dalam kereta menurun dan gaya tarik meningkat. Untuk perbedaan yang berbeda dari parameter kekakuan kopleng yang sesuai dengan simulasi 1, 2 dan 3 gaya kompresi pada kereta maksimum untuk masing-masing mobil di sepanjang panjang kereta. Dapat dilihat pada hasil simulasi, lokasi gaya kompresi maksimum adalah pada bagian ketiga terakhir dari panjang kereta di ujung kereta. Nilai maksimum dari gaya kompresi ini dihitung menjadi 813, 813 dan 771 KN untuk

besaran parameter kopling kekakuan yang berbeda sesuai dengan simulasi 1, 2, 3 masing-masing. (Serajian & Mohammadi, 2015)

2.6.5 Analisis Perbandingan Respon Dinamis Dari Kendaraan Yang Menggunakan *Shock Absorber* Hidrolis Dan Yang Menggunakan Sistem Peredam *Dual Flywheel*

Pada tahun 2017 dilakukan studi oleh Piendraswanti Soelistyaning Pangastuti dan Harus Laksana Guntur dalam upaya mendapatkan kenyamanan dan keamanan kendaraan pada mobil MPV berbagai macam teknologi peredam pun dilakukan. Untuk itu dilakukan pemodelan dan analisis untuk *Shock absorber* Hidrolis dan peredam *Dual flywheel* untuk melihat besar ketahanan dari masing-masing suspensi dalam menahan getaran. Pada simulasi ini dicari gaya redam terbaik dari masing-masing peredam untuk dimasukkan pada pemodelan seperempat kendaraan. Gaya redam suspensi shock absorber hidrolis nantinya akan menjadi patokan untuk mendapatkan dimensi pada suspensi dual flywheel. Sistem suspensi yang biasa digunakan pada mobil adalah Shock absorber Hidrolis yaitu peredam yang menggunakan fluida untuk mengendalikan gaya redaman. Seiring dengan berkembangnya teknologi ditemukan teknologi-teknologi peredam baru lain sebagai seperti Torsional Vibration Absorber yaitu piringan dengan pegas yang dapat meredam perubahan kecepatan yang drastis dengan memanfaatkan momen inersia dan koefisien redam torsional sehingga putaran poros menjadi lebih halus. Salah satu teknologi Torsional Vibration Absorber adalah mekanisme peredam dual flywheel. (Pangastuti & Guntur, 2017)



Gambar 2. 31 Gambar fisik *Shock Absorber* Hidrolis

Pada penelitian ini ingin memperlihatkan perbandingan respon dinamis pemakaian peredam berupa shock absorber hidrolis dengan penggunaan mekanisme dual flywheels pada mobil tipe MPV. Oleh karena itu dilakukan analisis dari pemodelan masing-masing sistem suspensi pada seperempat kendaraan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan kemudian akan dibandingkan kenyamanannya sesuai dengan standard ISO 2631. (Pangastuti & Guntur, 2017)

Tabel 2. 5 Parameter sistem suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

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

Perumusan matematis didapatkan dari penurunan rumus Bernoulli dan hukum pascal maka,

$$F_D = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2$$

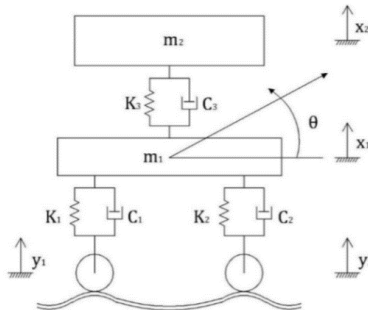
$$F_D = \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2$$

Pada persamaan (2.7) adalah gaya redam pada saat ekspansi dan untuk persamaan (2.8) merupakan pada saat kompresi. Gaya redam maksimum pada shock absorber hidrolis didapatkan dari proses ekspansi maupun kompresi. Nilai gaya redam saat proses kompresi menunjukkan nilai yang lebih besar dibandingkan dengan saat ekspansi. Dengan menggunakan *input bump* yang telah dimodifikasi, penumpang dengan penggunaan mobil suspensi dual flywheel lebih cepat mengalami steady state jika dibandingkan dengan mobil seperempat kendaraan yang menggunakan suspensi shock absorber hidrolis. Suspensi dual flywheel pada kecepatan 10-80 km/h mempunyai nilai a RMS lebih rendah jika dibandingkan dengan *shock absorber* hidrolis. Hal ini menunjukkan bahwa nilai ketahanan tubuh penumpang terhadap getaran pada kendaraan dengan suspensi *dual flywheel* untuk kecepatan 10-80 km/h lebih aman daripada suspensi *shock absorber* hidrolis. (Pangastuti & Guntur, 2017)

2.6.6 Analisa Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redaman Terhadap Respon Dinamis Suspensi Primer dan Perancangan Ulang Diameter Orifice pada Shock Absorber Kereta Api Tipe Ekonomi

Pada tahun 2017 Dian Riyana Zahro' 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. Dengan *free body diagram* dan parameter yang digunakan sebagai berikut. (Zahro, 2017)

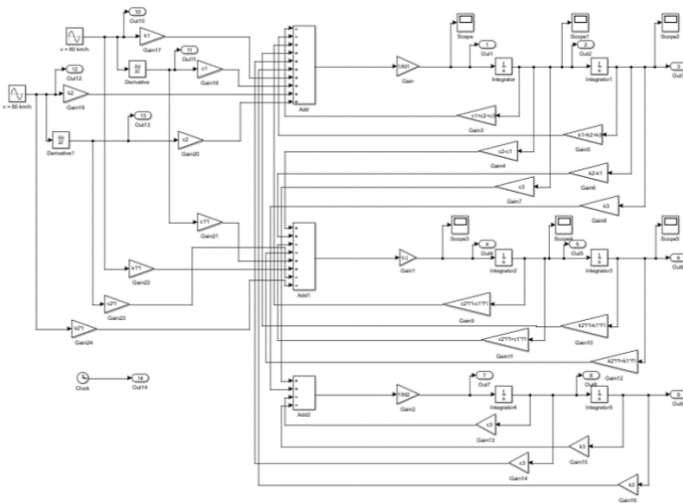


Gambar 2. 32 *Free Body Diagram* Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi

Tabel 2. 6 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

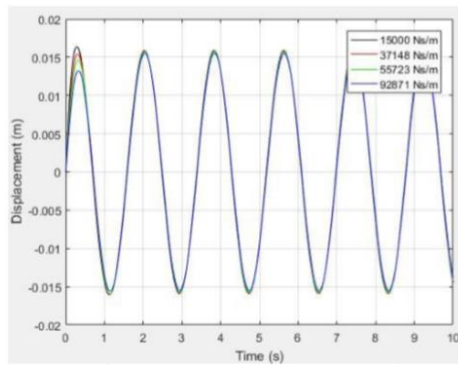
Selanjutnya dari *free body diagram* yang sudah sesuai dengan fenomena yang ada pada kereta api dan parameter-parameter yang sudah didapatkan, maka selanjutnya dibuat model untuk *Simulink* MATLAB sebagai berikut :



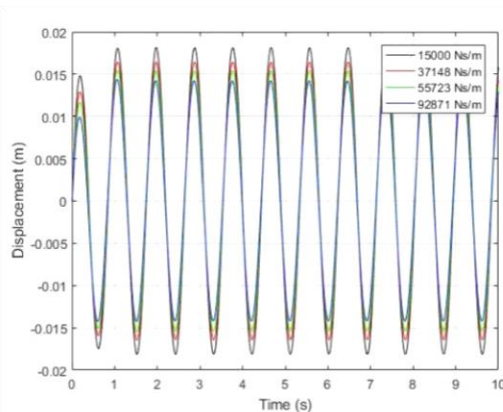
Gambar 2. 33 Blok Diagram Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

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. 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. *Input* sinusoidal

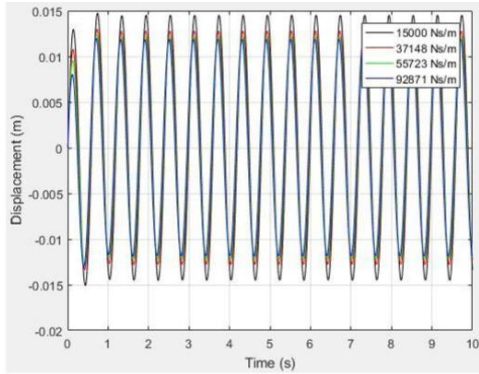
digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan dikarenakan akibat beban harmonik, serta untuk melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi steady state. Variasi kecepatan yang digunakan 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h, dan 80 km/h. (Zahro, 2017)



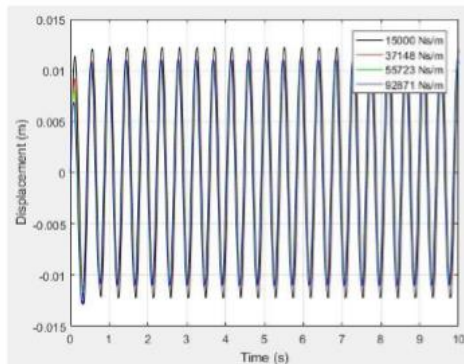
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 2.34 (a) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/h); (b) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/h); (c) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/h); (d) Grafik Respon Perpindahan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/h)

Pada Gambar 2.34 (a) 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/h, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Pada Gambar 2.32 (b) 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/h, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Pada Gambar 2.32 (c) 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/h, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Pada Gambar 2.32 (d) 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/h, sistem suspensi dengan konstanta redaman paling tinggi memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. (Zahro, 2017)

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.

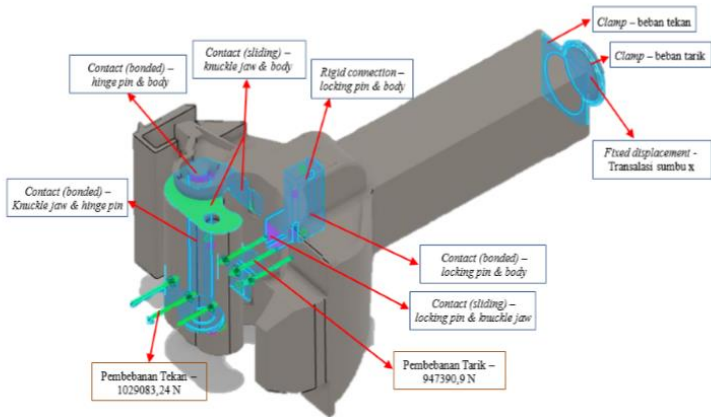
Tabel 2. 7 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$)

Diameter Orifice (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 2.8 didapatkan grafik 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. (Zahro, 2017)

2.6.7 Perancangan *Coupler* untuk LRT di Indonesia

Jurnal buatan Andhika Muttaqien dan Achmad Syaifudin ini dibuat ditahun 2018 dimana jurnal ini membahas perancangan *coupler* untuk LRT di Indonesia dilatar belakang oleh pengoperasian LRT Palembang, PT INKA menggunakan *coupler* tipe knuckle yang biasa digunakan untuk kereta api, yang mana dapat menarik gerbong hingga 42 ton. Akibatnya, *coupler* tersebut menjadi *over capacity* karena digunakan untuk menarik gerbong LRT yang kurang dari 25 ton. Sehingga, studi yang dilakukan bertujuan untuk mendesain ulang *coupler* LRT kedalam bentuk yang lebih kecil atau ringan (Muttaqien & Syaifudin, 2018).

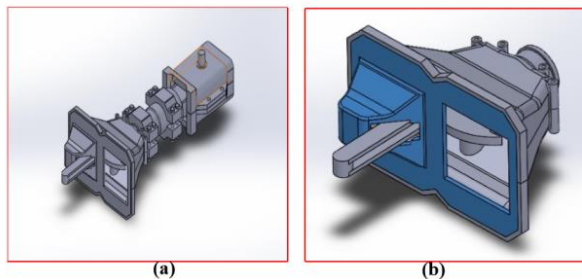


Gambar 2. 35 Bagian inti dari *coupler* beserta kondisi batas dan pembebanan pada simulasi pembebanan tarik dan tekan.

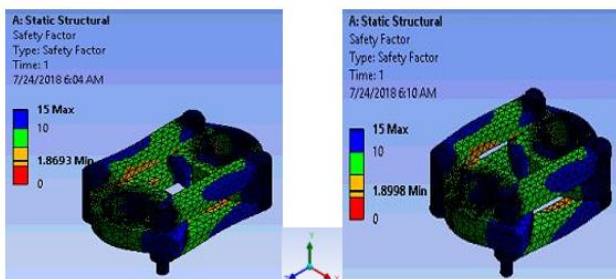
Simulasi yang dilakukan menggunakan bantuan perangkat lunak Catia Simulia V6 dengan fitur *structural Validation* yang kemudian didapatkan hasil sebagai berikut Knuckle *coupler* model skala 80% merupakan ukuran yang paling optimum yang dapat menahan beban tarik dan tekan pada sambungan LRT saat mengalami kerusakan, sehingga harus ditarik dengan bantuan lokomotif *maintenance*. Hasil optimasi ukuran ini dapat mengurangi beban dari massa *knucklecoupler* itu sendiri, yang semula memiliki bobot 301,46 Kg menjadi 269,51 Kg. Selain itu, kebutuhan material untuk produksi juga berkurang, dari semula memerlukan volume 38500,36 cm³, menjadi cukup 34419,66 cm³. Manfaat utama yang diharapkan adalah PT INKA dapat menggunakan *shock-absorber* yang diperuntukan untuk LRT dengan bagian draw head yang diproduksi secara mandiri dari hasil perancangan *knuckle coupler* pada penelitian ini (Muttaqien & Syaifudin, 2018).

2.6.8 Studi Numerik *Mechanical Coupler Head* Menggunakan Metode Elemen Hingga

Pada tahun 2018 Betti Mawar Kalista melakukan penelitian terhadap kekuatan mechanical head *coupler* (bagian *coupler* yang saling berkait untuk menyambungkan gerbong LRT) akibat beban statik dan fatik. Pada penelitian ini, model 3D mechanical *coupler* head dibuat menggunakan perangkat lunak Solidworks 2016 dan dianalisis secara numerik menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak ANSYS Workbench 18.0. Simulasi transient structural dilakukan dalam penelitian ini. Simulasi static structural dilakukan untuk dilanjutkan ke analisa modal. Modal analisis sangat diperlukan sebelum analisis transient. Modal analisis diperlukan untuk mengetahui mode dan frekuensi natural yang akan di analisa. Karena ketika frekuensi yang bekerja mendekati frekuensi naturalnya kondisi resonansi akan terjadi. Frekuensi inilah yang digunakan untuk analisis transient. Hasil simulasi akan ditampilkan dalam bentuk distribusi tegangan, deformasi, dan siklus hidup dari *coupler* (Kalista, 2018).



Gambar 2.26 (a) 3D model coupler dan (b) Mechanical



(a) (b)

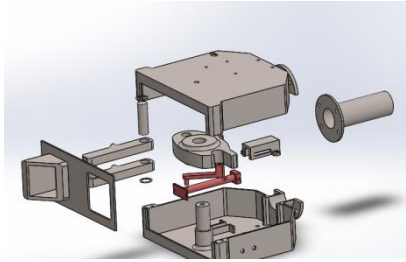
Gambar 2. 37 (a) Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Tegangan Tekan Simulasi Statis

Pemodelan 3D dari *automatic coupler* ini di gambarkan dengan SolidWork 2016 seperti ditunjukkan pada Gambar 2.36. Kemudian pada Gambar 2.37 dengan simulasi secara statis, nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada saat gaya tekan pada *coupler* sebesar 368,59 MPa dengan persentase terhadap ultimate tensile strength (823 MPa) sebesar 44,79% dapat dinyatakan aman. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada pemberian gaya tekan yaitu sebesar $N=1,87$ yang mana nilai faktor keamanan masih berada dalam rentang atau lebih dari rentang faktor keamanan beban statis yaitu $N=1,0-2,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Dengan simulasi secara transien, Nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan *coupler* 6^0 yaitu sebesar 188,42 MPa dengan persentase terhadap ultimate tensile strength (823 MPa) sebesar 22,89% dapat dinyatakan aman. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan *coupler* 6^0 yaitu sebesar $N=1,88$ yang mana nilai faktor keamanan masih berada melebihi rentang faktor keamanan beban dinamis yaitu $N=2,0-3,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Umur hidup *coupler* jika diperkirakan sekitar $1e6$ siklus (Kalista, 2018).

2.6.9 Prototyping Coupler LRT Skala Laboraturium

Pada tahun 2019 Ady Theo Louis David melakukan redesain *coupler* untuk digunakan pada LRT dengan menambahkan dua fitur utama yang sesuai dengan kebutuhan LRT yang ada, yaitu sistem pengunci (lock sistem) dengan dua alternatif pembuka (utama dan darurat) dan sistem penyimpanan pada underframe ketika *coupler* sedang tidak digunakan. Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan komponen penyusun

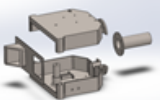

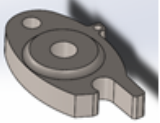
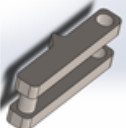
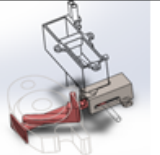
coupler berjumlah 25 bagian yang dibagi menjadi tiga bagian. Bagian pertama yaitu bagian utama, bagian pengunci dan bagian penggerak (Theo, 2019).



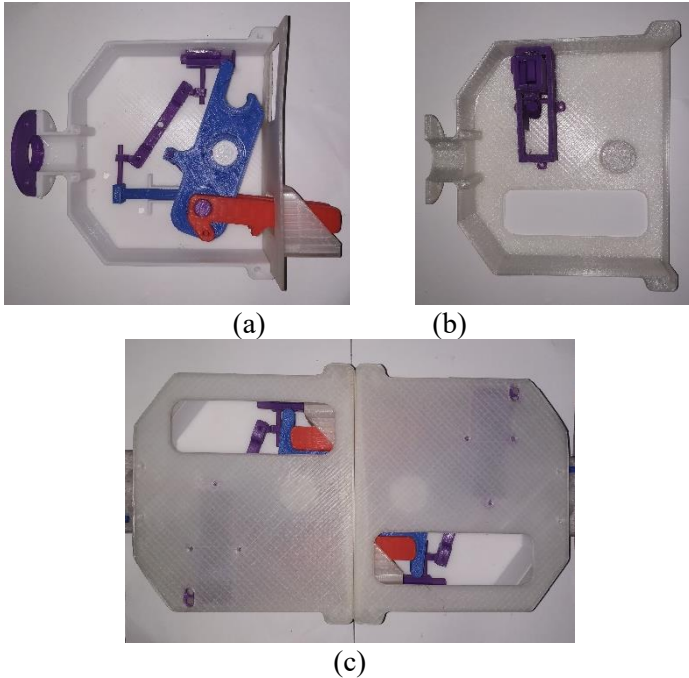
Gambar 2. 38 *Bagian utama coupler*

Bagian utama terdiri dari 12 komponen dengan rincian sebagai berikut :

Tabel 2. 8 Bagian utama *coupler*

Nama Komponen	Desain	Fungsi komponen
Penutup		Penutup terdiri dari penutup depan, atas, bawah dan belakang. Berfungsi untuk melindungi <i>coupler</i> dan sebagai tempat diletakkannya komponen-komponen lain
Penghubung antar <i>coupler</i>		Terdiri dari dua komponen utama dan terdapat sebuah pin untuk menghubungkan kedua komponentersebut. Berfungsi untuk menghubungkan dua buah <i>coupler</i> .
Plat Penghubung		Bagian utama tempat penghubung antara dua buah <i>coupler</i> .
Penghubung <i>coupler</i>		Bagian yang menghubungkan dua buah <i>coupler</i> dan terletak pada pelat penghubung. Dilenkapi dengan pin untuk menyatukannya dengan plat penghubung.
Penghubung antar komponen		Terdiri dari 3 komponen dan berfungsi menghubungkan seluruh bagiankomponen penting yaitu pengunci, penggerak dan komponenutama

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.38 prototype yang dibuat selanjutnya akan dicoba apakah sudah sesuai dengan mekanisme gerak yang diinginkan dan dibandingkan dengan hasil analisa motion study. Dari percobaan yang dilakukan, mekanisme gerak pada prototype yang telah dibuat sudah sesuai dengan yang diinginkan.



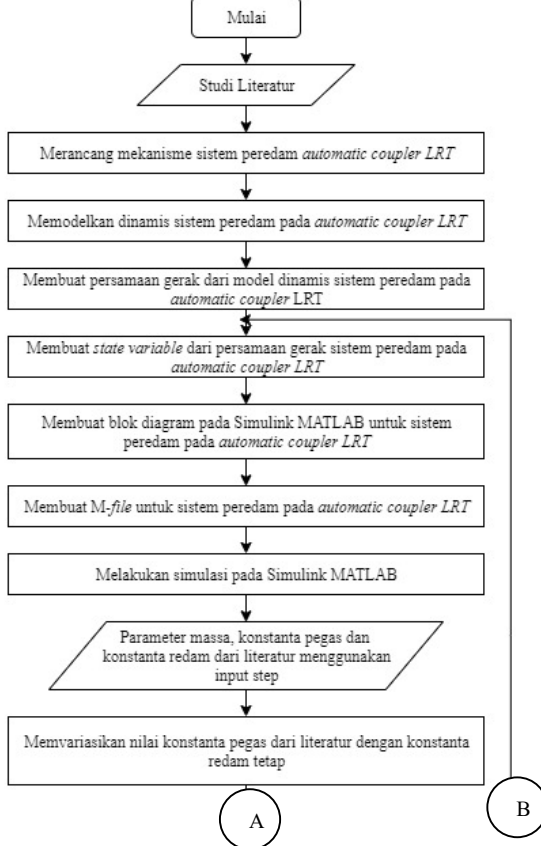
Gambar 2. 39(a)Coupler bagian bawah (b) bagian atas (c) *Prototype coupler.*

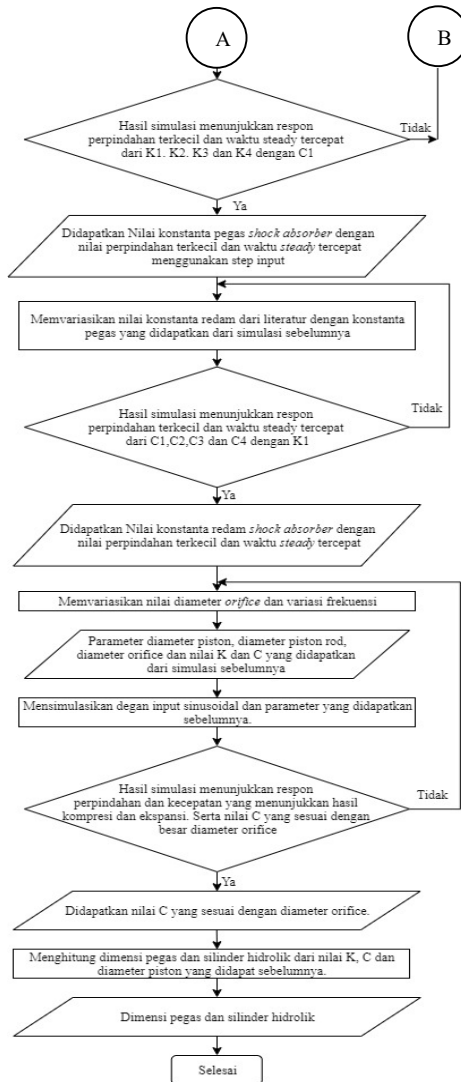
Pada Gambar 2.39 merupakan bentuk nyata dari hasil 3D *Printing* yaitu bagian bawah, atas dan bentuk apabila kedua bagian tersebut digabungkan. Prototype dapat mengunci dengan baik ketika terpasang. Terdapat beberapa kendala pada bagian sambungan yang kurang sesuai akibat tingkat ketelitian dari mesin printer 3 dimensi dan mekanisme slide kurang berjalan dengan baik akibat material yang digunakan (Theo, 2019)

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan dan kecepatan pada *absorber*. Untuk proses analisisnya dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar berikut.





Gambar 3. 1 Diagram Alir Tugas Akhir

Metode penelitian tugas akhir secara umum dapat dilihat pada gambar 3.1 yang dimulai dengan studi literatur mengenai *coupler* serta peredam pada LRT (*Light Rail Transit*). Setelah itu membuat pemodelan dinamis mengenai *couplers* serta peredam pada LRT (*Light Rail Transit*) yaitu pemodelan *time response* dengan *state variable*. Selesai membuat pemodelan dinamisnya, penulis mensimulasikan pemodelan di *software* Simulink Matlab untuk mendapatkan gaya redam yang optimal. Nilai gaya redam yang didapatkan akan dibuat pemodelan dinamis *motor car, main car, coupler, shock absorber* kemudian dibuat blok diagram dengan *input step*. Sedangkan *input step* digunakan untuk menguji respon terhadap beberapa perlakuan seperti percepatan dan perlambatan. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik percepatan, kecepatan dan perpindahan terhadap waktu, selanjutnya akan didapatkan karakteristik dari sistem *car body, main car, coupler, coupler absorber* kemudian kita bisa menentukan nilai konstanta pegas dan redam yang optimal untuk *coupler absorber*. Setelah ditentukan nilai konstanta pegas dan redam selanjutnya dilanjutkan dengan melakukan simulasi untuk mendapatkan besaran dimensi dari silinder hidrolik dengan mensimulasikan gaya redam yang terjadi pada silinder hidrolik, dimana akan didapatkan grafik gaya redam terhadap waktu serta gaya redam terhadap kecepatan.

3.2 Tahap Studi Literatur

Penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi untuk menunjang proses analisis dari sistem *absorber* pada *coupler* LRT. Oleh karena itu, untuk menambah pengetahuan, wawasan, serta landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas maka pada proses awal diperlukan tahap studi literatur. Seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 3.1 referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal ilmiah dan penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Nilai parameter yang digunakan meliputi dimensi dan parameter simulasi LRT serta simulasi *coupler* dan *absorber*.

Tabel 3. 1 Parameter LRT, *coupler* dan *absorber*

Parameter	Simbol (unit)	Nilai
Massa Motor Car (kosong)	$m_L (kg)$	27.200
Massa Trailer Car (kosong)	$m_G (kg)$	27.200
Massa Motor Car (penuh)	$m_L (kg)$	39.086,2
Massa Trailer Car (penuh)	$m_G (kg)$	40.924,8
Massa <i>Coupler</i>	$m_C (kg)$	269,51
Koefisien dinamis	Miu	0.0015
<i>Rolling Resistance motor car</i>	$Rr1 (kN)$	70.991,09
<i>Rolling Resistance trailer car</i>	$Rr2 (kN)$	37.355,51
Gravitasi bumi	$g (m/s^2)$	9,81

Tabel 3. 2 Parameter Konstanta Pegas dan Redam

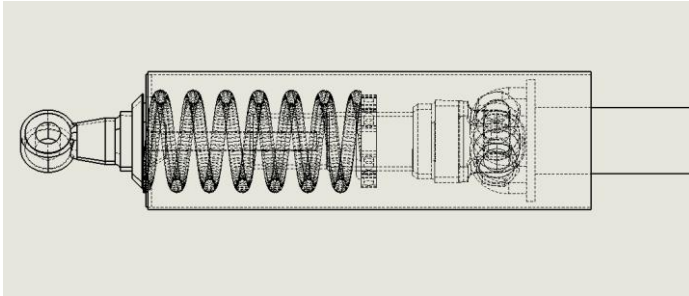
Parameter	Nilai
K1	$11.160 \frac{N}{m}$
K2	$12.362 \frac{N}{m}$
K3	$13.020 \frac{N}{m}$
K4	$16.268 \frac{N}{m}$
C1	$15.000 \frac{N.s}{m}$
C2	$37.148 \frac{N.s}{m}$
C3	$55.723 \frac{N.s}{m}$
C4	$92.871 \frac{N.s}{m}$

3.3 Tahap Pemodelan Matematis

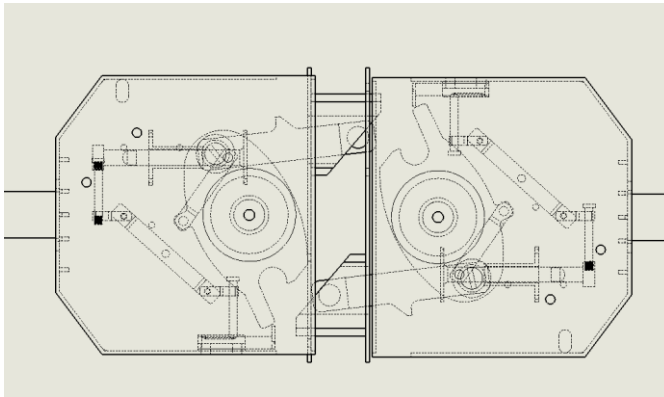
Pada tugas akhir ini akan dianalisa respon gerak dari *coupler* beserta *absorber*nya pada LRT ketika melintasi rel yang lurus dengan variasi percepatan tertentu. Hasil dari respon gerak ini dapat digunakan untuk mencari besar koefisien redam dan koefisien pegas pada absorber yang didesain. Dalam proses analisis ini dilakukan beberapa langkah untuk mendapatkan grafik karakteristik kecepatan/perpindahan terhadap gaya redam menggunakan *software* Simulink Matlab. Hal yang perlu dilakukan adalah pembuatan model dinamis *motor car*, *main car*, *coupler* dan *shock absorber*. Kemudian dilakukan pembuatan model dinamis untuk meninjau gaya yang ada pada tiap DOF dan menghasilkan persamaan matematis yang kemudian diubah dalam bentuk *state variable*.

3.3.1 Desain *Coupler Absorber*

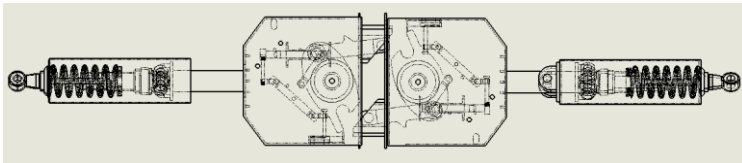
Berikut merupakan gambar 2D dan 3D dari *coupler absorber*:



Gambar 3. 2 *Shock Absorber 2D.*



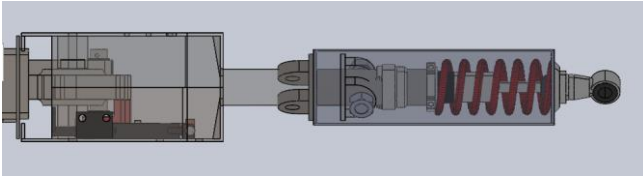
Gambar 3. 3 *Coupler 2D.*



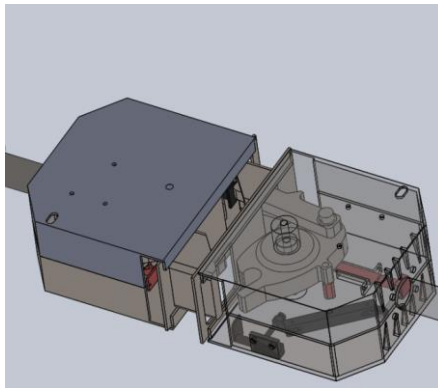
Gambar 3. 4 *Coupler dan Shock absorber ganda 2D.*

Desain *automatic coupler* sudah dirancang oleh Theo Adhy pada tahun 2019, lebih tepatnya rancangan untuk *mechanical head coupler* seperti yang ditunjukkan Gambar 3.5 yang dilakukan pada *software SOLIDWORK* dalam bentuk 2D dengan mekanisme seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.5. Sedangkan pada Gambar 3.4 merupakan desain yang dibuat oleh

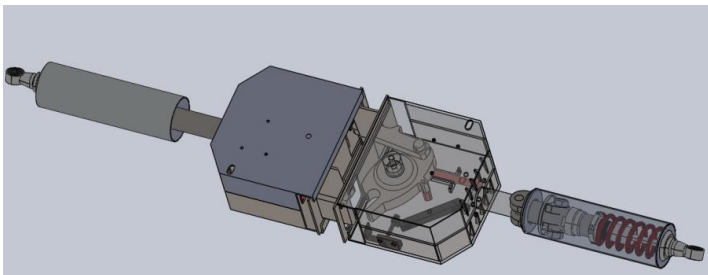
penulis sebagai perancangan *shock absorber* yang tersusun secara parallel, dengan menggunakan satu buah *spring* dan satu buah *damping*. Sedangkan, pada Gambar 3.6 merupakan gabungan antara *mechanical head coupler* dan rancangan *shock absorber* pada *LRT*.



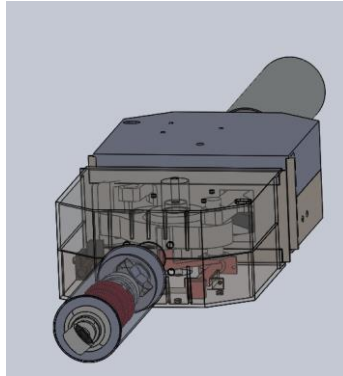
Gambar 3. 5*Coupler dan Shock absorber 3D.*



Gambar 3. 6*Coupler 3D.*



Gambar 3. 7*Coupler dan Shock absorber ganda 3D.*



Gambar 3. 8 *Coupler dan Shock absorber ganda*3D.

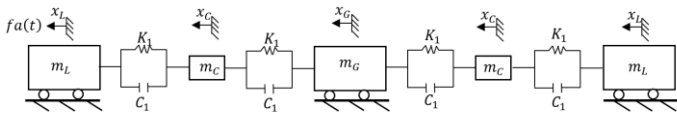
Gambar 3.7 yang dilakukan pada *software* SOLIDWORK dalam bentuk 3D dengan mekanisme seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.9. Sedangkan pada Gambar 3.8 merupakan desain yang dibuat oleh penulis sebagai perancangan *shock absorber* yang tersusun secara parallel, dengan menggunakan satu buah *spring* dan satu buah *damping*. Sedangkan, pada Gambar 3.9 dan 3.10 merupakan gabungan antara *mechanical head coupler* dan rancangan *shock absorber* pada *LRT*.

3.3.2 Pemodelan Dinamis *LRT, Coupler dan Absorber*

Pada pemodelan dinamis dari *coupler* beserta *absorber*nya apabila dalam keadaan pengereman atau *brake* maka yang terjadi pada *absorber* dibagian kanan (Gambar 3.5) yaitu saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan yang terjadi adalah *shock absorber* mengalami pemendekan ukuran. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Dan minyak *shock absorber* yang berada dibawah piston akan naik keruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Namun, yang terjadi pada *absorber*

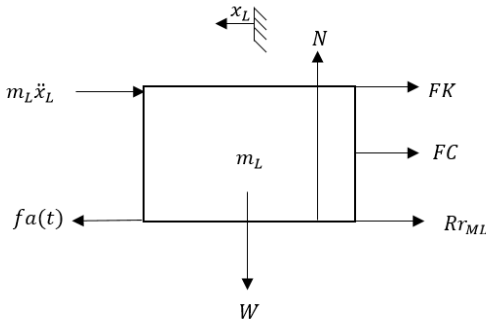
disebelah kiri adalah ekspansi dimana merupakan kebalikan dari *absorber* sebelah kiri. Sedangkan pada saat terjadi gaya tarik yang terjadi pada *absorber* bagian kanan (Gambar 3.5) yaitu pada saat memanjang piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak shock *absorber* yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak shock *absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston terus. Maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *oriface* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Namun hal ini berkebalikan juga pada *absorber* disebelah kiri.

a. Sistem Dinamis LRT, Coupler dan Absorber



Gambar 3. 9 Sistem Dinamis LRT, *Coupler* dan *Absorber*

FBD Motor Car:



Gambar 3. 10Free Body Diagram Motor Car

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - W = 0$$

$$N = W$$

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$fa(t) - m_L \ddot{x}_L - FK - FC - Rr = 0$$

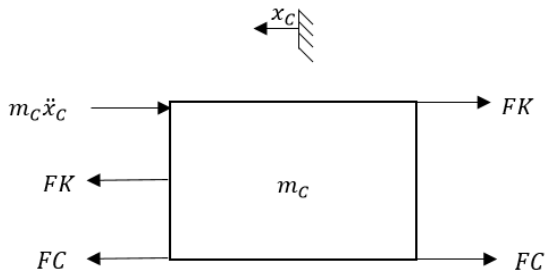
$$fa(t) - m_L \ddot{x}_L - K_1(x_L - x_C) - C_1(\dot{x}_L - \dot{x}_C) - Rr = 0$$

$$m_L \ddot{x}_L + K_1 x_L - K_1 x_C + C_1 \dot{x}_L - C_1 \dot{x}_C = fa(t) - Rr$$

State Variable

$$\dot{V}_L = \frac{1}{m_L} (-C_1 V_L + C_1 V_C - K_1 x_L + K_1 x_C + fa(t) - Rr)$$

FBD Coupler:



Gambar 3. 11Free Body Diagram Coupler

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

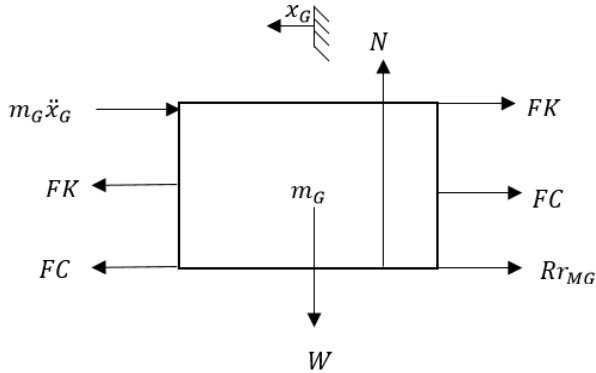
$$FK + FC - m_C \ddot{x}_C - FK - FC = 0$$

$$K_1(x_L - x_C) + C_1(\dot{x}_L - \dot{x}_C) - m_C \ddot{x}_C - K_1(x_C - x_G) - C_1(\dot{x}_C - \dot{x}_G) = 0$$

$$m_C \ddot{x}_C - C_1 \dot{x}_L - C_1 \dot{x}_G + 2C_1 \dot{x}_C + 2K_1 x_C - K_1 x_L - K_1 x_G = 0 =$$

State Variable

$$\dot{V}_C = \frac{1}{m_C} (C_1 V_L + C_1 V_G - 2C_1 V_C - 2K_1 x_C + K_1 x_L + K_1 x_G)$$

FBD Trailer Car:**Gambar 3. 12** Free Body Diagram Trailer Car

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - W = 0$$

$$N = W$$

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$FK + FC - m_G \ddot{x}_G - FK - FC - Rr = 0$$

$$K_1(x_C - x_G) + C_1(\dot{x}_C - \dot{x}_G) - m_G \ddot{x}_G - K_1(x_G - x_C)$$

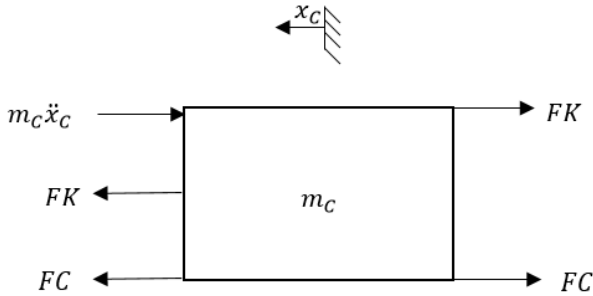
$$- C_1(\dot{x}_G - \dot{x}_C) - Rr = 0$$

$$m_G \ddot{x}_G - 2C_1 \dot{x}_C + 2C_1 \dot{x}_G - 2K_1 x_C + 2K_1 x_G = -Rr$$

State Variable :

$$\dot{V}_G = \frac{1}{m_G} (2C_1 V_C - 2C_1 V_G + 2K_1 x_C - 2K_1 x_G - Rr)$$

FBD Coupler :



Gambar 3. 13 Free Body Diagram Coupler

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

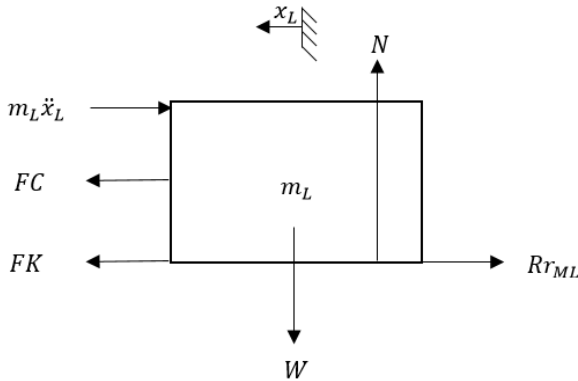
$$FK + FC - FK - FC - m_c \ddot{x}_c = 0$$

$$K_1(x_G - x_c) + C_1(\dot{x}_G - \dot{x}_c) - m_c \ddot{x}_c - K_1(x_c - x_L) - C_1(\dot{x}_c - \dot{x}_L) = 0$$

$$m_c \ddot{x}_c - C_1 \dot{x}_G + 2C_1 \dot{x}_c - C_1 \dot{x}_L - K_1 x_G + 2K_1 x_c - K_1 x_L = 0$$

State Variable :

$$\dot{V}_c = \frac{1}{m_c} (C_1 V_G - 2C_1 V_c + C_1 V_L + K_1 x_G - 2K_1 x_c + K_1 x_L)$$

FBD Lokomotif :**Gambar 3. 14** Free Body Diagram Motor Car

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - W = 0$$

$$N = W$$

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$FK + FC - m_L \ddot{x}_L - f_{ges} = 0$$

$$K_1(x_C - x_L) + C_1(\dot{x}_C - \dot{x}_L) - m_L \ddot{x}_L = f_{ges}$$

$$m_L \ddot{x}_L - C_1 \dot{x}_C + C_1 \dot{x}_L - K_1 x_C + K_1 x_L = f_{ges}$$

State Variable :

$$\dot{V}_L = \frac{1}{m_L} (C_1 V_C - C_1 V_L + K_1 x_C - K_1 x_L - Rr)$$

Keterangan :

$f_a(t)$ = Gaya input yang diberikan pada LRT

m_L = Massa Motor Car (kg)

m_C = Massa Coupler (kg)

m_G = Massa Trailer Car (kg)

- K_1 = Konstanta kekakuan pegas ($\frac{N}{m}$)
 C_1 = Konstanta redam ($N \cdot \frac{s}{m}$)
 x_L = Respon perpindahan massa *motor car* (m)
 x_C = Respon perpindahan *massacoupler* (m)
 x_G = Respon perpindahan *massamain car* (m)
 $m_L \ddot{x}_L$ = Momen inersia pada *massamotor car*
 $m_G \ddot{x}_G$ = Momen inersia pada *massamain car*
 $m_C \ddot{x}_C$ = Momen inersia pada *massacoupler*
 W = Berat *car* (N)
 N = Gaya Normal (N)
 Rr_{m_L} = *Rolling Resistance Motor Car* (N)
 Rr_{m_G} = *Rolling Resistance Trailer Car* (N)

b. Rolling Resistance Main car dan Trailer car pada kecepatan 60 km/h

$$Rr_{ML} = 1,5 + \frac{18N}{W_{ML}} + 0,03 + \frac{C_{ML} a_{ML} V_{ML}^2}{10000W}$$

$$Rr_{MG} = 1,5 + \frac{18N}{W_{MG}} + 0,03 + \frac{C_{MG} a_{MG} V_{MG}^2}{10000W_{MG}}$$

Keterangan :

- Rr_{ML} : *Rolling Resistance Motor Car* ($\frac{lbm}{ton}$)
 m_G : *Trailer Car*
 m_L : *Main Car*
 W : *Massa Motor Car* (ton)
 a : *Luas penampang Motor Car* (square feet)
 C : Konstanta C
 N : *Banyaknya Axle*
 V : *Kecepatan LRT* (mph)

Dimana :

$$W_{ML} = 39,086 \text{ ton}$$

$$W_{MG} = 40,924 \text{ ton}$$

$$a_{ML} = 150 \text{ square feet}$$

$$a_{MG} = 130 \text{ square feet}$$

$$C_{ML} = 14$$

$$C_{MG} = 3$$

$$V_{ML} = V_{MG} = 60 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 37,2 \text{ mph}$$

$$N = 8$$

Sehingga didapatkan perhitungan sebagai berikut,

$$Rr_{ML} = 1,5 + \frac{18(8)}{39,086 \text{ ton}} + 0,03$$

$$+ \frac{14 \cdot 150 \text{ square feet} \cdot 37,2 \text{ mph}^2}{10000 \cdot 39,086 \text{ ton}}$$

$$Rr_{ML} = 12,8 \frac{\text{lbs}}{\text{ton}} \times 39,086 \text{ ton}$$

$$Rr_{ML} = 495,5 \text{ lbs}$$

$$Rr_{ML} = 495,5 \text{ lbs} \cdot 32,2 \text{ ft/s}^2$$

$$Rr_{ML} = 15.960,3 \text{ lbf} = 70,91 \text{ N}$$

$$Rr_{MG} = 1,5 + \frac{18(8)}{40,924 \text{ ton}} + 0,03$$

$$+ \frac{3 \cdot 130 \text{ square feet} \cdot 37,2 \text{ mph}^2}{10000 \cdot 40,924 \text{ ton}}$$

$$Rr_{MG} = 6,37 \frac{\text{lbs}}{\text{ton}} \times 40,924 \text{ ton}$$

$$Rr_{MG} = 260,8 \text{ lbs}$$

$$Rr_{ML} = 260,8 \text{ lbs} \cdot 32,2 \text{ ft/s}^2$$

$$Rr_{ML} = 8.398,2 \text{ lbf} = 37,35 \text{ N}$$

Tabel 3. 3 Perhitungan *Rolling Resistance*

Kecepatan (km/h)	<i>Rolling Resistance (N)</i>	
	<i>Motor Car</i>	<i>Trailer Car</i>
10	30.345,78	29.807,09
20	33.814,30	30.451,25
30	39.595,17	31.524,84
40	47.763,06	33.041,73
50	58.205,96	34.981,13
60	70.991,09	37.355,51
70	86.103,52	40.162,10
80	103.483,43	43.389,80
90	123.242,95	47.059,42
100	145.329,77	51.161,26

c. Gaya Tarik LRT Pada Kecepatan 60 km/h

$$\sum F = m \cdot a$$

$$F = m_{total} \cdot a + [(2 \times Rr_{ML}) + (1 \times Rr_{MG})]$$

$$F = 119.096 \text{ kg} \cdot 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + [(2 \times 70.991,09 \text{ N}) + (1 \times 37.355,51 \text{ N})]$$

$$F = 298.433,68 \text{ N}$$

$$F_{tarik} = 298,433 \text{ kN}$$

3.3.3 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:

$$Q_o = Q_p$$

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

$$V_o = (A_p / \zeta A_o) V_p$$

dimana:

$$A_o = \text{Luas area orifice (m}^2\text{)}$$

$$A_p = \text{Luas area piston (m}^2\text{)}$$

$$v_o = \text{Kecepatan minyak memasuki orifice (m/s}^2\text{)}$$

$$v_p = \text{Kecepatan piston (m/s}^2\text{)}$$

$$\zeta = \text{Koefisien discharge orifice}$$

Apabila ditinjau dari persamaan Bernoulli yaitu sebagai berikut:

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

$z_o = z_p$, sehingga:

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

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

Gaya redam sistem suspensi hidrolik (Fdh) yang terdiri dari siklus kompresi dan ekspansi didapatkan persamaan hukum Pascal pada persamaan (2.7) dan (2.8):

Siklus Ekspansi

$$F_D = \Delta P \cdot A_e$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_p^2) A_e$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} v_p \right)^2 - V_p^2 \right) (A_p - A_{pr})$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) v_p^2 \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right)$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2$$

Siklus Kompresi

$$F_D = \Delta P \cdot A_k$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) A_k$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p$$

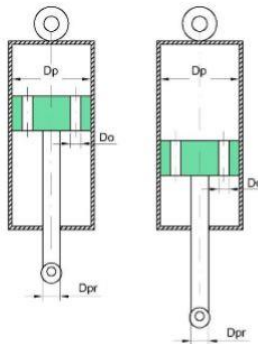
$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2$$

dimana:

A_{oe} = Luas *orifice* saat kompresi (m²)

A_{pr} = Luas piston rod (m²)



Gambar 3. 15 Pemodelan Dimanis *Shock Absorber*

Tabel 3. 4 Parameter untuk Simulasi Suspensi Hidrolik pada *Automatic Coupler LRT*

Parameter	Nilai	Keterangan
Diameter <i>Orifice</i>	0,1 cm	Do
Diameter Piston	5 cm	Dp
Diameter Piston Rod	3,54 cm	Dpr

3.3.4 Perancangan Simulasi

Pada simulasi menggunakan *software Simulink MATLAB* akan didapatkan data berupa grafik yang bila ditabelkan akan sebagai berikut :

Tabel 3. 5 Perancangan Simulasi Pada *Simulink MATLAB*

Perpindahan (<i>m</i>)	Konstanta Pegas ($\frac{N}{m}$)	Konstanta Redam ($N \cdot \frac{s}{m}$)	Waktu (<i>s</i>)	Gra fik
1000	K1	C1	100	
1000	K2	C1	100	
1000	K3	C1	100	
1000	K4	C1	100	
1000	K1	C1	100	
1000	K1	C2	100	
1000	K1	C3	100	
1000	K1	C4	100	

Tabel 3. 6 Perancangan Simulasi Nilai Konstanta Pegas dan Redam

Konstanta Pegas (N/m)	<i>Peak</i> (m)	<i>Peak Time</i> (s)	<i>Overshoot</i> (%)	Waktu untuk <i>Steady state</i> (s)

Tabel 3. 7 Perbandingan RMS (Root Mean Square) Perpindahan dan Percepatan Setiap Variasi Sistem LRT

Kecepatan (km/h)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s^2)			

BAB IV ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem peredam pada *automatic coupler* yang dipasang pada kedua sisi *coupler* yang dimodelkan dengan beberapa perbedaan kecepatan yang harus dicapai oleh LRT. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan yang terjadi pada *main car* dan *trailer car* terhadap waktu. Peletakan *scope* pada kecepatan selalu diawali dari nol dan akan mencapai kecepatan yang dibutuhkan untuk memindahkan LRT sebesar *input* kemudian akan berhenti pada nol kembali. Peletakan *scope* pada perpindahan diawali dari nol dan akan mencapai perpindahan tertentu dan kemudian akan berhenti pada besaran perpindahan sesuai dengan *input* yang diberikan.

Langkah pertama dalam melakukan simulasi pada sistem peredam ini adalah melakukan perancangan terhadap peredam untuk *automatic coupler*. Serta dilakukan penjabaran sistem dinamis dari 2 buah *main car*, sebuah *trailer car*, *coupler* dan *shock absorber* sehingga didapatkan gaya-gaya yang bekerja pada sistem ini. Data yang digunakan dalam perhitungan dan simulasi ini didapatkan dari jurnal Syaifudin dkk. serta tugas akhir mengenai *automatic coupler* yang dirancang oleh Theo dan Betti Mawar yang ditunjukkan pada tabel 3.1. Serta nilai konstanta redam didapatkan dari Dian Zahro dan konstanta pegas didapat dari literatur yang ditulis oleh Reza Serijan pada tahun 2015. Pada simulasi *shock absorber* pada *automatic coupler* ini *input* yang digunakan berupa perpindahan sebesar 1000 m, dengan menggunakan *input* step simulasi pertama dilakukan untuk mencari besaran konstanta redam, simulasi kedua bertujuan untuk menemukan besaran konstanta pegas. Kemudian dilakukan simulasi menggunakan *input* sinusoidal dengan variasi kecepatan mulai dari 10 km/h sampai 100 km/h dengan kelipatan 10 km/h yang bertujuan untuk menemukan kenyamanan pada penumpang.

Pada tahap selanjutnya, sistem peredam pada *automatic coupler* yang telah ditentukan besaran konstanta pegas dan redamnya dengan *input* yang digunakan *input* step dan *input* sinusoidal. Tahap terakhir adalah menentukan dimensi untuk sinlinder hidrolik serta pegas untuk *shock absorber*. Dari simulasi menggunakan *input* sinusoidal yang bertujuan untuk mencari gaya redam yang dihasilkan, dari hasil tersebut disimulasikan lagi dengan variasi diameter *orifice* dan frekuensi. Untuk pegas dapat dilakukan perhitungan dari hasil konstanta pegas yang sudah didapatkan, selanjutnya ditentukan panjang pegas dan diameter pegas, maka akan didapatkan banyaknya lilitan pegas dan diameter kawat.

4.1 Sistem LRT dengan *Shock Absorber* Pada Kedua Sisi *Automatic Coupler*

Pada variasi perpindahan ini diberikan empat variasi *input* step dengan besar perpindahan sebagai gaya eksitasi.

4.1.1. 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.

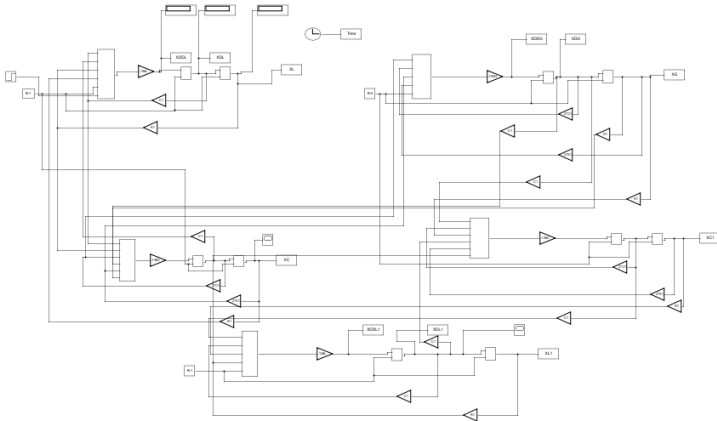
a. *Input* yang Digunakan

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi untuk sistem rangkaian LRT yang terdiri dari dua buah *motor car* dan sebuah *trailer car* pada saat diberi perpindahan. Pada saat pemodelan pada program simulasi digunakan *input* step yang menghasilkan respon *transient* dimana gerak respon memiliki tren yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu.

b. Diagram Blok Sistem Rangkaian LRT

Parameter yang didapatkan dari studi literature yang telah dilakukan seperti yang dituliskan pada Tabel 3.1 dan 3.2

digunakan untuk simulasi sistem rangkaian LRT. Dalam simulasi tersebut dibuat blok diagram seperti pada Gambar 4.1.



Gambar 4. 1 Diagram Blok Sistem LRT dengan penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* menggunakan *inputstep*

Pada Gambar 4.1 diatas terdiri dari lima *degree of freedom* yang terdiri dari dua buah *motor car* dan sebuah *trailer car* serta dua buah *coupler*. Dimana setiap gerbong disambungkan oleh *automatic coupler* yang mana setiap sisi diberi *shock absorber* berupa satu pegas dan satu *damping*. Dengan pemberian *input* berupa perpindahan pada *motor car* bagian depan berupa besar perpindahan rangkaian LRT.

4.2 Analisa Pemodelan LRT dengan Penambahan *Shock Absorber* Pada Kedua Sisi

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dari penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* terhadap sistem rangkaian LRT. Pada sistem ini, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran yang dialami oleh LRT

$11160 \frac{N}{m}$, $12362 \frac{N}{m}$, $13020 \frac{N}{m}$ dan $16.268 \frac{N}{m}$. terhadap waktu. Setelah itu, dilakukan simulasi untuk variasi konstanta pegas dan

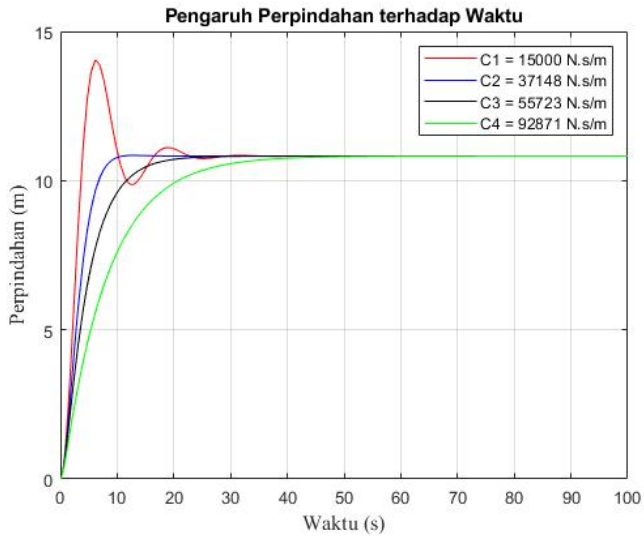
redam dari literature yang sudah didapatkan. Hal yang pertama dilakukan dalam simulasi pada sistem ini adalah pemilihan parameter seperti yang tercantum pada Tabel 3.1. *Input* yang digunakan yaitu *input* step dengan input sebesar 298,433 kN yang merupakan gaya tarik LRT serta konstanta pegas tetap dan konstanta redam yang bervariasi. Dari *input* ini didapatkan respon dinamis dari sistem rangkaian LRT beserta *shock absorber* pada *automatic coupler*.

4.2.1 Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan Shock Absorber.

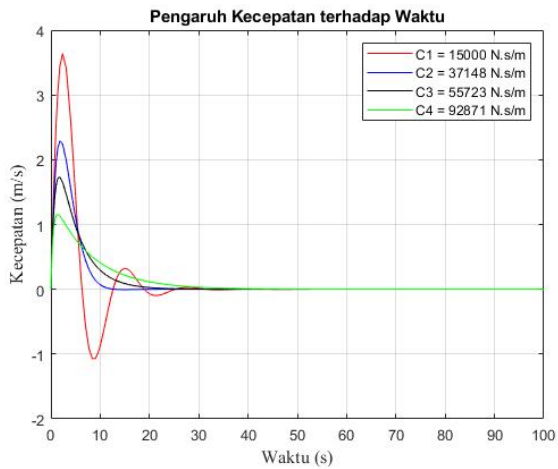
Input step digunakan untuk melihat *input* step yang menghasilkan respon *transient* dimana gerak respon memiliki tren yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu. Variasi nilai konstanta redam yang digunakan antara lain 15000 N.s/m, 37147 N.s/m, 55723 N.s/m, 92871 N.s/m.

a. Respon Dinamis Nilai Konstanta Pegas Bernilai Tetap dan Nilai Konstanta Redam Bervariasi

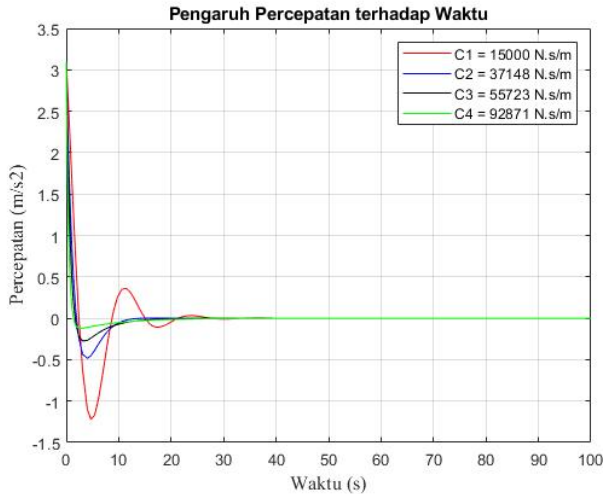
Berikut merupakan respon getaran pada perpindahan, kecepatan dan percepatan sistem rangkaian LRT dengan penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* dengan konstanta pegas sebesar $11.160 \frac{N}{m}$. Serta dengan *input* berupa perpindahan yang tetap sebesar 1000 m dan variasi nilai konstanta redam yang sebesar 15000 N.s/m, 37148 N.s/m, 55723 N.s/m, 92871 N.s/m.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4. 2 (a) Respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (b) Respon kecepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (c) Respon percepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas.

Pada Gambar 4.3 dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki tren yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu. Keadaan tersebut disebabkan karena kendaraan diberi *input* berupa eksitasi yang bersifat impulsif serta dipengaruhi oleh redaman. Pada grafik (a) merupakan pengaruh perpindahan terhadap waktu, untuk nilai konstanta redam sebesar 15.000 N.s/m memiliki *peak* sebesar 14,05 m pada *peak time* 6,28 detik dan mencapai *steady state* pada 33,2 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 37148 N.s/m memiliki *peak* sebesar 10,81 m pada *peak time* 10.61 detik dan mencapai *steady state* pada 12,37 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 55.723 N.s/m memiliki *peak* sebesar 10.72 m pada *peak time* 19,21 detik dan mencapai *steady state* pada 25,82 detik, untuk nilai konstanta

redam sebesar 92.871 N.s/m memiliki *peak* sebesar 10,76 m pada *peak time* 38,33 detik dan mencapai *steady state* pada 50 detik. Pada grafik (b) merupakan pengaruh kecepatan terhadap waktu, untuk nilai konstanta redam sebesar 15.000 N.s/m memiliki *peak* sebesar 3,6 m/s pada *peak time* 2,5 detik dan mencapai *steady state* pada 35 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 37.148 N.s/m memiliki *peak* sebesar 2,3 m/s pada *peak time* 2,1 detik dan mencapai *steady state* pada 9 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 55.723 N.s/m memiliki *peak* sebesar 1,7 m/s pada *peak time* 1,81 detik dan mencapai *steady state* pada 20 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 92.871 N.s/m memiliki *peak* sebesar 1,17 m/s pada *peak time* 1,46 detik dan mencapai *steady state* pada 31 detik. Pada grafik (c) merupakan pengaruh percepatan terhadap waktu, untuk nilai konstanta redam sebesar 15000 N.s/m memiliki *peak* sebesar 3,09 m/s² pada *peak time* 4,8 detik dan mencapai *steady state* pada 27 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 37148 N.s/m memiliki *peak* sebesar 44,32 m/s² pada *peak time* 4,2 detik dan mencapai *steady state* pada 12,15 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 55.723 N.s/m memiliki *peak* sebesar 25,7 m/s² pada *peak time* 3,27 detik dan mencapai *steady state* pada 14 detik, untuk nilai konstanta redam sebesar 92.871 N.s/m memiliki *peak* sebesar 11,07 m/s² pada *peak time* 3,267 detik dan mencapai *steady state* pada 18 detik.

Berdasarkan teori untuk *damped system*, dimana *damping ratio* yang didefinisikan sebagai $= \frac{c}{2m \sqrt{\frac{k}{m}}}$, dimana dengan seiring

bertambahnya nilai konstanta redam maka *damping ratio* akan semakin besar. karena pada setiap respon dinamis yang terjadi pada percepatan, kecepatan dan percepatan memiliki nilai perpindahan yang paling kecil. Masing-masing *damping ratio* dari nilai konstanta redam bernilai untuk 15.000 N.s/m sebesar 0,2, untuk 37147 N.s/m sebesar 0,5, 55723 N.s/m sebesar 0,76 dan 92871 N.s/m sebesar 1,2. Sehingga dari nilai ini ditentukan dari variasi konstanta redam adalah 37.148 N.s/m karena nilai

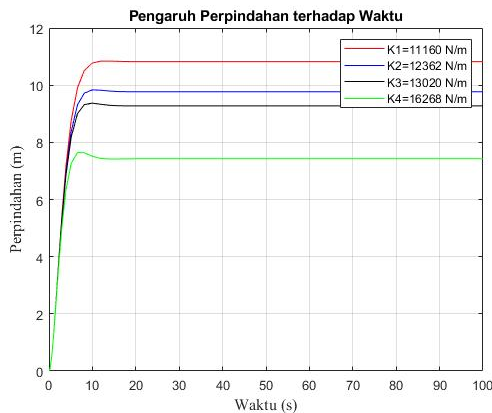
konstanta redam ini membutuhkan waktu yang singkat untuk *steady*.

4.2.2 Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan *Shock Absorber*

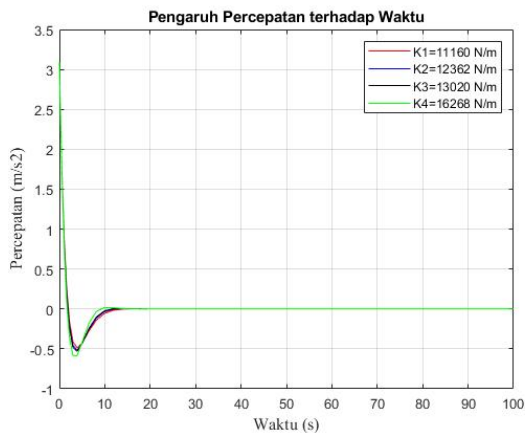
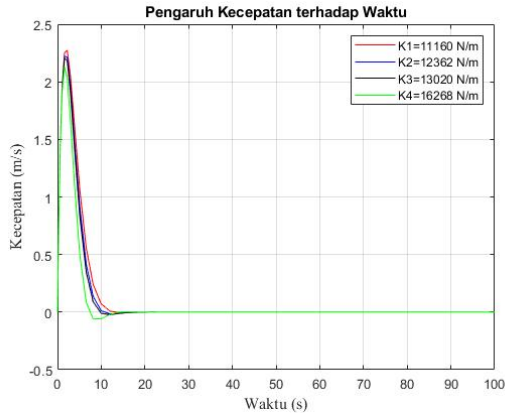
Input step digunakan untuk melihat *input step* yang menghasilkan respon *transient* dimana gerak respon memiliki tren yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu. Variasi nilai konstanta redam yang digunakan antara lain $11160 \frac{N}{m}$, $12362 \frac{N}{m}$, $13020 \frac{N}{m}$ dan $16.268 \frac{N}{m}$.

a. Respon Dinamis Nilai Konstanta Pegas dan Nilai Konstanta Redam Bernilai Tetap

Berikut merupakan respon getaran pada perpindahan, kecepatan dan percepatan sistem rangkaian LRT dengan penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* dengan variasi konstanta pegas sebesar $11160 \frac{N}{m}$, $12362 \frac{N}{m}$, $13020 \frac{N}{m}$ dan $16.268 \frac{N}{m}$. Serta dengan *input* berupa gaya tarik sebesar 289,433 kN dan nilai konstanta redam yang tetap sebesar $37.148 \frac{N.s}{m}$.



(a)



Gambar 4.3 (a) Respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (b) Respon kecepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas; (c) Respon percepatan terhadap waktu dengan variasi konstanta pegas.

Pada Gambar 4.2 dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki tren yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring

berjalannya waktu. Keadaan tersebut disebabkan karena kendaraan diberi *input* berupa eksitasi yang bersifat impulsif serta dipengaruhi oleh redaman. Pada grafik (a) merupakan pengaruh perpindahan terhadap waktu, untuk nilai konstanta pegas sebesar 11.160 N/m memiliki *peak* sebesar 10,77 m pada *peak time* 9,9 detik dan mencapai *steady state* pada 13,7 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 12.362 N/m memiliki *peak* sebesar 9,8 m pada *peak time* 10 detik dan mencapai *steady state* pada 12 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 13.020 N/m memiliki *peak* sebesar 9,3 m pada *peak time* 8,1 detik dan mencapai *steady state* pada 13,97 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N/m memiliki *peak* sebesar 7,6 m pada *peak time* 5,7 detik dan mencapai *steady state* pada 9 detik. Pada grafik (b) merupakan pengaruh kecepatan terhadap waktu, untuk nilai konstanta pegas sebesar 11.160 N/m memiliki *peak* sebesar 2,3 m/s pada *peak time* 7,8 detik dan mencapai *steady state* pada 13,9 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 12.362 N/m memiliki *peak* sebesar 2,2 m/s pada *peak time* 2,2 detik dan mencapai *steady state* pada 12 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 13.020 N/m memiliki *peak* sebesar 2,6 m/s pada *peak time* 1,5 detik dan mencapai *steady state* pada 13 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N/m memiliki *peak* sebesar 2,18 m/s pada *peak time* 1,5 detik dan mencapai *steady state* pada 11 detik. Pada grafik (c) merupakan pengaruh percepatan terhadap waktu, untuk nilai konstanta pegas sebesar 11.160 N/m memiliki *peak* sebesar 3,1 m/s² pada *peak time* 0,0018 detik dan mencapai *steady state* pada 40 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 12.362 N/m memiliki *peak* sebesar 3,1 m/s² pada *peak time* 0,0018 detik dan mencapai *steady state* pada 55 detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 13020 N/m memiliki *peak* sebesar 33,2m/s² pada *peak time* 0,0018 detik dan mencapai *steady state* pada 55,81detik, untuk nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N/m memiliki *peak* sebesar 41,4 m/s² pada *peak time* 0,0018 detik dan mencapai *steady state* pada 58detik.

Berdasarkan teori untuk *damped system*, dimana *damping ratio* yang didefinisikan sebagai $= \frac{c}{2m\sqrt{\frac{k}{m}}}$, dimana dengan seiring bertambahnya nilai konstanta pegas maka *damping ratio* akan semakin kecil. Sehingga berarti semakin besar nilai konstanta pegas sistem akan semakin kecil nilai dari *damping ratio*. Masing-masing *damping ratio* dari nilai konstanta pegas bernilai untuk 11160 N/m sebesar 0,5 , untuk 12362 N/m sebesar 0,48, 13020 N/m sebesar 0,47 dan 16.268 N/m sebesar 0,42 . Sehingga dari nilai ini ditentukan dari variasi konstanta pegas adalah 16.268 N/m, karena pada setiap respon dinamis yang terjadi pada percepatan, kecepatan dan percepatan memiliki nilai perpindahan yang paling kecil, serta waktu *steady state* tercepat dengan nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N.s/m.

4.3 Sistem LRT dengan Penambahan *Shock Absorber* Pada Kedua Sisi *Automatic Coupler* dengan Variasi Kecepatan Menggunakan *Input Sinusoidal*.

Pada variasi kecepatan ini diberikan tiga variasi *inputsinusoidal* dengan besar perpindahan sebagai gaya eksitasi. Kemudian dari setiap kecepatan yang diberikan akan diberikan variasi kecepatan mulai dari 10 km/h sampai 100 km/h dengan kelipatan 10 km/h.

4.3.1 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.

a. *Input yang Digunakan*

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi untuk sistem rangkaian LRT yang terdiri dari dua buah *motor car* dan sebuah *trailer car* pada saat diberi *input* berupa perpindahan yang memvariasikan kecepatan LRT. Pada saat pemodelan pada

program simulasi digunakan *input* sinusoidal yang akan menghasilkan respon steady state. Pada *input* sinusoidal terdapat amplitude sebesar 0.03 m. Besar frekuensi dengan panjang gelombang (λ) sebesar 10 m. Untuk kecepatan kendaraan yang berbeda yaitu 10-100 km/h menggunakan rumus $\omega = 2\pi \frac{v}{\lambda}$ dalam satuan rad/s.

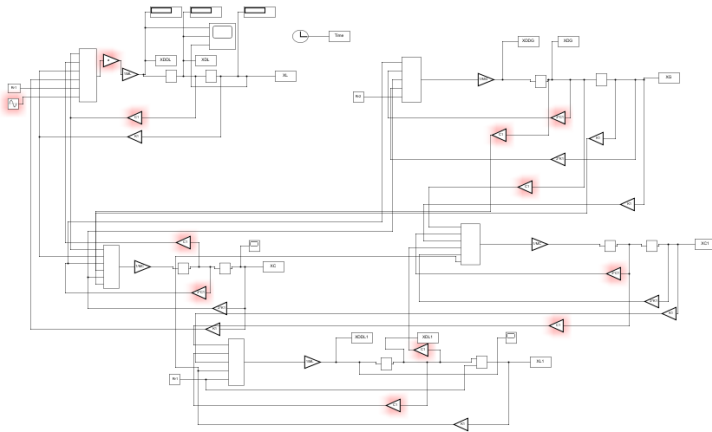
b. Diagram Blok Sistem Rangkaian LRT

Berikut merupakan parameter yang didapatkan dari studi literature yang telah tercantum pada Tabel 3.1. Pada pembahasan sebelumnya sudah ditentukan nilai parameter konstanta pegas sebagai berikut.

Tabel 4. 1 Parameter Konstanta Pegas dan Redam

Parameter	Nilai
K1	$16.268 \frac{N}{m}$
C1	$37.148 \frac{N.s}{m}$

Parameter konstanta redam yang didapatkan dari studi literature yang telah dilakukan seperti yang dituliskan pada Tabel 3.2. Pada Tabel 3.2 tersebut digunakan untuk simulasi sistem rangkaian LRT. Dalam simulasi tersebut dibuat blok diagram seperti pada Gambar 4.4.



Gambar 4. 4 Diagram Blok Sistem LRT dengan penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* menggunakan *input* sinusoidal.

Pada Gambar 4.4 diatas terdiri dari lima *degree of freedom* yang terdiri dari dua buah *motor car* dan sebuah *trailer car* serta dua buah *coupler*. Dimana setiap gerbong disambungkan oleh *automatic coupler* yang mana setiap sisi diberi *shock absorber* berupa satu pegas dan satu *damping*. Dengan pemberian *input* berupa perpindahan pada *motor car* bagian depan berupa besar perpindahan rangkaian LRT.

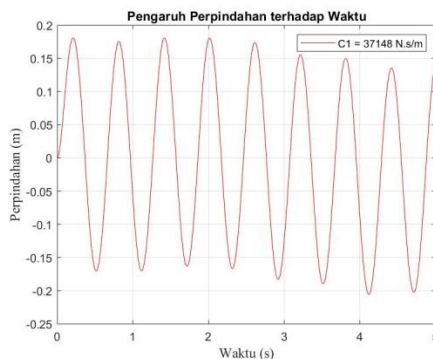
4.4 Analisa Pemodelan LRT dengan Penambahan *Shock Absorber* Pada Kedua Sisi *Automatic Coupler* dengan Variasi Kecepatan dengan *Input* Sinusoidal.

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dari penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler* terhadap

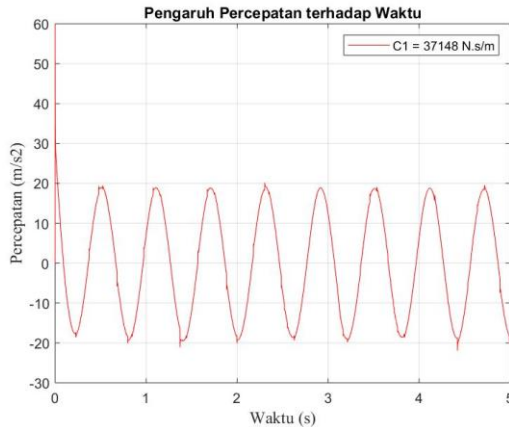
sistem rangkaian LRT. Pada sistem ini, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan dan percepatan getaran yang dialami oleh LRT terhadap waktu. Setelah dilakukan simulasi untuk variasi kecepatan. Hal yang kemudian dilakukan adalah melakukan simulasi yang sama dengan diagram blok yang sama hanya saja menggunakan *input* sinusoidal dengan variasi kecepatan. Nilai konstanta redam dan pegas didapatkan dari simulasi yang sudah dilakukan dengan *input* step. Tujuan dari simulasi ini yaitu untuk mendapatkan nilai ketahanan yang dirasakan penumpang dari setiap kenaikan kecepatan.

4.4.1 Respon Dinamis Sistem LRT dengan Penambahan *Shock Absorber* Pada Kedua Sisi *Automatic Coupler* dengan Variasi Kecepatan

Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem dikarenakan akibat beban harmonik, serta untuk melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi steady state. Variasi kecepatan yang digunakan yaitu 10 km/h sampai 100 km/h dengan kelipatan 10 km/h.



(a)



(b)

Gambar 4.5 (a) Respon rasio perpindahan terhadap waktu pada kecepatan 60 km/h; (b) Respon percepatan terhadap waktu pada kecepatan 60 km/h

Pada Gambar 4.5 merupakan hasil dari simulasi dengan *input* sinusoidal dimana amplitude yang diberikan adalah 0,03 m dan nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N/m dan konstanta redam sebesar 37.148 N.s/m dengan variasi kecepatan.

a. Perbandingan RMS (Root Mean Square) Percepatan dan Perpindahan Setiap Variasi Sistem LRT

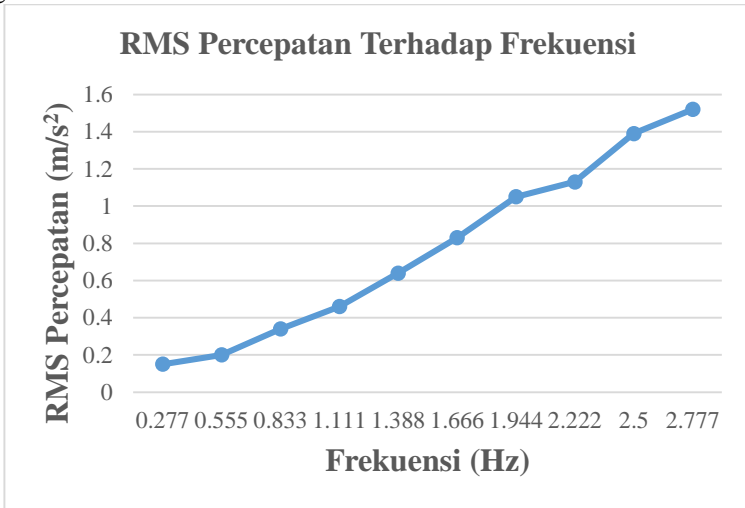
Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem suspensi primer dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi sinusoidal yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 60 km/h hingga 100 km/h dengan kenaikan setiap 20 km/h. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dalam satuan Hz menggunakan persamaan $f = v\lambda$, dengan mengasumsikan nilai λ (panjang jalan) sebesar 10 m. Setelah itu, nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik kenyamanan ISO 2631.

Tabel 4. 2 Nilai RMS Percepatan, Kecepatan dan Perpindahan dari Sistem LRT

Frekuensi (Hz)	K = 16.268 N/m ; C = 37.148 N.s/m
	RMS Percepatan (m/s ²)
0,277	0,15
0,555	0,2
0,833	0,34
1,111	0,46
1,388	0,64
1,666	0,83
1,944	1,05
2,222	1,13
2,5	1,39
2,777	1,52

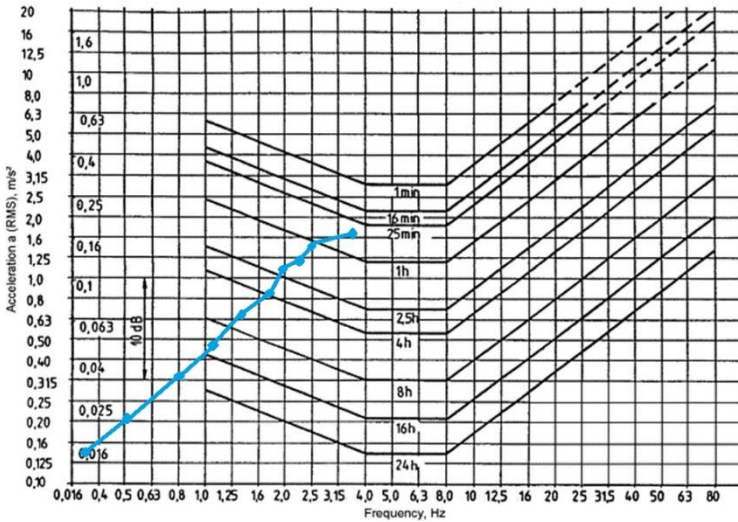
Frekuensi (Hz)	K = 16.268 N/m ; C = 37.148 N.s/m	
	RMS Percepatan (m/s ²)	RMS Ratio Perpindahan
0,277	0,15	0,006
0,555	0,2	0,0077
0,833	0,34	0,0076
1,111	0,46	0,0073
1,388	0,64	0,007
1,666	0,83	0,0064
1,944	1,05	0,006
2,222	1,13	0,0057
2,5	1,39	0,0054
2,777	1,52	0,0052

Grafik perbandingan nilai RMS percepatan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada gambar berikut



Gambar 4. 6 RMS Percepatan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem LRT

Pada Gambar 4.6 dapat diketahui plotting RMS percepatan kendaraan terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan berdasarkan ISO 2631.



Gambar 4. 7 Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO-2631

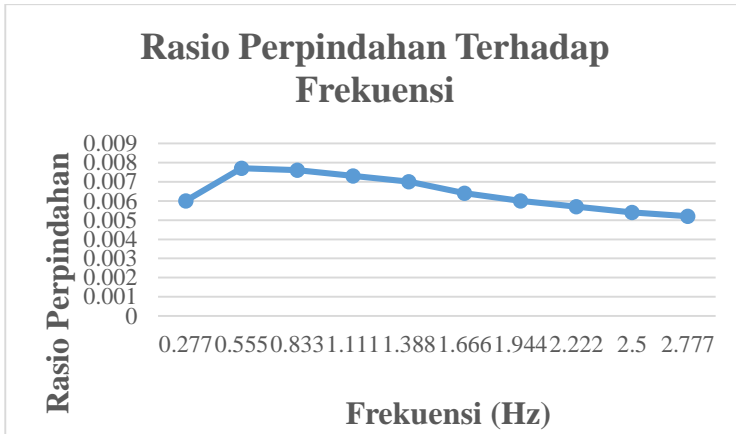
Berdasarkan Gambar 4.7, grafik ketahanan kendaraan, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 37.148 Ns/m dan konstanta pegas dapat diketahui bahwa pada kecepatan 10 km/h ketahanan kendaraan mencapai lebih dari 24 jam, pada kecepatan 20-30km/h ketahanan kendaraan mencapai 16-24 jam, pada kecepatan 40km/h ketahanan kendaraan mencapai 8-16 jam, pada kecepatan 50km/h ketahanan kendaraan mencapai 4-8 jam, pada kecepatan 60 km/h ketahanan kendaraan mencapai 4 jam, pada kecepatan 70-90 km/h ketahanan kendaraan mencapai 1-2,5 jam dan pada kecepatan 100 km/h ketahanan kendaraan mencapai 25 menit-1 jam. Berdasarkan grafik ISO 2631 kendaraan dengan variasi kenaikan kecepatan yang diberikan maka ketahanan yang dirasakan pengemudi akan semakin singkat. Nilai respon ketahanan kendaraan dapat diketahui pada Tabel 4.3

Tabel 4. 3 Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Konstanta Redaman

Kecepatan Kendaraan (km/h)	Ketahanan Pengemudi
10	>24 jam
20	16-24 jam
30	16-24 jam
40	8-16 jam
50	4-8 jam
60	4 jam
70	1-2,5 jam
80	1-2,5 jam
90	1-2,5 jam
100	25 menit-1 jam

Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem peredam dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi sinusoidal yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/h hingga 100 km/h dengan kenaikan setiap 10 km/h. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dalam satuan Hz menggunakan persamaan $f = v\lambda$, dengan mengasumsikan nilai λ (panjang jalan) sebesar 10 m. Setelah itu, nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik kenyamanan ISO 2631.

Selanjutnya, grafik perbandingan nilai RMS percepatan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4. 8 RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan yang Menggunakan Sistem LRT

Gambar 4.8 merupakan grafik rasio perpindahan (*displacement ratio*) terhadap variasi kecepatan kendaraan, dimana X_{rms} menunjukkan respon perpindahan RMS penumpang dan X menunjukkan amplitudo yang digunakan. Nilai RMS merupakan nilai efektif dari nilai yang divariasikan dimana setiap kecepatan kendaraan yang divariasikan akan memiliki nilai X_{rms}/X yang bervariasi pula.

Dari tabel 4.13 yaitu perpindahan RMS dari sistem LRT, didapatkan grafik seperti pada gambar 4.11. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa ketika kecepatan 20 km/h berada pada titik puncak saat frekuensi 0,55 Hz dan nilai X_{rms}/X sebesar 0,0077. Grafik menurun seiring bertambahnya kecepatan hingga mencapai titik terendah pada kecepatan 100 km/h saat frekuensi 2,77 Hz dengan nilai X_{rms}/X 0,0052. Pada simulasi digunakan lamda sebesar 10 m dan amplitudo sebesar 0,03.

$$\frac{X_{RMS}}{X} = 0,0077$$

$$X_{RMS} = 0,0077 X$$

$$X_{RMS} = 0,0077 (0,03 \text{ m})$$

$$X_{RMS} = 0,00023 \text{ m}$$

Hal ini menunjukkan bahwa nilai *input* sinusoidal sebesar 0,03 dapat mentransmisikan perpindahan sebesar 0,00023 m ke bodi kendaraan dan penumpang ketika kecepatan mencapai 20 km/jam.

4.5 Sistem Suspensi Hidrolik LRT

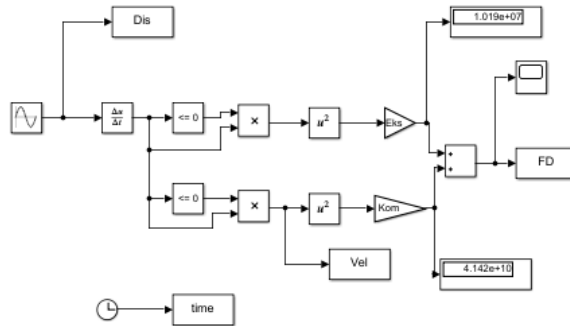
Penyusunan sistem suspensi hidrolik ini bertujuan untuk melihat respon gaya redam dengan variasi frekuensi serta variasi diameter *orifice* yang diberi *input* sinusoidal. Berikut adalah parameter yang dibutuhkan untuk mensimulasikan sistem ini.

Tabel 4. 4 Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik

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
	0,00124 m			1 Hz
	0,0015 m			1,5 Hz
	0,00175 m			2 Hz

4.5.1 Diagram Blok Sistem Suspensi Hidrolik LRT

Berikut adalah susunan blok diagram untuk mensimulasikan variasi frekuensi dan variasi diameter *orifice*.

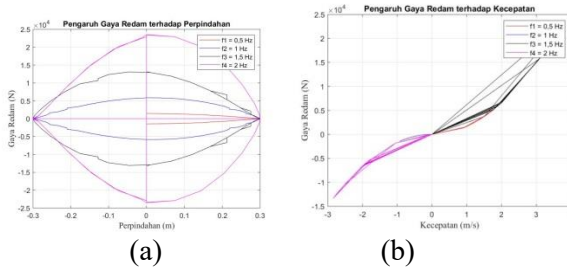


Gambar 4.9 Diagram Blok Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik

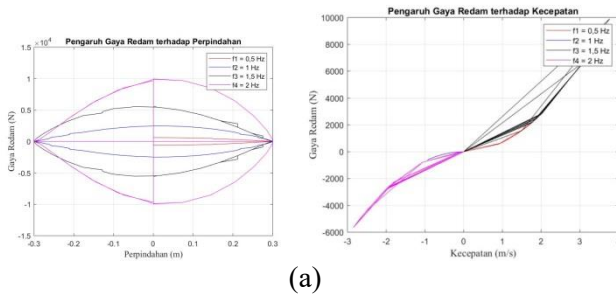
Pada Gambar 4.9 menunjukkan dari diagram block diatas akan disimulasikan sehingga didapatkan grafik gaya redam yang terjadi apabila diberi variasi frekuensi dan variasi diameter *orifice*. Kemudian dari grafik yang dihasilkan dapat dilihat berapa besar gaya kompresi dan ekspansi yang terjadi pada suspense hidrolik.

4.5.2 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik

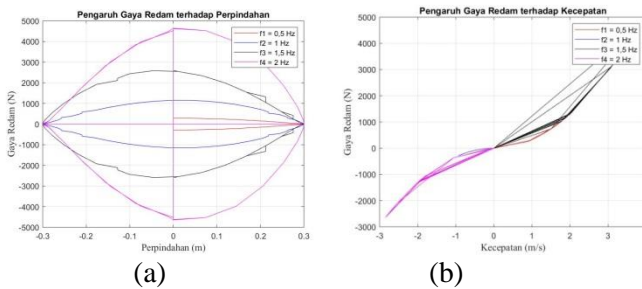
Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api dan mendapatkan nilai konstanta redam yang paling baik, langkah selanjutnya membahas respon dari simulasi sistem suspensi hidrolik untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling cocok.



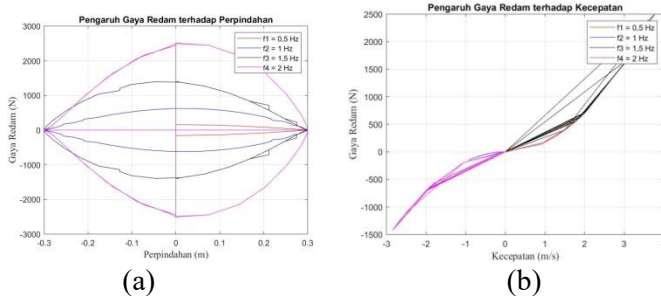
Gambar 4. 10 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1 \times 10^{-3}$ m); **(b)** Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1 \times 10^{-3}$ m)



(b)
Gambar 4. 11 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,24 \times 10^{-3}$ m); **(b)** Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,24 \times 10^{-3}$ m)



Gambar 4. 12 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,5 \times 10^{-3}$ m); **(b)** Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,5 \times 10^{-3}$ m)



Gambar 4. 13 (a) Respon Gaya Redam terhadap perpindahan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,75 \times 10^{-3}$ m); **(b)** Respon Gaya Redam terhadap kecepatan ($D_p = 5 \times 10^{-2}$ m dan $D_o = 1,75 \times 10^{-3}$ m)

Gambar 4.10-13 (a) merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan Gambar 4.13-16 (b) kecepatan pada massa jenis minyak ($\rho = 860$ kg/m³), diameter piston ($D_p = 3$ cm) dan diameter orifice ($D_o = 1-1,75$ mm) dengan variasi frekuensi. Pada gambar 4.10 (a) menunjukkan respon gaya redam terhadap perpindahan, dimana pada saat 0 (nol) berarti posisi piston berada pada setengah volume dari silinder, pada saat 0,3 m berarti piston berada tepat pada posisi titik mati atas dari silinder dan -0,3 m menunjukkan posisi piston tepat pada titik mati bawah silinder. Pada saat piston bergerak untuk kompresi dari titik mati bawah sampai dengan pertengahan silinder gaya redam yang dihasilkan adalah maksimal, kemudian pada saat sampai di titik mati atas maka gaya redam yang dihasilkan nol. Begitu pula pada saat piston bergerak untuk ekspansi dari titik mati atas dimana gaya redam yang dihasilkan nol, kemudian saat mencapai pertengahan silinder akan menghasilkan gaya redam maksimal dan ketika mencapai titik mati bawah akan menghasilkan gaya redam sebesar nol. Begitu pula terjadi pada gambar 4.11-13 (a). Pada

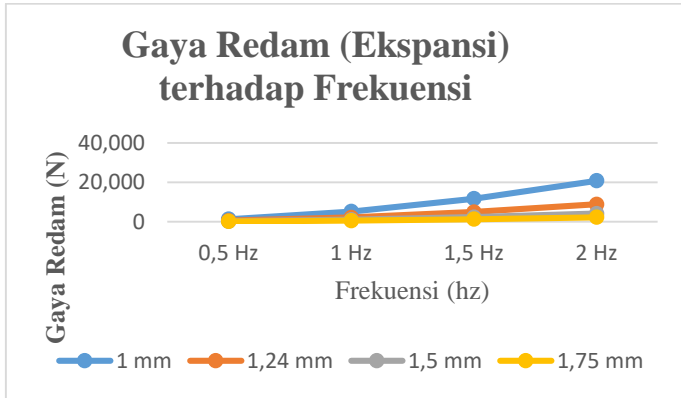
gambar 10 (b) menunjukkan respon gaya redam terhadap kecepatan, dimana pada saat kecepatan 0 (nol) berarti posisi piston sedang berada pada titik mati atas dan titik mati bawah, pada saat kecepatan nol m/s maka gaya redam yang dihasilkan juga nol. Gaya redam maksimum dihasilkan pada saat kecepatan piston berada pada pertengahan antara titik mati atas dan bawah. Begitu pula pada gambar 4.11-4.13 (b). 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 hidrolis pada Tabel 4.15.

Tabel 4. 5 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter *Orifice*

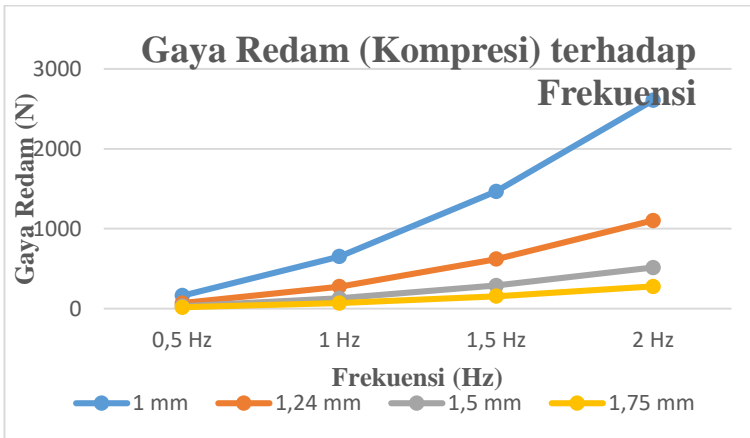
Diame ter <i>Orifice</i>	Gaya Redam							
	0,5 Hz		1 Hz		1,5 Hz		2 Hz	
	Ko m	Eks	Ko m	Eks	Ko m	Eks	Ko m	Eks
1 mm	1.3 01	163	5.2	651 ,8	11.7 00	1.4 66	20.7 90	2.6 06
1,24 mm	550	68, 93	2.2 00	275 ,7	4.94 9	620 ,2	8.79 5	1.1 02
1,5 mm	256 ,9	32, 19	1.0 27	128 ,8	2.31 1	289 ,6	4.10 8	514 ,7
1,75 mm	138 ,7	17, 38	554 ,6	69, 5	1.24 8	156 ,3	2.21 7	277 ,8

Berdasarkan Tabel 4.5 didapatkan grafik seperti yang terlihat pada Gambar 4.14 dan Gambar 4.15. 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. 14 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter *Orifice* (D_o : 1-1,75 mm)



Gambar 4. 15 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi

Hidrolik pada Masing-Masing Diameter *Orifice*
(Do : 1-1,75 mm)

Pada Gambar 4.14 dan 4.15 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 $f = v \lambda$, 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 4.6 .

Tabel 4. 6 Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik

Diameter Orifice (m)	Konstanta Redam (Ns/m)
0,001	87.942
0,00124	37.148
0,0015	17.336
0,002	5.497

Berdasarkan Tabel 4.12 diameter 1,24 mm sesuai dengan konstanta redaman 37.148 Ns/m. Oleh karena itu, diameter orifice tersebut bisa dipasangkan pada sistem LRT dengan penambahan *shock absorber* pada kedua sisi *automatic coupler*.

4.6 Dimensi Suspensi Hidrolik

Setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan *input* step dan sudah dipilih jika nilai konstanta pegas sebesar 16.268 N/m. Kemudian dilakukan perhitungan spesifikasi pegas *absorber* yang direncanakan dilakukan berdasarkan teori *Helical Compression Spring* oleh Deutschman (1975) dalam buku “*Machine Design Theory and Practice*” dengan data yang diketahui sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 \text{Shear modulus steel (G)} &= 12 \times 10^6 \text{ Psi} \\
 \text{Konstanta pegas (k}_4\text{)} &= 16.268 \text{ N/m} \\
 \text{Diameter Pegas (D)} &= 0,08 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\text{Panjang Pegas (l)} = 0,5 \text{ m}$$

Selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mencari banyaknya lilitan dengan rumusan

$$l = 2\pi DN_a$$

$$0,5 \text{ m} = 2\pi \cdot 0,08 \text{ m} \cdot N_a$$

$$N_a = 1 \text{ lilitan}$$

Untuk pegas jenis *squared end*, maka

$$N_a = 1 + 1,5$$

$$N_a = 2,5 \text{ lilitan}$$

Setelah mendapatkan jumlah lilitan

$$N_a = \frac{Gd^4}{64KD^3}$$

$$2,5 = \frac{12 \times 10^6 d^4}{64 \times 16.268 \frac{N}{m} \times 0,08^3}$$

$$d^4 = 1,665 \times 10^{-8} \text{ m}$$

$$d = 0,019 \text{ m}$$

$$D = \frac{D_{\text{besar}} + D_{\text{kecil}}}{2}$$

$$D = \frac{D_{\text{luar}} + D_{\text{dalam}}}{2}$$

$$D = \frac{(D_{\text{dalam}} + d) + D_{\text{dalam}}}{2}$$

$$0,08 \text{ m} = \frac{(D_{\text{dalam}} + 0,019 \text{ m}) + D_{\text{dalam}}}{2}$$

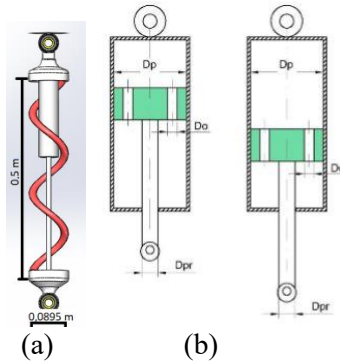
$$0,08 \text{ m} = \frac{(D_{\text{dalam}} + 0,019 \text{ m}) + D_{\text{dalam}}}{2}$$

$$0,160 \text{ m} = 2D_{\text{dalam}} + 0,019 \text{ m}$$

$$D_{\text{dalam}} = 0,0705 \text{ m}$$

$$D_{\text{luar}} = D_{\text{dalam}} + 0,019 \text{ m}$$

$$D_{luar} = 0,0895 \text{ m}$$



Gambar 4. 16(a) Pemodelan fisik *Shock Absorber*;
(b)Pemodelan fisik silinder hidrolik *Shock Absorber*

Gambar 4.16(a) dan (b) merupakan pemodelan fisik dari *shock absorber* yang sebelumnya sudah dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai konstanta pegas dan redam. Sehingga dari perhitungan diatas dapat ditentukan dimensi untuk suspensi dengan besar konstanta pegas sebesar 11.160 N/m yang akan dibuat, dengan besar diameter kawat sebesar 0,019 m , diameter pegas luar sebesar 0,0895 m, diameter pegas dalam sebesar 0,0705 m, dengan banyak lilitan sebesar 2,5 lilitan dengan panjang 0,5 m.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis respon dinamis pada rangkaian LRT yang terdiri dari 2 buah *main car* dan sebuah *trailer car* pada *automatic coupler* yang diberi peredam (*shock absorber*) pada kedua sisi *coupler* dapat disimpulkan sebagai berikut:

- 1 Perancangan peredam untuk *automatic coupler* pada LRT dilakukan dengan mendesain *shock absorber* yang terdiri dari pegas dan silinder *hydraulic* yang diletakkan pada kedua sisi dari *automatic coupler* dimana akan didapatkan respon dinamis dari *main car* dan *trailer car* dengan memvariasikan nilai konstanta redam dan konstanta pegas.
- 2 Respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang dialami oleh penumpang untuk konstanta pegas 37.148 N.s/m memiliki nilai yang paling kecil dibandingkan variasi konstanta redam yang lain serta memiliki waktu untuk *steady* paling cepat dengan *damping ratio* sebesar 0,5.
- 3 Respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang dialami oleh penumpang untuk konstanta pegas 16.268 N/m memiliki nilai yang paling kecil dibandingkan variasi konstanta redam yang lain serta memiliki waktu untuk *steady* paling cepat dengan *damping ratio* sebesar 0,42.
- 4 Diameter orifice 1,24 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem peredam pada *automatic coupler* dengan penggunaan konstanta redam 37.148 Ns/m. Sehingga dari perhitungan dapat ditentukan dimensi untuk *shock absorber* dengan besar konstanta pegas sebesar 11.160 N.s/m yang akan dibuat, dengan besar diameter kawat sebesar 0,019 m , diameter pegas sebesar 0,08 m, dengan banyak lilitan sebesar 2,5 lilitan dengan panjang 0,5 m

5.2 **Saran**

Saran yang diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

- 1 Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan kunjungan ke PT. INKA agar bisa mendapatkan parameter-parameter yang diperlukan untuk simulasi pada *Simulink* MATLAB langsung sehingga hasil yang didapatkan bisa lebih akurat.
- 2 Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba menguji eksperimen system suspensi hidrolik untuk LRT pada jenis variasi lainnya untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan.

DAFTAR PUSTAKA

- Ansari, M., & Esmailzadeh, E. (2009). *Longitudinal Dynamics of Freight Trains*. Canada: University of Ontario Institute of Technology.
- Antokida, Y. (2019). *Statistik Daerah Provinsi DKI Jakarta 2019*. Jakarta: Badan Pusat Statistik.
- Hidate. (2018, September 28). *Shock Absorber*. Retrieved from Shock Absorber: akuhidate.blog.uns.ac.id/shock-absorber/
- INKA. (2017, September 10). *Light Rail Transit*. Retrieved from INKA: <http://www.inka.co.id/product/view/70>
- Jr, W. D. (1926). The Tractive Resistance of Electric Locomotive and Cars. *Source of Data-Train Resistance Classified-Discussion of the Three Main Classes-Formulas for Total Resistance-Tables and Charts*, XXIX(10), 23.
- Kalista, B. (2018). *Studi Numerik Mechanical Coupler Head Menggunakan Metode Elemen Hingga*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Massa, A., Stronati, L., Aboubakr, A. K., Shabana, A. A., & Bosso, N. (2012). *Numerical study of the noninertial systems: application to train coupler systems*. Chicago : University of Illinois.
- Muttaqien, A., & Syaifudin, A. (2018). *Perancangan Coupler untuk LRT di Indonesia*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Pangastuti, P. S., & Guntur, H. L. (2017). Analisis Perbandingan Respon Dinamis Dari Kendaraan Yang Menggunakan Shock Absorber Hidrolis Dan Yang Menggunakan Sistem Peredam Dual Flywheel . *Jurnal Teknik ITS*, 6(1), 6.

- Rao, S. (2011). *Mechanical Vibrations Fifth Edition*. Miami: Pearson Education, Inc.
- Seno, S. (2014). *Light Rail Transit (LRT)*. Bekasi: Sekolah Tinggi Transportasi Darat.
- Serajian, R., & Mohammadi, S. (2015). *Effect of the Change in Autocoupler Parameter on in-Train Longitudinal Force During Brake Application*. Tehran: Iran University of Science and Technology.
- System, S. (2016). *Voith Turbo Scharfenberg*. German: GmbH&Co.KG.
- Theo, A. (2019). *Prototyping Coupler LRT Skala Laboraturium*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Yao, S., Tan, B., Xu, P., & Che, Q. (2019, July 2019). Experimental and Theoretical study on impact characteristic of multiple unit coupler. *Thin-Walled Structures*, p. 10.
- Zahro, D. R. (2017). *Analisis Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redaman terhadap Respon Dinamis Suspensi Primer dan Perancangan Ulang Diameter Orifice pada Shock Absorber Kereta Api Tipe Ekonomi*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

LAMPIRAN

Lampiran 1

Coding m-file pada MATLAB Simulink dengan *Input* (Step) Perpindahan dengan Variasi Nilai Konstanta Redam dan Nilai Konstanta Pegas 11.160 N/m

```
%parameter simulasi
```

```
%Massa LRT
```

```
ML = 39086.2; %massa motor car
```

```
MC = 100; %massa coupler
```

```
MG = 40924.8; %massa trailer car
```

```
%Konstanta Pegas dan Redam
```

```
K1 = 11160;
```

```
C1 = 15000;
```

```
C2 = 9500;
```

```
C3 = 12500;
```

```
C4 = 17000;
```

```
%Rolling resistance
```

```
Rr1 = 1075.6; %RR motor car V=60km/h
```

```
Rr2 = 600.15; %RR trailer car V=60km/h
```

```
Rr3 = 1380; %RR motor car V=80km/h
```

```
Rr4 = 693; %RR trailer car V=80km/h
```

```
Rr5 = 1712.5; %RR motor car V=100km/h
```

```
Rr6 = 792.2; %RR trailer car V=100km/h
```

```
sim('LRTFIXC1')% simulasi
```

```
figure (10)
```

```
plot (Time,XL,'red');hold on;
```

```
plot (Time1,XL3,'blue');hold on;
```

```
plot (Time2,XL5,'black');hold on;
```

```
plot (Time3,XL7,'green');hold on;
```

```
xlabel ('Waktu (s)', 'FontSize',12, 'Fontname', 'Times New Roman');
```

```

ylabel ('Perpindahan (m)', 'FontSize', 12, 'Fontname', 'Times New Roman');
legend ('C1 = 15000 N.s/m', 'C2 = 37148 N.s/m', 'C3 = 55723 N.s/m', 'C4 = 92871 N.s/m');
title ('Pengaruh Perpindahan terhadap Waktu');
grid on;
figure (11)
plot (Time, XDL, 'red'); hold on;
plot (Time1, XDL3, 'blue'); hold on;
plot (Time2, XDL5, 'black'); hold on;
plot (Time3, XDL7, 'green'); hold on;
xlabel ('Waktu (s)', 'FontSize', 12, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel ('Kecepatan (m/s)', 'FontSize', 12, 'Fontname', 'Times New Roman');
legend ('C1 = 15000 N.s/m', 'C2 = 37148 N.s/m', 'C3 = 55723 N.s/m', 'C4 = 92871 N.s/m');
title ('Pengaruh Kecepatan terhadap Waktu'); grid on;
figure (12)

```

```

plot (Time, XDDL, 'red'); hold on;
plot (Time1, XDDL3, 'blue'); hold on;
plot (Time2, XDDL5, 'black'); hold on;
plot (Time3, XDDL7, 'green'); hold on;
xlabel ('Waktu (s)', 'FontSize', 12, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel ('Percepatan (m/s2)', 'FontSize', 12, 'Fontname', 'Times New Roman');
legend ('C1 = 15000 N.s/m', 'C2 = 37148 N.s/m', 'C3 = 55723 N.s/m', 'C4 = 92871 N.s/m');
title ('Pengaruh Percepatan terhadap Waktu');
grid on;

```

- *Coding* m-file pada MATLAB Simulink dengan *Input* (Step) Perpindahan dengan Variasi Nilai Konstanta Pegas dan Nilai Konstanta Redam 37.148 N.s/m
%parameter simulasi

%Massa LRT

ML = 39086.2; %massa motor car

MC = 269; %massa coupler

MG = 40924.8; %massa trailer car

%Konstanta Pegas dan Redam

K1 = 11160;

K2 = 12362;

K3 = 13020;

K4 = 16268;

C1 = 37148;

%Rolling resistance

Rr1 = 1075.6; %RR motor car V=60km/h

Rr2 = 600.15; %RR trailer car V=60km/h

Rr3 = 1380; %RR motor car V=80km/h

Rr4 = 693; %RR trailer car V=80km/h

Rr5 = 1712.5; %RR motor car V=100km/h

Rr6 = 792.2; %RR trailer car V=100km/h

fges1 = 5745.67;

fges2 = 6015.9 ;

sim ('LRTFIXK1')

% simulasi

figure (7)

plot (Time2,XL5,'red');hold on;

plot (Time,XL,'blue');hold on;

plot (Time1,XL3,'black');hold on;

plot (Time3,XL7,'green');hold on;

xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');

ylabel ('Perpindahan (m)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');

legend ('K1=11160 N/m','K2=12362 N/m','K3=13020 N/m','K4=16268 N/m');

```

title ('Pengaruh Perpindahan terhadap Waktu');
grid on;
figure (8)
plot (Time2,XDL5,'red');hold on;
plot (Time,XDL,'blue');hold on;
plot (Time1,XDL3,'black');hold on;
plot (Time3,XDL7,'green');hold on;
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Kecepatan (m/s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('K1=11160 N/m','K2=12362 N/m','K3=13020 N/m','K4=16268 N/m');
title ('Pengaruh Kecepatan terhadap Waktu');
grid on;
figure (9)

```

```

plot (Time2,XDDL5,'red');hold on;
plot (Time,XDDL,'blue');hold on;
plot (Time1,XDDL3,'black');hold on;
plot (Time3,XDDL7,'green');hold on;
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Percepatan (m/s2)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
legend ('K1=11160 N/m','K2=12362 N/m','K3=13020 N/m','K4=16268 N/m');
title ('Pengaruh Percepatan terhadap Waktu');
grid on;

```

Lampiran 3

- *Coding* m-file pada MATLAB Simulink dengan *Input* (Sinusoidal) Kecepatan dengan Variasi Kecepatan


```

%parameter simulasi
%Massa LRT
ML = 39086.2; %massa motor car
MC = 100; %massa coupler

```



```

MG = 40924.8; % massa trailer car
H = 0.03;%amplitudo
%Konstanta Pegas dan Redam
K1 = 11160;
C1 = 37148;
%Rolling resistance
Rr1 = 1.7125; %RR motor car V=60km/h
Rr2 = 0.7922; %RR trailer car V=60km/h
Rr3 = 1.0756; %RR motor car V=80km/h
Rr4 = 0.60015; %RR trailer car V=80km/h
Rr5 = 1.7125; %RR motor car V=100km/h
Rr6 = 0.7922; %RR trailer car V=100km/h

```

```

pi = 22/7;
frek1 = 2.22;
frek2 = 2.77;
frek3 = 1.67;
sim ('LRTFIXSIN1')
% simulasi

```

```

figure (5)
plot (Time,XL,'red');hold on;
plot (Time3,XL7,'blue');hold on;
plot (Time4,XL9,'green');hold on;
plot (Time1,XL3,'magenta');hold on;
xlabel ('Waktu (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Perpindahan (m)','FontSize',12,'Fontname','Times New
Roman');
legend ('C1 = 15000 N.s/m','C2 = 37148 N.s/m','C3 = 55723
N.s/m','C4 = 92871 N.s/m');
title ('Pengaruh Perpindahan terhadap Waktu');grid on;

```

```

figure (6)
plot (Time,XDDL,'red');hold on;
plot (Time3,XDDL7,'blue');hold on;

```

```

plot (Time4,XDDL9,'green');hold on;
plot (Time1,XDDL3,'magenta');hold on;
xlabel ('Waktu (s)',FontSize',12,Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Percepatan (m/s2)',FontSize',12,Fontname','Times New Roman');
legend ('C1 = 15000 N.s/m','C2 = 37148 N.s/m','C3 = 55723 N.s/m','C4 = 92871 N.s/m');
title ('Pengaruh Percepatan terhadap Waktu');grid on;

```

Lampiran 5

- Coding m-file pada MATLAB Simulink dengan *Input* (Sinusoidal)

Kecepatan dengan Variasi Frekuensi % Massa LRT

Mm = 39086.2; % Kg (Massa motorcar)

Mt = 40924.8; % Kg (Massa trailer car)

M = 119097.2; % Kg (Massa total)

% Nilai pegas dan konstanta redaman

K = 11160; % N/m (konstanta kekakuan pegas)

C1 = 37148; % Ns/m (konstanta peredam 1)

% Parameter lain

a = 1; % m/s² (percepatan)

a1 = 1.34; % m/s² (perlambatan)

v1 = 11.11; % m/s (40km/jam)

v2 = 0.01667; % m/s (60km/jam)

v3 = 0.02222; % m/s (80km/jam)

v4 = 0.02778; % m/s (100km/jam)

phi = 3.14; % konstanta

rho = 860; % kg/m³ (densitas minyak)

% Frekuensi dan frekuensi natural

f1 = 0.5;

f2 = 1;

f3 = 1.5;

```
f4 = 2;
w1 = 2*phi*f1; % rad/sec (w pada 40km/jam)
w2 = 2*phi*f2; % rad/sec (w pada 60km/jam)
w3 = 2*phi*f3; % rad/sec (w pada 80km/jam)
w4 = 2*phi*f4; % rad/sec (w pada 100km/jam)
```

```
% Diameter dan Luasan
```

```
Do = 0.001 ;% m (d orifice)
Dp = 0.05; % m (d piston)
Dpr = 0.0354; % m (d piston rod)
Aoe = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice ekspansi)
Aok = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice kompresi)
Ap = phi*(Dp/2)^2; % m2 (A piston)
Apr = phi*(Dpr/2)^2; % m2 (A piston rod)
```

```
% Ekspansi
```

```
Eks = 0.5*rho*(Ap-Apr)*(((Ap-Apr/Aoe)^2)-1)*v2^2;
```

```
% Kompresi
```

```
Kom = 0.5*Ap*rho*(((Ap/Aok)^2)-1)*v2^2;
```

```
sim ('DAMPINGFORCE1')
```

```
figure (1)
```

```
plot (cek1,hasil,'red');hold on;grid on;
plot (cek3,hasil1,'blue');hold on;grid on;
plot (cek4,hasil2,'black');hold on;grid on;
plot (cek6,hasil3,'magenta');hold on;grid on;
plot (cek9,hasil4,'red');hold on;grid on;
plot (cek11,hasil5,'blue');hold on;grid on;
plot (cek12,hasil6,'black');hold on;grid on;
plot (cek14,hasil7,'magenta');hold on;grid on;
xlabel ('Perpindahan (m)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
ylabel ('Gaya Redam (N)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
```

legend ('f1 = 0,5 Hz', 'f2 = 1 Hz', 'f3 = 1,5 Hz', 'f4 = 2 Hz');
 title ('Pengaruh Gaya Redam terhadap Perpindahan');
 grid on;

Lampiran 6

➤ Coding m-file pada MATLAB Simulink dengan *Input* (Sinusoidal) Kecepatan dengan Variasi Frekuensi

➤ % Massa LRT

Mm = 39086.2; % Kg (Massa motorcar)

Mt = 40924.8; % Kg (Massa trailer car)

M = 119097.2; % Kg (Massa total)

% Nilai pegas dan konstanta redaman

K = 11160; % N/m (konstanta kekakuan pegas)

C1 = 37148; % Ns/m (konstanta peredam 1)

% Parameter lain

a = 1; % m/s² (percepatan)

a1 = 1.34; % m/s² (perlambatan)

v1 = 11.11; % m/s (40km/jam)

v2 = 0.01667; % m/s (60km/jam)

v3 = 0.02222; % m/s (80km/jam)

v4 = 0.02778; % m/s (100km/jam)

phi = 3.14; % konstanta

rho = 860; % kg/m³ (densitas minyak)

% Frekuensi dan frekuensi natural

f1 = 0.5;

f2 = 1;

f3 = 1.5;

f4 = 2;

w1 = 2*phi*f1; % rad/sec (w pada 40km/jam)

w2 = 2*phi*f2; % rad/sec (w pada 60km/jam)

w3 = 2*phi*f3; % rad/sec (w pada 80km/jam)

w4 = 2*phi*f4; % rad/sec (w pada 100km/jam)

% Diameter dan Luasan

Do = 0.003 ;% m (d orifice)

Dp = 0.05; % m (d piston)

Dpr = 0.0354; % m (d piston rod)

Aoe = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice ekspansi)

Aok = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice kompresi)

Ap = phi*(Dp/2)^2; % m2 (A piston)

Apr = phi*(Dpr/2)^2; % m2 (A piston rod)

% Ekspansi

Eks = 0.5*rho*(Ap-Apr)*(((Ap-Apr/Aoe)^2)-1)*v2^2;

% Kompresi

Kom = 0.5*Ap*rho*(((Ap/Aok)^2)-1)*v2^2;

sim ('DAMPINGFORCEV1')

figure (8)

plot (cek10,hasil5,'red');hold on;grid on;

plot (Vel,hasil,'blue');hold on;grid on;

plot (cek15,hasil7,'black');hold on;grid on;

plot (cek5,hasil2,'magenta');hold on;grid on;

xlabel ('Kecepatan (m/s)', 'FontSize',12, 'Fontname', 'Times New Roman');

ylabel ('Gaya Redam (N)', 'FontSize',12, 'Fontname', 'Times New Roman');

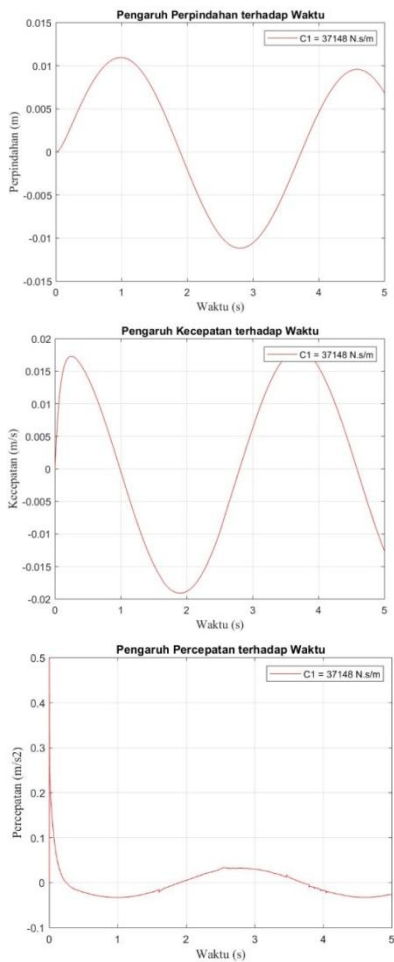
legend ('f1 = 0,5 Hz', 'f2 = 1 Hz', 'f3 = 1,5 Hz', 'f4 = 2 Hz');

title ('Pengaruh Gaya Redam terhadap Kecepatan');

grid on;

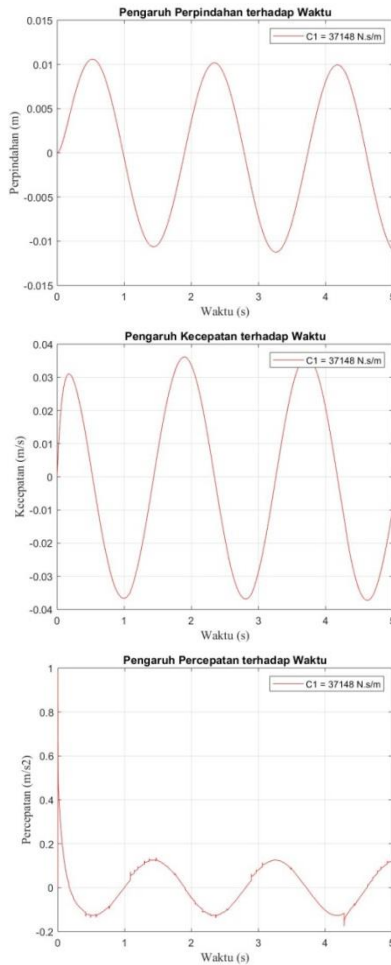
Lampiran 7

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 10 km/h dengan *input* sinusoidal



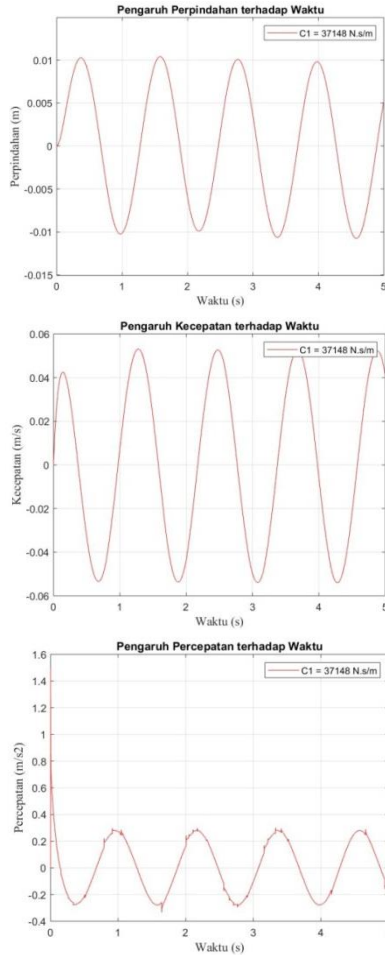
Lampiran 8

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 20 km/h dengan *input* sinusoidal



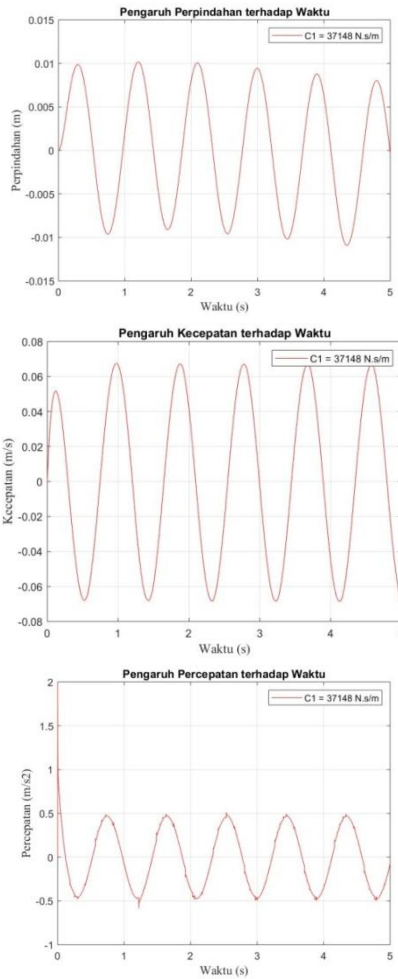
Lampiran 9

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 30 km/h dengan *input* sinusoidal



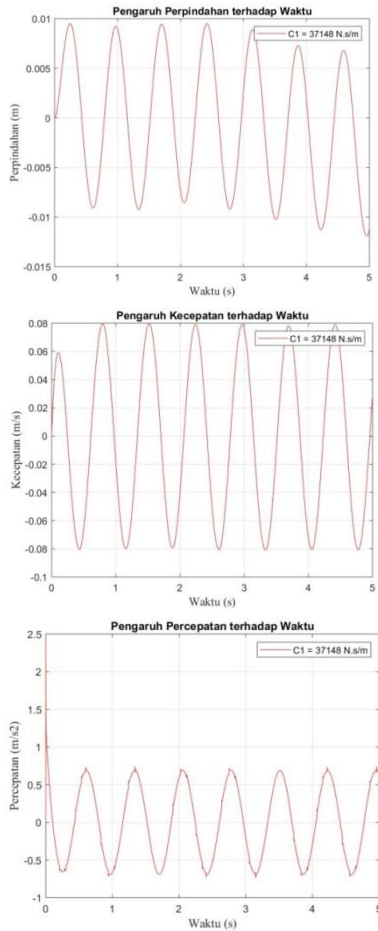
Lampiran 10

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 40 km/h dengan *input* sinusoidal



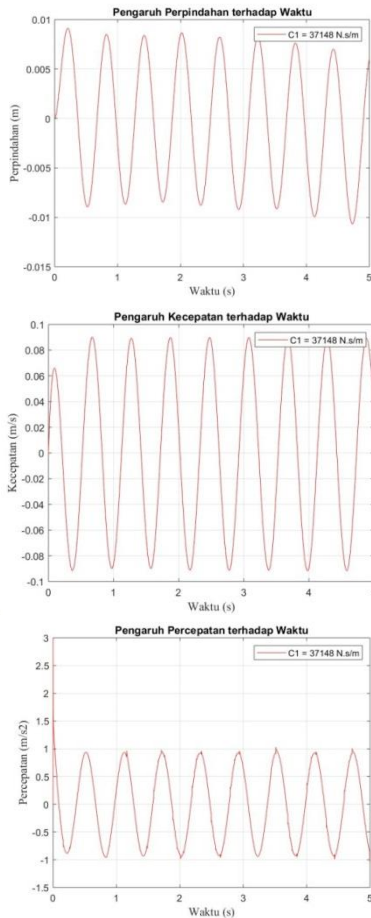
Lampiran 11

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 50 km/h dengan *input* sinusoidal



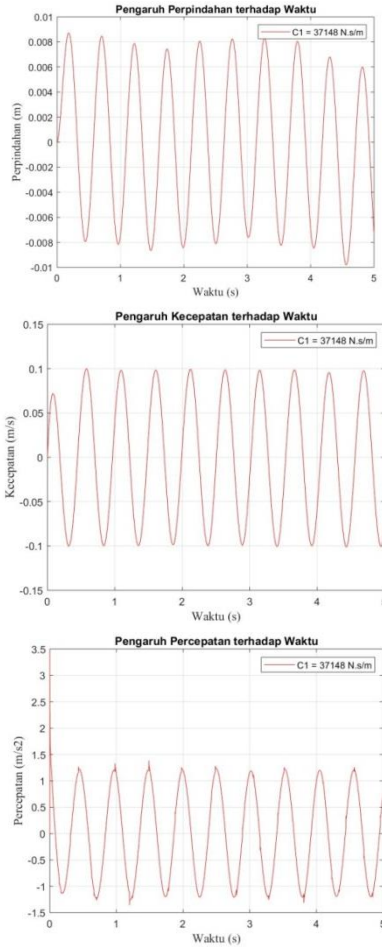
Lampiran 12

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 60 km/h dengan *input* sinusoidal



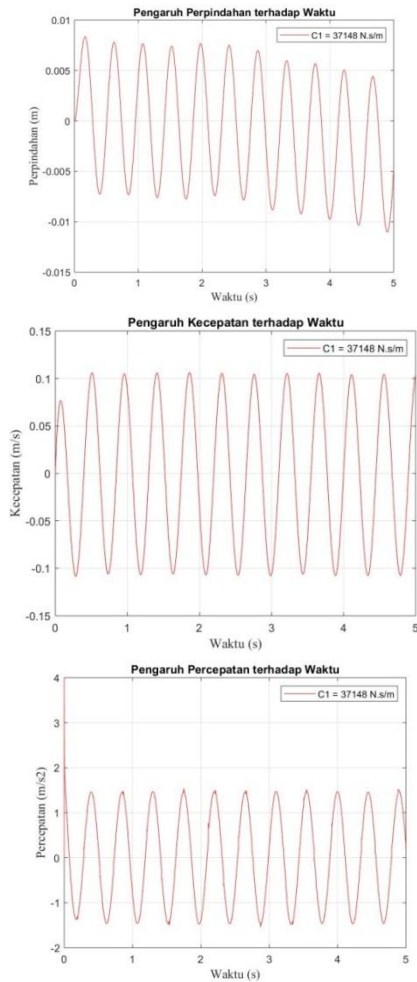
Lampiran 13

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 70 km/h dengan *input* sinusoidal



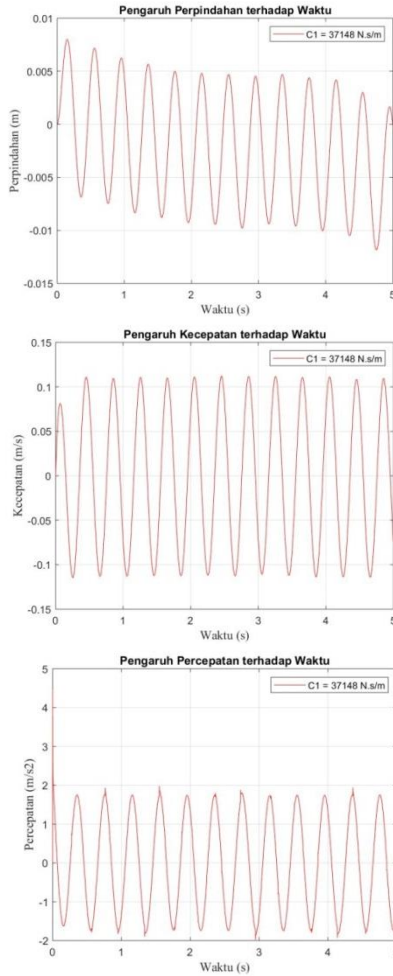
Lampiran 14

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 80 km/h dengan *input* sinusoidal



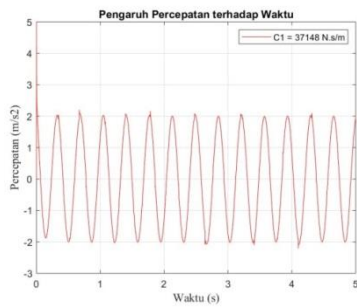
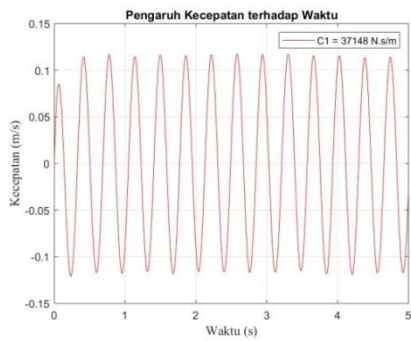
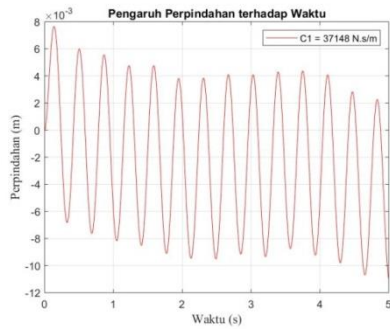
Lampiran 15

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 90 km/h dengan *input* sinusoidal



Lampiran 16

- Respon dinamis pengaruh percepatan, kecepatan, perpindahan terhadap waktu kecepatan 10 km/h dengan *input* sinusoidal



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Mutiara Puspa Kusumiyati dilahirkan di Ternate, 4 Mei 1997. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTI, ITS pada tahun 2020. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar di SDN 01 Kartoharjo Madiun, sekolah menengah pertama di SMPN 1 Madiun dan sekolah menengah atas di SMAN 2 Madiun. Terlahir dari pasangan Gembong Kusdwiarto dan Sri Ummiyati serta memiliki satu adik laki-laki yang bernama Feizal Bagoes Kusuma.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik di lingkungan kampus maupun lingkungan departemen Teknik Mesin. Penulis tergabung dalam organisasi *LBMM ITS Divisi Human Resource Development* dan mengikuti beberapa kepanitiaan *event* besar yang diadakan oleh organisasi dan institut. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi asisten laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis khususnya untuk praktikum mata kuliah mekanika getaran.

Motto hidup dari penulis adalah *“Tidak semua faktor dalam hidup ini bisa kita kontrol, kita hanya bisa berusaha sekuat tenaga. Sisanya biarkan semesta dan Tuhan yang berkuasa”* sehingga menjadikan penulis sebagai pribadi yang lebih mencoba ikhlas atas apa yang terjadi. Hal itu lah yang selalu dipegang oleh penulis dalam menjalani kehidupannya. Walaupun terkadang berat menerima kenyataan bila tidak semua usaha kita berbuah indah, tapi penulis meyakini jika selalu ada pelangi setelah hujan badai. Komunikasi dengan penulis terkait laporan Tugas Akhir ini dapat melalui email: mutiarapuspa13@gmail.com

