



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* TUNGAL  
DENGAN DUA PEGAS DAN SATU PEREDAM  
PADA *AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL  
TRANSIT (LRT)***

Nur Elyani

NRP 0211154000087

Dosen Pembimbing

Dr. Eng. 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* TUNGGAL  
DENGAN DUA PEGAS DAN SATU PEREDAM  
PADA *AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL*  
*TRANSIT (LRT)***

Nur Elyani

NRP 0211154000087

Dosen Pembimbing

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya, 2020





**FINAL PROJECT - TM184835**

***SINGLE SHOCK ABSORBER DESIGN WITH TWO  
SPRINGS AND ONE DAMPER ON AUTOMATIC  
COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

Nur Elyani

NRP 02111540000183

*Advisory Lecturer*

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

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya, 2020



**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* TUNGGAL  
DENGAN DUA PEGAS DAN SATU PEREDAM PADA  
*AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**Nur Elvani**

NRP. 02111540000087

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng (Pembimbing)  
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Penguji I)  
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
4. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T. (Penguji III)  
NIP. 198604012015041001

**SURABAYA**

**JANUARI, 2020**





**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* TUNGGAL  
DENGAN DUA PEGAS DAN SATU PEREDAM PADA  
*AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

**Nama Mahasiswa** : Nur Elyani  
**NRP** : 0211154000087  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,  
M.Eng

**ABSTRAK**

*Light Rail Transit (LRT)* adalah jenis kereta sebagai solusi sarana transportasi masal berbasis rel untuk pergerakan mengangkut barang atau penumpang dan mengurangi kemacetan kendaraan darat . Pada penelitian oleh Ady Theo L D. telah dilakukan perancang ulang *coupler* yang digunakan pada LRT dengan judul “*Prototyping LRT Skala Laboratorium*” dengan menambahkan sistem dan dua alternatif pembuka serta sistem penyimpanan pada *underframe* ketika *coupler* sedang tidak digunakan . *Coupler* sebagai komponen penyambung kereta LRT menerima beban karena adanya gaya antara *motorcar* dan *trailer car* . Akibatnya terjadilah getaran pada *coupler* Solusinya untuk meredam adanya getaran pada *coupler* ini perlu peredam yang mampu mereduksi bahkan menghilangkan getaran demi kenyamanan penumpang.

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan perancangan dan simulasi sistem suspensi *coupler* LRT dengan memvariasikan kecepatan LRT, konstanta pegas dan konstanta redam coupler terhadap karakteristik gaya redam serta respon dinamis pada kereta LRT . Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB input step dan sinusoidal. Dari perancangan shock absorber tunggal dengan dua pegas dan satu peredam pada *automatic coupler* LRT ini dapat diketahui karakteristik gaya peredam yang optimal. Setelah didapatkan persamaan gerak dari

sistem, selanjutnya dijadikan bentuk *state variable*. Kemudian membuat blok diagram pada Simulink Matlab untuk disimulasikan sehingga diperoleh konstanta pegas 1 dan 2 serta konstanta redam yang optimal. Lalu disimulasikan kembali untuk mengetahui gaya redam dengan variasi diameter orifice dengan input sinusoidal divariasikan dari 0.5 Hz hingga 2 Hz . Langkah terakhir yaitu merancang dimensi pegas .

Dari penelitian ini, didapatkan hasil bahwa penggunaan konstanta redam 40000 Ns/m dan konstanta pegas  $K1 = 11700$  N/m dan  $K2 = 36100$  N/m paling cocok untuk diterapkan pada shock absorber coupler LRT dengan susunan 1 peredam dan 2 pegas. Perubahan variasi kecepatan mempengaruhi kenyamanan kendaraan . Semakin tinggi nilai RMS percepatan maka tingkat kenyamanan kendaraan semakin bagus .Pada sistem suspensi hidraulik, perubahan variasi diameter orifice mempengaruhi besarnya gaya redam. Variasi diameter paling kecil menghasilkan nilai gaya redam yang paling besar. Selain itu, variasi diameter orifice 1,3 mm paling cocok untuk dipasangkan pada sistem shock absorber LRT dengan penggunaan konstanta redam 30000 Ns/m. Pegas sebagai K1 dan K2 yang terpasang pada sistem masing-masing terbuat dari baja dengan panjang 40 cm dilengkapi lilitan sebanyak 2,8 . Masing-masing diameter pegas sebesar 10 cm dan diameter kawat pegas 1 sebesar 7 mm kemudian pegas 2 sebesar 9mm.

**Kata kunci : Respon dinamis, Shock Absorber, karakteristik dinamis peredam, Light Rail Transit (LRT)**

***SINGLE SHOCK ABSORBER DESIGN WITH TWO  
SPRINGS AND ONE DAMPER ON AUTOMATIC COUPLER  
LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

**Student's Name** : Nur Elyani  
**NRP** : 0211154000087  
**Departement** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Advisory Lecturer** : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T.,  
**M.Eng.**

**ABSTRACT**

*Light Rail Transit (LRT) is a type of train used as a rail-based mass transportation means for transporting goods or passengers and reducing road congestion. In research by Ady Theo L. D. a redesign of the coupler was used on the LRT with the title "Laboratory Scale LRT Prototyping" by adding a system and two opening alternatives and a storage system on the underframe when the coupler was not in use. Coupler as a component connecting the LRT train receives the burden because of the force between the motorcar and trailer car. As a result there was a vibration in the coupler. The solution to reduce the vibration of the coupler is the presence of a damper that is able to reduce or even eliminate vibrations for passenger comfort.*

*In this final project, the design and simulation of the LRT coupler suspension system are carried out by varying the speed of the LRT, the spring constant and the damping coupler constant to the characteristics of the damping force and dynamic response on the LRT train. The simulation is done using MATLAB input step and sinusoidal software. From the design of a single shock absorber with two springs and one damper on the LRT automatic coupler, it can be seen the optimal damping force characteristics. After obtaining the equation of motion from the system, it is then used as a state variable. Then make a block diagram on the Simulink Matlab to be simulated in order to obtain the spring constants 1 and 2 as well as the optimal damping constants. Then*

*it is simulated again to find out the damping force with variations in the diameter of the orifice with sinusoidal input varied from 0.5 Hz to 2 Hz. The final step is designing the spring dimension.*

*From this study, it was found that the use of a damping constant of 40000 Ns / m and a spring constant  $K1 = 11700$  N / m and  $K2 = 36100$  N / m was most suitable for application in the shock absorber coupler LRT with an arrangement of 1 damper and 2 springs. Changes in speed variations affect vehicle comfort. The higher the acceleration RMS value, the better the comfort level of the vehicle. In the hydraulic suspension system, changes in orifice diameter variation affect the amount of damping force. The smallest diameter variation produces the greatest value of the damping force. In addition, variations in the diameter of the 1.3 mm orifice are best suited for pairing to the LRT shock absorber system with the use of a damping constant of 30000 Ns / m. The springs as  $K1$  and  $K2$  that are installed in the system are each made of steel with a length of 40 cm equipped with a coil of 2.8. Each spring diameter is 10 cm and spring wire diameter 1 is 7 mm then spring 2 is 9 mm.*

***Keyword : Dynamic response, shock absorber, dynamic damper characteristics, Light Rail Transit (LRT)***

## 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* Tunggal dengan Dua Pegas dan Satu Peredam pada *Automatic Coupler Light Rail Transit (LRT)*” meskipun tertatih.

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 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, bapak saya tercinta Achmad Djaeni dan ibu saya tercinta Atun. Tidak lupa saudari kandung penulis Zuny Ermawanti. Adik keponakan saya Redina Nirma dan Sya’barani Amalinda yang selalu memberikan keceriaan serta hiburan saat di rumah. Mereka tak henti-hentinya mendoakan dan memberikan dukungan moral dan materil kepada penulis.
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 Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT, Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT., Bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T. selaku dosen penguji yang memberikan kritik, saran, dan masukan dari Seminar Proposal Tugas Akhir hingga Sidang Tugas Akhir. Juga segenap dosen karyawan Departemen

Teknik Mesin FTI-ITS, atas ilmu dan bimbingan yang telah diberikan kepada penulis selama menjalani empat setengah tahun perkuliahan.

4. Dr. Muhammad Nur Yuniarto, selaku dosen wali yang telah membantu perencanaan perkuliahan penulis.
5. Faizal Trijayanto yang selalu meluangkan waktunya untuk menemani penulis sejak sakit hingga sembuh saat menyusun tugas akhir, mendoakan, memberikan semangat, dukungan moral serta materil kepada penulis setiap saat .
6. Hanna Purna Kinanthi selaku teman baik rasa saudara yang selalu menjadi telinga pertama mendengarkan keluh kesah penulis sejak pertama kali kenal baik.
7. Tim seperjuangan tugas akhir Cemara Indah, Mutiara Cantik, Sakti Keren yang selalu membantu dan mendengar keluh kesah penulis saat kesulitan mengerjakan tugas akhir. Tidak lupa kepada teman laboratorium vibrasi Barel, Freidy “Cuki” , Ammar, Disa, Sla, Cia, Kevin dan Gerald yang telah berjuang bersama-sama dan saling membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini.
8. Angkatan 2015 Teknik Mesin M58 serta segenap angkatan 2015 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS “KOBELS” yang telah memberikan ruang, kebahagiaan dan pelajaran hidup kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
9. Kawan satu asrama yaitu Tri Okta Argarini. Teman satu kamar sejak 4 tahun lalu di asrama ITS yang telah menemani penulis sepanjang hari .

10. Seluruh pihak yang telah banyak membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kesalahan dan kekurangan hingga jauh dari kata sempurna, sehingga kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan. Guna penambahan wawasan serta keperluan studi lainnya untuk pengembangan yang lebih lanjut, semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan pengetahuan, dan dapat bermanfaat bagi siapapun yang membacanya.

Surabaya, 25 Januari 2020

Penulis





## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK.....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xix</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Manfaat.....	5
<b>BAB II DASAR TEORI.....</b>	<b>7</b>
2.1 Definisi dan Sejarah LRT .....	7
2.2 Karakteristik LRT .....	8
2.3 Coupler .....	8
2.3.1 Bagian Utama Fully Automatic Coupler .....	10
2.3.2 Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple.....	11
2.4 Suspensi Hidraulik .....	12
2.4.1 Siklus Kompresi .....	13
2.4.2 Siklus Ekspansi.....	14
2.5 Transient dan Steady States Response .....	15
2.6 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Penumpang .....	19
2.7 Analisis yang Digunakan .....	21
2.7.1 Analisis Pembebanan Vertikal Car Body .....	21
2.7.2 Analisis Rolling Resistance .....	22
2.7.3 Analisis Gaya karena Pembebanan Tarik .....	23
2.7.4 Analisis Gaya Akibat Pembebanan Tekan.....	24
2.8 Penelitian sebelumnya.....	25
2.8.1 Perancangan Coupler untuk LRT Indonesia.....	25
2.8.2 Studi Numerik Mechanical Coupler Head	

menggunakan Metode Elemen Hingga .....	26
2.8.3 Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium.....	28
2.8.4 Analysis of Longitudinal Forces of Coupler Devices in Emergency Braking Process for Heavy Haul Trains .....	33
2.8.5 Model-Based Assesment of Longitudinal Dynamic Peformance and Energy Consumption of Heavy Haul Train on Long-Steep Downgrades .....	36
2.8.6 Longitudinal Dynamics of Freight Trains.....	37
2.8.7 Analisis Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redaman terhadap Respon Dinamis Suspen- si Primer dan Perancangan Ulang Diameter Orifice pada Shock Absorber Kereta Api tipe Ekonomi .....	42
<b>BAB III METODE PENELITIAN .....</b>	<b>47</b>
3.1 Metode Penelitian .....	47
3.2 Tahap Studi Literatur .....	49
3.3 Pemodelan Fisik Sistem Peredam Coupler LRT.....	50
3.4 Analisis Gaya, Pemodelan dan Simulasi Sistem Peredam Coupler LRT .....	52
3.4. 1 Analisis Gaya pada Komponen Sistem LRT.....	52
3.4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT	59
3.4.3 Persamaan Gerak dan State Variable Sistem Peredam pada Automatic Coupler LRT .....	61
3.4.4 Diagram Alir Simulasi Sistem Peredam Coupler LRT .....	63
3.4.5 Analisis Grafik dari Sistem Peredam Coupler LRT dengan Input Step Variasi Nilai Konstanta Pegas dan Konstanta Redam.....	68
3.4.6 Analisis Grafik dari Sistem Peredam Coupler LRT dengan Input Sinusoidal Variasi Nilai Konstanta Redam dan Kecepatan .....	69
3.5 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik Variasi Diameter Orifice .....	69
3.5.1 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik	

Variasi Diameter Orifice .....	70
3.5.2 Analisis Grafik Sistem Suspensi Hidraulik Variasi Diameter Orifice.....	71
3.5.3 Perhitungan Gaya Redam.....	72
3.6 Perancangan Dimensi Pegas Shock Absorber Coupler LRT .....	73
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>75</b>
4. 1 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Step .....	76
4.1.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan Input Step.....	76
4.1.2 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Step dengan Variasi C.....	77
4.2 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Sinusoidal.....	87
4.2.1 Grafik RMS Percepatan LRT pada Variasi Kecepatan .....	88
4.2.2 Grafik Displacement Transmissibility pada Input Sinusoidal Variasi Kecepatan.....	92
4. 3 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidraulik .....	94
4.4 Perancangan Dimensi Pegas.....	100
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>103</b>
5.1 Kesimpulan.....	103
5.2 Saran.....	104
LAMPIRAN .....	109
BIODATA PENULIS .....	123



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b> (a) Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA dan (b) Knuckle Coupler (Maghfiroh 2016) .....	9
<b>Gambar 2.2</b> Coupler Scharfenberg tipe 330 (Schafenberg 2014).....	10
<b>Gambar 2.3</b> (a) Bagian-bagian fully automatic Coupler dan (b) Mechanical Head fully Automatic Coupler (Schafenberg 2014) .....	11
<b>Gambar 2.4</b> <i>Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple</i> (Schafenberg 2014) .....	12
<b>Gambar 2.5</b> Sistem suspensi hidraulik .....	13
<b>Gambar 2.6</b> Siklus kompresi pada <i>Shock Absorber</i> .....	14
<b>Gambar 2.7</b> Siklus ekspansi pada <i>Shock Absorber</i> .....	15
<b>Gambar 2.8</b> Respons saat kondisi underdamped disebabkan oleh unit step force (Rao 2011).....	17
<b>Gambar 2.9</b> Spesifikasi respon pada sistem <i>underdamp</i> .....	17
<b>Gambar 2.10</b> Variasi persen overshoot dengan nilai damping rasio .....	19
<b>Gambar 2.11</b> Ketahanan badan manusia terhadap Percepatan Linier yang dapat diterima (Organization 1997) .....	20
<b>Gambar 2.12</b> Pembebanan vertikal <i>carbody</i> pada <i>rail</i> .....	21
<b>Gambar 2.13</b> Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju .....	23
<b>Gambar 2.14</b> Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT brake .....	24
<b>Gambar 2.15</b> (a)Tampilan <i>knuckle coupler</i> yang telah di- <i>meshing</i> (b) Data Teknis LRT (Muttaqien and Syaifudin 2018).....	25
<b>Gambar 2.16</b> (a) Tegangan tarik simulasi statis (b) tegangan tekan simulasi statis .....	27

<b>Gambar 2.17</b>	Life cycles <i>mechanical coupler head</i> terhadap tegangan longitudinal Simulasi dinamis (Kallista and Syaifudin 2019).....	28
<b>Gambar 2.18</b>	Model 3D <i>coupler</i> LRT (David and Syaifudin 2019).....	29
<b>Gambar 2.19</b>	Komponen utama <i>coupler</i> LRT (David and Syaifudin 2019).....	29
<b>Gambar 2.20</b>	Pembebanan vertikal <i>carbody</i> pada rel.....	29
<b>Gambar 2.21</b>	Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju .....	30
<b>Gambar 2.22</b>	Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT melambat.....	31
<b>Gambar 2.23</b>	(a) Tegangan tarik (b) Tegangan tekan (David and Syaifudin 2019).....	33
<b>Gambar 2.24</b>	(a) Tegangan tarik (b) Tegangan tekan (David and Syaifudin 2019).....	33
<b>Gambar 2.25</b>	<i>Free Body Diagram</i> lokomotif .....	34
<b>Gambar 2.26</b>	Parameter simulasi .....	34
<b>Gambar 2.27</b>	Hasil numerik <i>Compressive Force distribution and Compressive Stroke Distribution</i> dengan kekuatan Coupler yang berbeda.....	35
<b>Gambar 2.28</b>	Sistem yang terdiri dari kereta dan <i>coupler</i> (Shi 2019).....	36
<b>Gambar 2.29</b>	<i>Slack coupler</i> (Shi 2019).....	36
<b>Gambar 2.30</b>	Model dinamis sistem (Shi 2019).....	36
<b>Gambar 2.31</b>	Grafik waktu vs kecepatan pada hasil simulasi saat pengereman (Shi 2019).....	37
<b>Gambar 2.32</b>	Pemodelan 10 rangkaian kereta (Ansari and Esmailzadeh 2009).....	38
<b>Gambar 2.33</b>	Pemodelan coupler otomatis dan draw gear (Ansari and Esmailzadeh 2009).....	38
<b>Gambar 2.34</b>	Gaya traksi <i>coupler</i> maksimum dengan variasi konstanta pegas.....	40

<b>Gambar 2.35</b>	Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta pegas.....	40
<b>Gambar 2.36</b>	Nilai RMS dari gaya <i>coupler</i> dengan variasi konstanta pegas.....	40
<b>Gambar 2.37</b>	Gaya traksi <i>coupler</i> maksimum dengan variasi konstanta redam.....	41
<b>Gambar 2.38</b>	Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta redam.....	41
<b>Gambar 2.39</b>	Nilai RMS dari gaya <i>coupler</i> dengan variasi konstanta redam.....	41
<b>Gambar 2.40</b>	<i>Free Body Diagram Carbody</i> dari seperempat kendaraan dari kereta api ekonomi (Zahro and Guntur 2017).....	44
<b>Gambar 2.41</b>	Grafik respon gaya redam pada Sistem Suspensi dengan variasi frekuensi .....	45
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram alir proses analisis tugas akhir .....	48
<b>Gambar 3.2</b>	Desain shock absorber terpasang pada <i>coupler</i> LRT tampak samping.....	50
<b>Gambar 3.3</b>	Desain shock absorber terpasang pada <i>coupler</i> LRT tampak atas.....	50
<b>Gambar 3.4</b>	Desain sambungan shock absorber <i>coupler</i> terhadap <i>carbody</i> LRT .....	51
<b>Gambar 3.5</b>	<i>Coupler</i> shockabsorber yang terpasang pada <i>carbody</i> LRT tampak atas.....	51
<b>Gambar 3.6</b>	<i>Coupler</i> shockabsorber yang terpasang pada <i>carbody</i> LRT tampak samping .....	51
<b>Gambar 3.7</b>	Komponen LRT (Karya 2017) .....	52
<b>Gambar 3.8</b>	Penjabaran gaya tarik di tiap area <i>carbody</i> .....	56
<b>Gambar 3.9</b>	Penjabaran gaya tekan .....	58
<b>Gambar 3.10</b>	Sistem dinamis peredam <i>Coupler</i> LRT .....	60
<b>Gambar 3.11</b>	<i>Free Body Diagram</i> $m_1$ .....	61
<b>Gambar 3.12</b>	<i>Free Body Diagram</i> $m_2$ .....	62
<b>Gambar 3.13</b>	<i>Free Body Diagram</i> $m_3$ .....	63

<b>Gambar 3.16</b>	Komponen rangkaian satu LRT .....	67
<b>Gambar 3.17</b>	Panjang total rangkaian LRT (Dok. PT INKA) .	67
<b>Gambar 3.18</b>	<i>Carbody</i> LRT tampak depan (Dok. PT INKA) ..	67
<b>Gambar 3.19</b>	Diagram alir proses pembuatan blok diagram pada software MATLAB Simulink dari sistem coupler LRT dengan input step .....	68
<b>Gambar 3.20</b>	Pemodelan fisik dan dinamis shock absorber .....	69
<b>Gambar 3.21</b>	Diagram alir pembuatan blok diagram sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice .....	71
<b>Gambar 3.22</b>	Pemodelan fisik pegas shock absorber .....	73
<b>Gambar 4.1</b>	Profil eksitasi input step.....	76
<b>Gambar 4.2</b>	Grafik respon perpindahan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi C .....	77
<b>Gambar 4.3</b>	Grafik respon kecepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi C .....	78
<b>Gambar 4.4</b>	Grafik respon percepatan terhadap waktu dengan input step variasi C.....	79
<b>Gambar 4.5</b>	Grafik respon perpindahan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi K .....	82
<b>Gambar 4.6</b>	Grafik respon kecepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi K .....	83
<b>Gambar 4.7</b>	Grafik respon percepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi K .....	84
<b>Gambar 4.8</b>	Profil eksitasi sinusoidal .....	87
<b>Gambar 4.9</b>	Sumber eksitasi sinusoidal pada kecepatan kendaraan (a) 40 km/jam,.....	88
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik percepatan terhadap waktu pada $V=10$ km/h sampai dengan 30 km/h .....	90
<b>Gambar 4.11</b>	RMS percepatan terhadap variasi frekuensi .....	91
<b>Gambar 4.12</b>	Grafik hasil plotting percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan pengemudi berdasarkan ISO-2631.....	91
<b>Gambar 4.13</b>	Displacement transmissibility terhadap variasi kecepatan.....	93



<b>Gambar 4.14</b>	Grafik respon gaya redam pada sistem suspensi dengan variasi frekuensi .....	96
<b>Gambar 4.15</b>	(a) Gaya Ekspansi dan (b) Gaya kompresi dengan variasi frekuensi yang dihasilkan dari sistem suspensi hidraulik pada masing-masing diameter orifice ( $D_o = 0,5-2,5$ mm).....	99
<b>Gambar 4.16</b>	Bentuk fisik shock absorber tampak atas.....	102



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631 .....	20
<b>Tabel 2.2</b>	Tabel nilai C dan a pada Canadian National Train Ressistance.....	22
<b>Tabel 2.3</b>	Berat dan kapasitas motor car dan main car LRT	28
<b>Tabel 2.4</b>	Hasil simulasi nilai faktor keamanan tiap material (David and Syaifudin 2019).....	32
<b>Tabel 2.5</b>	Parameter lokomotif, gerbong dan pendukung lainnya.....	39
<b>Tabel 2.6</b>	Parameter untuk simulasi sistem suspensi hidraulik kereta api.....	43
<b>Tabel 2.7</b>	Parameter untuk simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api .....	43
<b>Tabel 2.8</b>	Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ( $D_o = 1-3$ mm).....	45
<b>Tabel 2.9</b>	Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidraulik .....	46
<b>Tabel 3.1</b>	Perhitungan rolling resistance motorcar .....	54
<b>Tabel 3.2</b>	Hasil perhitungan rolling resistance trailer car.....	55
<b>Tabel 3.3</b>	Hasil perhitungan gaya akibat beban tarik .....	57
<b>Tabel 3.4</b>	Hasil perhitungan gaya akibat beban tekan .....	58
<b>Tabel 3.5</b>	Parameter simulasi pada LRT dan <i>coupler</i> .....	64
<b>Tabel 3.6</b>	Parameter simulasi <i>shock absorber coupler</i> .....	64
<b>Tabel 3.7</b>	Spesifikasi teknis LRT .....	65
<b>Tabel 3.8</b>	Parameter Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik Coupler LRT .....	70
<b>Tabel 4.1</b>	Hasil simulasi respon perpindahan terhadap waktu pada Variasi C.....	80

<b>Tabel 4.2</b> Hasil simulasi respon kecepatan terhadap waktu pada variasi C .....	81
<b>Tabel 4.3</b> Hasil simulasi respon percepatan terhadap waktu pada variasi C .....	81
<b>Tabel 4.4</b> Hasil Simulasi Respon Perpindahan terhadap Waktu pada Variasi K .....	85
<b>Tabel 4.5</b> Hasil Simulasi Respon Kecepatan terhadap Waktu pada Variasi K .....	86
<b>Tabel 4.6</b> Hasil Simulasi Respon Percepatan terhadap Waktu pada Variasi K .....	86
<b>Tabel 4.7</b> Hubungan antara kecepatan LRT dan percepatan	89
<b>Tabel 4.8</b> Ketahanan pengendara di dalam kendaraan berdasarkan ISO 2631 .....	91
<b>Tabel 4.9</b> Hubungan antara kecepatan LRT dan perpindahan .....	92
<b>Tabel 4.10</b> Grafik gaya redam dengan variasi frekuensi.....	96
<b>Tabel 4.11</b> Nilai konstanta redam sistem suspensi hidraulik.....	100

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Indonesia merupakan salah satu negara berkembang dengan jumlah penduduk yang meningkat dari tahun ketahun . Menurut Badan Pusat Statistik , hasil proyeksi menunjukkan bahwa jumlah penduduk Indonesia selama 25 tahun mendatang terus meningkat yaitu dari 238,5 juta orang pada tahun 2010 menjadi 305,6 juta orang pada tahun 2035 (Wahyu 2014) . Peningkatan jumlah penduduk ini mengakibatkan kenaikan pergerakan alat transportasi dan pemakaian jalan karena semakin banyak orang yang melakukan perjalanan . Aktivitas transportasi akan terus meningkat di masa depan karena pertumbuhan ekonomi juga memicu permintaan transportasi dan ketersediaan pengembangan transportasi (K 2010). Peningkatan jumlah penduduk mencerminkan bertambahnya aktifitas penduduk menuntut adanya usaha perbaikan fasilitas transportasi umum yang ada (Wahyu 2014).

Transportasi merupakan sarana yang sangat penting dalam menunjang keberhasilan pembangunan terutama dalam mendukung kegiatan perekonomian. Sebagai negara yang memiliki cita-cita menjadi negara maju, modernisasi dan peningkatan teknologi transportasi, transportasi canggih menjadi satu hal yang wajib dimiliki. Untuk meningkatkan daya saing Indonesia dibandingkan beberapa negara tetangga, di bawah kepemimpinan Presiden RI Joko Widodo , Pemerintah Indonesia sedang mempercepat pembangunan infrastruktur. Saat ini beberapa proyek-proyek sedang dalam tahap pengerjaan di beberapa wilayah Indonesia. Proyek-proyek tersebut di antaranya di sektor transportasi dengan teknologi canggih. Tahun ini terdapat banyak proyek negara di sektor transportasi untuk pengerjaan alat transportasi berteknologi canggih. Salah satu proyek alat transportasi darat canggih yang sedang dikembangkan di Indonesia sebagai pertimbangan dalam pemenuhan akan transportasi adalah kereta api ringan atau *Light*

### *Rail Transit (LRT).*

LRT adalah salah satu jenis kereta sebagai sarana transportasi masal berbasis rel untuk pergerakan mengangkut barang atau penumpang dan mengurangi kemacetan kendaraan darat. Dengan adanya LRT di Indonesia ini mampu memperbaiki dan meningkatkan kualitas alat transportasi khususnya di kota besar seperti Jakarta . Sejak tahun 2018 sudah terdapat tiga proyek LRT yang sedang dikerjakan yaitu dua proyek LRT di Jakarta dan satu proyek LRT di Palembang , Sumatera Selatan . LRT layak untuk dijadikan alat transportasi pilihan karena mampu memberikan tumpangan lebih halus dan nyaman,. Dengan dilengkapi kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan bus LRT dapat dikategorikan sebagai kendaraan umum anti macet dengan kapasitas lebih tinggi. Kendaraan LRT menyajikan fasilitas penumpang yang mampu menunjang kinerja operasional seperti penggunaan pintu lebar ganda yang terbuka di kedua sisi kendaraan sehingga meningkatkan waktu naik turun penumpang. Pertimbangan yang harus diperhatikan dalam pemakaian LRT dapat ditinjau dari aspek keselamatan dan kenyamanannya .

LRT terdiri dari motor car dan main car yang terhubung satu sama lain. *Coupler* sebagai salah satu komponen penyambung kereta LRT menerima beban karena adanya gaya antara *motor car* dan *main car* . Akibatnya terjadilah getaran pada *coupler* yang mampu mengganggu kenyamanan penumpang di atasnya . Sebagai salah satu tinjauan aspek kenyamanan , maka sangat penting untuk merancang suspensi *coupler* LRT terkait dengan optimalisasi fungsi peredam . Pada tahun 2018 Andhika Muttaqien dan Achmad Syaifudin merancang *knuckle coupler* untuk LRT di Indonesia . Dilatar belakangi 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 cm<sup>3</sup>, menjadi cukup 34419,66 cm<sup>3</sup> (Muttaqien and Syaifudin 2018) . Kemudian pada penelitian berikutnya oleh Ady Theo L D. telah dilakukan perancang ulang *automatic coupler* yang digunakan pada LRT dengan judul “*Prototyping LRT Skala Laboratorium*”.Pengembangan coupler khusus menjadi sangat mendesak dan penting mengingat moda transportasi ini akan banyak digunakan di kota-kota besar di seluruh Indonesia. Coupler ini dirancang ulang dengan menambahkan sistem pengunci (*lock system*) dan dua alternatif pembuka (utama dan darurat) serta sistem penyimpanan pada *underframe* ketika *coupler* sedang tidak digunakan (David and Syaifudin 2019).

Adakalanya ketika dinaiki penumpang LRT masih terasa kurang nyaman karena ada getaran yang timbul dari bagian coupler. Sebagai solusinya untuk meredam adanya getaran pada coupler ini perlu dirancang sistem peredam atau suspensi yang mampu mereduksi bahkan menghilangkan getaran demi kenyamanan penumpang. Salah satu cara untuk mengoptimalkan performa suspensi *coupler* pada kereta LRT dapat dilakukan dengan merancang sistem suspensi yang ideal .Sistem suspensi yang digunakan adalah *hydraulic shock absorber* . Variasi yang digunakan pada sistem suspensi ini adalah konstanta pegas, konstanta redam, kecepatan laju kereta LRT, variasi frekuensi untuk yang mempengaruhi karakteristik redaman serta dapat mempengaruhi respon dinamis dari suspensi *coupler* kereta LRT.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana model dinamis dari *shock absorber* dengan dua pegas dan satu peredam pada *coupler* kereta LRT ?
2. Bagaimana respon dinamis dari kereta LRT setelah menggunakan *shock absorber* dengan dua pegas dan satu peredam pada *coupler* kereta LRT?
3. Bagaimana pengaruh nilai konstanta pegas dan konstanta

redam yang didapatkan dari simulasi sehingga didapat hasil yang optimal?

### 1.3 Batasan Masalah

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

1. Pemodelan sistem suspensi pada *coupler* menggunakan sambungan antara *motor car* dan *trailer car* kereta LRT.
2. Kereta yang dimodelkan adalah kereta tipe LRT.
3. Pemodelan pada sistem suspensi *coupler* dilengkapi dengan 1 shock absorber.
4. Massa yang digunakan adalah massa yang terisi oleh penumpang dalam keadaan terisi penuh dengan lintasan lurus .
5. Eksitasi berupa percepatan dan perlambatan dimodelkan sebagai *input step* dan input sinusoidal .
6. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat dari literatur.

### 1.4 Tujuan

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

1. Mengetahui model dinamis dari *shock absorber* dengan dua pegas dan satu peredam pada *coupler* kereta LRT .
2. Mengetahui respon dinamis dari kereta LRT setelah menggunakan *shock absorber* dengan dua pegas dan satu peredam akibat perubahan variasi konstanta pegas, konstanta redam, kecepatan laju kereta LRT dan variasi frekuensi pada *coupler* kereta LRT.
3. Mengetahui pengaruh nilai konstanta pegas dan konstanta redam yang didapatkan dari simulasi sehingga didapat hasil yang optimal.



## 1.5 Manfaat

Manfaat yang dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menghasilkan rancangan *shock absorber* tunggal dengan dua pegas dan satu peredam pada *coupler* kereta LRT .
2. Memberikan informasi pengaruh tambahan *shock absorber coupler* kereta LRT.
3. Memberikan informasi pengaruh perubahan parameter nilai-nilai percepatan dan perlambatan terhadap respon dinamis yang dihasilkan pada kereta LRT.
4. Memberikan informasi mengenai gaya redam dari sistem suspensi hidraulik terhadap nilai koefisien redaman yang ideal pada kereta LRT.
5. Membantu mengembangkan penelitian *shock absorber coupler* pada LRT (*Light Rail Transit*) di Indonesia.



## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Definisi dan Sejarah LRT**

*Light Rail Transit* (LRT) adalah sistem kereta api berbasis listrik yang mampu beroperasi dengan *single car* atau *multiple car* dan dapat melewati berbagai jenis lintasan. Jenis lintasan yang dapat dilalui oleh LRT berupa lintasan di atas permukaan tanah yang parallel dengan jalan raya maupun pada jalur eksklusif . Yang dimaksud dengan jalur eksklusif ini adalah lintasan dengan struktur udara (jalan layang) yang dibangun dengan batuan tiang-tiang penyangga layaknya tol ataupun kereta bawah tanah yang dilengkapi dengan terowongan sebagai jalur lintasan di bawah tanah. LRT merupakan kereta yang dikendalikan dengan sistem otomatisasi tanpa harus menggunakan masinis (MacPherson Hughes-Cromwick 2001).

LRT diciptakan pada tahun 1972 oleh U.S. *Urban Mass Transportation Administration* (UMTA, pendahulu *Federal Transit Administration*) untuk menggambarkan transformasi *streetcar* baru yang ada di Eropa dan Amerika Serikat. *Transportasi Research Board (Transportation systems Center)* menetapkan "*light rail*" pada tahun 1977 sebagai "moda transportasi perkotaan yang memanfaatkan sebagian besar jalur yang disediakan tapi tidak selalu dipisahkan dari jalan. Dengan listrik mendorong kendaraan di atas rel beroperasi secara tunggal atau dengan kereta. LRT menyediakan berbagai kemampuan penumpang dan karakteristik kinerja pada biaya menengah" (L. Thompson 2003).

LRT adalah salah satu jenis *urban passenger transportation* yang beroperasi di permukaan jalan baik memiliki jalur khusus maupun memakai jalur umum. 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. LRT di Singapura termasuk dari bagian *Singapore Mass Rapid Transit* (SMRT) dan mencakup di beberapa wilayah Singapura (L. Thompson 2003) .

## 2.2 Karakteristik LRT

LRT merupakan transportasi yang menggunakan tenaga listrik sebagai penggeraknya, berkapasitas besar, suara yang ditimbulkan sangat minim dan dengan operasi kendaraan yang sangat nyaman. Rangkaian LRT ada yang terdiri dari satu, dua atau tiga gerbong kereta. LRT biasa mempunyai 6-8 gandar atau dengan beberapa gerbong dengan 4-6 gandar. Kendaraan-kendaraan LRT mempunyai panjang dari 20 meter sampai 32 meter. Di tiap gerbongnya dapat memuat sampai dengan 250 orang dimana 20 sampai 50 % penumpangnya duduk. Kendaraan LRT mempunyai kemampuan akselerasi dan deselerasi yang tinggi. Pada pengoperasiannya kecepatan maksimum LRT yaitu hanya 70 sampai 80 km/h karena banyaknya belokan pada lintasannya.

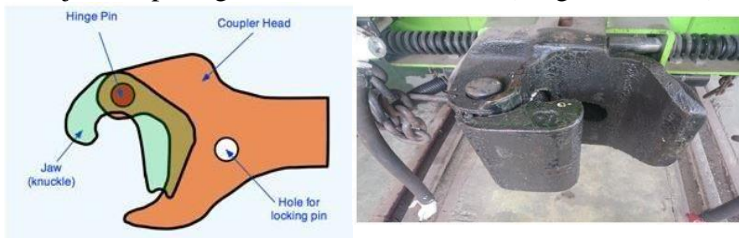
LRT beroperasi di jalur yang dipisahkan dari jalur moda transportasi yang lain, yang terkadang terpisah secara elevasi. Pemisahan jalur ini dapat berkisar 40 % sampai dengan 90 % dari total panjang jaringan jalan relnya. Pemisahan jalur ini biasanya dilakukan di titik-titik kritis di tengah kota atau di jalanan yang kondisi lalu lintasnya padat, sehingga sumber-sumber hambatan samping dapat dieliminasi. Jalur yang terpisah, terutama di daerah yang padat lalu lintasnya memungkinkan LRT untuk mempunyai kecepatan operasi 20 sampai 25 km/h saja (Prinanto 2012).

## 2.3 Coupler

*Coupler* adalah komponen yang digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta antara lokomotif dan rangkaian gerbong serta mentransmisikan gaya longitudinal. Coupler posisinya harus berada tepat pada masing-masing ujung kereta dengan tujuan untuk memastikan bahwa coupler di kedua sisi terhubung dengan baik. Dalam bahasa Inggris coupler diambil dari kata "*couple*" yang artinya pasang, memasang, merangkaikan

ataupun menggabungkan.

Hingga saat ini jenis *coupler* yang kerap kali digunakan adalah jenis “*Buckeye*”, “*Janney*” atau “*Knuckle*” *coupler*. *Knuckle Coupler* buatan Amerika Serikat tersebut diaplikasikan pada jenis kereta penumpang ataupun kereta barang dan tergolong dalam jenis *coupler* otomatis. Inggris sudah menerapkan *coupler* jenis tersebut sebagai standar 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 gandingan. 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 dari *knuckle coupler* ditunjukkan pada gambar 2.1 di bawah ini (Maghfiroh 2016).



(a)

(b)

**Gambar 2.1**(a) Buckeye Coupler Tipe Tightlock di PT INKA dan  
(b) Knuckle Coupler (Maghfiroh 2016)

Jenis *coupler* yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *Fully automatic couplers*. *Fully automatic couplers* menghubungkan

sistem mekanik, elektrik dan pneumatik dari dua kereta, tidak seperti 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 memutuskan hubungan elektrik, pneumatic dan mekanik.

*Fully automatic couplers* cukup rumit, serta memerlukan banyak perawatan dan perhatian. 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 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. Tipe yang *Coupler* yang digunakan pada penelitian ini adalah *Versatile for Light Rail and Monorail Vehicles – Type 330* ditunjukkan pada gambar 2.2 di bawah . Tipe 330 *Scharfenberg coupler* 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 .

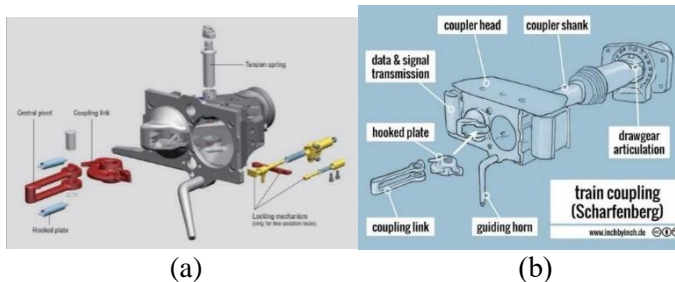


**Gambar 2.2** Coupler Scharfenberg tipe 330 (Schafenberg 2014)

### 2.3.1 Bagian Utama Fully Automatic Coupler

Komponen dasar setiap *coupler Scharfenberg* otomatis adalah

*coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. 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 komponen-komponen *coupler* ditunjukkan pada gambar 2.3 di bawah ini .



**Gambar 2.3** (a) Bagian-bagian fully automatic Coupler dan (b) Mechanical Head fully Automatic Coupler (Schafenberg 2014)

### 2.3.2 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 plate* *coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Untuk saling bertautan terdapat beberapa posisi *coupler* yaitu sebagai berikut:

- a. Posisi Coupled

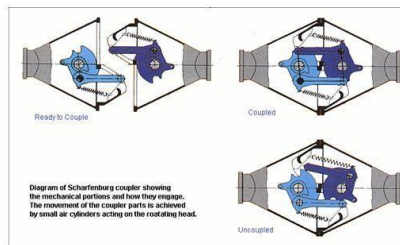
*Coupler* telah terhubung, *coupling links* dan *hooked plates* saling terkait membentuk kekuatan paralel. Hasilnya adalah koneksi yang sangat andal, aman dan bebas kendur sehingga pada saat bersamaan menjamin kenyamanan berkendara tinggi dan mencegah mundurnya kereta api jika terjadi insiden.

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 (S. 2016) . Gambar posisi bertautan *coupler* ditunjukkan pada gambar 2.4.



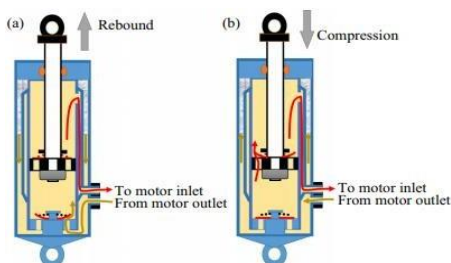
**Gambar 2.4** *Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple* (Schafenberg 2014)

## 2.4 Suspensi Hidraulik

Sistem suspensi hidraulik (*hidraulik suspension*) adalah sistem yang banyak digunakan saat ini dibandingkan dengan sistem suspensi konvensional karena sistem ini memiliki banyak kelebihan.



Sebagai upaya untuk mengurangi redaman, sistem suspensi hidraulik ini memanfaatkan fluida kerja sebagai medianya. Jika sistem suspensi hanya dilengkapi dengan sebuah pegas saja, maka setiap kendaraan yang menghantam beban kejut akan mengalami pantulan yang naik turun selama beberapa kali pada frekuensi natural pegasnya. Ketika tertekan oleh sebuah beban kejut, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas. *Shock absorber* atau peredam kejut adalah alat yang digunakan untuk mendisipasi energi tersebut. Pada penelitian kali ini digunakan sistem suspensi hidraulik untuk meredam terjadinya getaran longitudinal pada *coupler*. Dengan dipasangkannya sistem suspensi ini *coupler* mampu beroperasi dengan baik tanpa menimbulkan getaran yang terlalu besar. Sistem suspensi hidraulik dinyatakan pada gambar 2.5 di bawah ini. Sistem suspensi bekerja dalam dua siklus yaitu siklus kompresi dan siklus ekspansi.



**Gambar 2.5** Sistem suspensi hidraulik

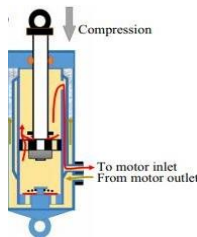
#### 2.4.1 Siklus Kompresi

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

*shock absorber* berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh *shock absorber* dan akibatnya menutup saluran *orifice*. Jadi minyak *shock absorber* akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas suspensi karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah. Siklus kompresi pada *Shock Absorber* dinyatakan pada gambar 2.6 di bawah .

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

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



**Gambar 2.6** Siklus kompresi pada *Shock Absorber*

#### 2.4.2 Siklus Ekspansi

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

bawah dan mengakibatkan katup tertutup. Pada saat itu, minyak *shock absorber* hanya dapat turun melalui saluran *orifice* kecil, karena saluran kecil maka minyak *shock absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah atau terhambat. Di saat itulah shock absorber melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi. Siklus ekspansi pada *Shock Absorber* dinyatakan pada gambar 2.7 di bawah .

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

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

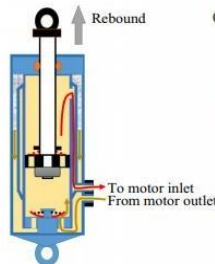
dimana:

$\rho$  : massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

$A_1$  : luas area kompresi ( $\text{m}^2$ )

$A_{tube}$  : luas silinder ( $\text{m}^2$ )

$v_1$  : kecepatan aliran kompresi ( $\text{m/s}$ )



**Gambar 2.7** Siklus ekspansi pada *Shock Absorber*

## 2.5 *Transient* dan *Steady States Response*

*Transient respons* menunjukkan bagian dari solusi yang disebabkan oleh kondisi awal dan menurun seiring dengan

berjalannya waktu. Respons steady-state mewakili bagian dari solusi yang disebabkan oleh gaya yang diberikan atau eksitasi dan mendekati kondisi di mana kesetimbangan berlaku. Nilai awal respons: Jika respons atau solusi sistem diketahui dalam domain waktu, nilai awal respons  $x(t=0)$  dapat ditentukan dengan menetapkan  $(t=0)$  jika respons sistem diberikan dalam domain Laplace, nilai awal dapat ditemukan dari *Initial Value Theorem* sebagai berikut:

$$x(t=0) = \lim_{s \rightarrow \infty} [sX(s)] \quad (2.3)$$

*Steady States Response* : Jika respons suatu sistem diketahui dalam domain waktu, nilai steady-state respons  $x_{ss}$ , dapat ditentukan dengan mengambil batas saat waktu mendekati tak terhingga. Jika respons sistem diberikan dalam domain Laplace, nilai steady-state dapat ditemukan dengan mengambil batas dimana  $s$  mendekati nol. Nilai akhir dapat ditemukan dari *Final Value Theorem* sebagai berikut:

$$x_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} [sX(s)] \quad (2.4)$$

Respons dari sistem damped single-degree-of-freedom pada step force dirumuskan sebagai berikut :

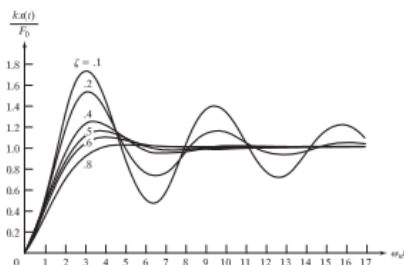
$$\frac{kx(t)}{F_0} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) \quad (2.5)$$

dimana :

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \right) \quad (2.6)$$

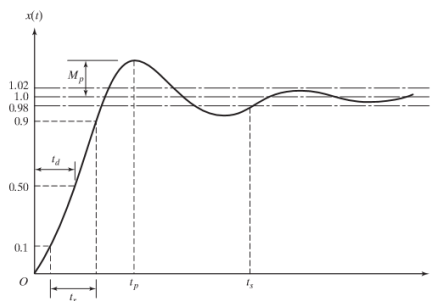
Variasi dari respon nondimensional  $\frac{kx(t)}{F_0}$  dengan waktu nondimensional  $\omega_n t$ , ditunjukkan secara grafis pada Gambar 2.8 untuk beberapa nilai rasio redaman. Dapat dilihat bahwa untuk sistem undamped ( $\zeta = 0$ ), respon menunjukkan osilasi yang tidak pernah berakhir. Untuk sistem underdamped ( $\zeta < 1$ ), respons overshoot dan fenomena osilasi berhubungan dengan final value dan steady-state value. Selanjutnya, semakin kecil nilai rasio

redaman, semakin besar overshoot, sehingga osilasi membutuhkan waktu lebih lama untuk mencapai steady. Untuk sistem yang critically damped ( $\zeta = 1$ ), respons mencapai nilai akhir mapan paling cepat tanpa osilasi. Untuk sistem overdamped ( $\zeta > 1$ ), respons mencapai nilai steadystate secara perlahan tanpa overshoot.



**Gambar 2.8** Respons saat kondisi underdamped disebabkan oleh unit step force (**Rao 2011**)

Spesifikasi Respon *Transient*, adalah spesifikasi respon sistem yang diamati mulai saat terjadinya perubahan sinyal input/gangguan/beban sampai respon masuk dalam keadaan *steady state*. Tolak ukur yang digunakan untuk mengukur kualitas respon *transient* ini antara lain; *rise time*, *delay time*, *peak time*, *settling time*, dan *% overshoot* dinyatakan pada gambar 2.9 dengan penjelasan sebagai berikut :



**Gambar 2.9** Spesifikasi respon pada sistem *underdamp*

a. *Peak time* ( $t_p$ )

Peak time adalah waktu yang diperlukan respons untuk mencapai puncak pertama overshoot dan terjadi ketika turunan dari  $x(t)$  adalah 0. Rumus peak time adalah :

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (2.7)$$

b. *Rise time* ( $t_r$ )

*Rise time* adalah waktu yang diperlukan untuk respons naik dari 10% menjadi 90% dari nilai akhir atau kondisi tetap untuk sistem overdamp. Untuk sistem underdamped, biasanya, waktu naik diambil sebagai waktu yang diperlukan untuk respon naik dari 0% menjadi 100% dari nilai akhir atau kondisi-steady. Rumus rise time adalah :

$$t_r = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \left( -\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta} = \frac{\pi-a}{\omega_d} \right) \quad (2.8)$$

c. *Maximum overshoot* ( $M_p$ )

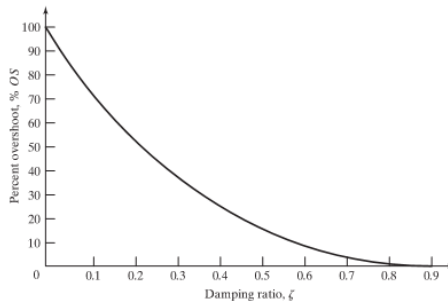
*Maximum overshoot* adalah nilai puncak maksimum dari respons dibandingkan dengan final value atau steady state pada ( $\infty$ ), dinyatakan sebagai persentase dari nilai steady state. Rumus dari *maximum overshoot* dapat dihitung sebagai berikut :

$$M_p = e^{-\frac{\zeta \omega_n \pi}{\omega_d}} = e^{-\frac{\zeta \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (2.9)$$

Nilai dari persen overshoot dirumuskan dengan :

$$\%M_p = 100 e^{-\frac{\zeta \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (2.10)$$

Masing-masing persent overshoot berdasarkan nilai damping rasio ditunjukkan pada gambar 2.10 di bawah



**Gambar 2.10** Variasi persen overshoot dengan nilai damping rasio

d. *Settling time* ( $t_s$ )

*Settling time* adalah waktu selama  $x(t)$  dalam mencapai dan tetap berada dalam kondisi steady . Rumusnya adalah sebagai berikut :

$$t_s = \frac{-\ln(0.02\sqrt{1-\zeta^2})}{\zeta\omega_n} \quad (2.11)$$

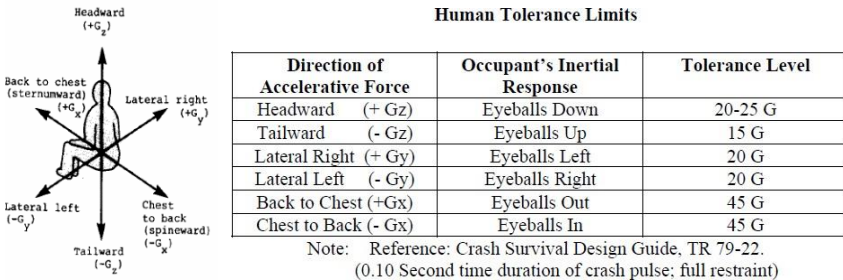
e. *Delay time* ( $t_d$ )

*Delay time* adalah waktu yang diperlukan oleh respons untuk mencapai 50% dari final value atau kondisi steady untuk pertama kalinya.

## 2.6 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Penumpang

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi ialah berupa percepatan, perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang dinyatakan dengan G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah  $9,81 \text{ m/s}^2$  dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G. Toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar 2.11. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia.

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



**Gambar 2.11** Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima (**Organization 1997**)

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standar ISO 2631, ditampilkan pada tabel 2.1 . Selain berdasarkan kenyamanan , acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan kenyamanan . Ditinjau dari segi keamanan , suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin.

**Tabel 2.1** Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631

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

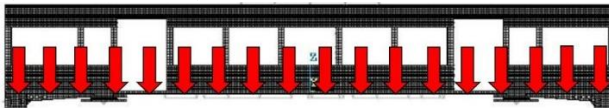


## 2.7 Analisis yang Digunakan

Pada penelitian ini digunakan beberapa analisis yaitu analisis pembebanan *vertical carbody*, analisis *rolling resistance*, analisis gaya lateral, analisis gaya karena pembebanan tarik serta analisis gaya karena pembebanan tekan. Untuk analisis pembebanan *vertical carbody*, analisis *rolling resistance*, analisis gaya lateral mengacu pada penelitian terdahulu oleh Betty Mawar Kalista tahun 2018 dengan judul Studi Numerik Mechanical Coupler Head menggunakan Metode Elemen Hingga (Kallista and Syaifudin 2019). Sedangkan untuk analisis gaya karena pembebanan tarik serta analisis gaya karena pembebanan tekan mengacu pada penelitian terdahulu oleh Ady Theo L.D tahun 2019 dengan judul “*Prototyping LRT Skala Laboratorium*” (David and Syaifudin 2019). Dalam menganalisis gaya karena pembebanan tarik serta analisis gaya karena pembebanan tekan diperlukan standar angka untuk menentukan besarnya nilai percepatan dan perlambatan. Untuk percepatan menggunakan standar angka  $1\text{m/s}^2$  dan perlambatan menggunakan standar angka  $1,34\text{ m/s}^2$ . Standar angka tersebut diambil dari *Transit Cooperative Research Program* yaitu handbook khusus menjabarkan standar-standar yang harus dimiliki oleh setiap LRT demi kenyamanan penumpang di dalamnya saat beroperasi (E. C. Standarization 2010). Berikut akan dijelaskan analisisnya masing-masing :

### 2.7.1 Analisis Pembebanan Vertikal Car Body

Perhitungan pembebanan vertikal dihasilkan beban oleh lokomotif, kereta, dan gerbong. Beban vertikal dari *carbody* kemudian akan di teruskan ke *coupler*. Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT ditunjukkan pada gambar 2.12 di bawah (Valentino 2015).



**Gambar 2.12** Pembebanan vertikal *carbody* pada rail  
Rumusnya adalah sebagai berikut :

$$P_v = k (P_1 + P_2) \tag{2.22}$$

Dimana :

- $P_v$  = Pembebanan vertikal
- $k$  = Koefisien dinamis (1,3)
- $P_1$  = Jumlah berat badan kereta
- $P_2$  = Jumlah berat penumpang

**2.7.2 Analisis Rolling Resistance**

*Rolling Resistance* atau hambatan gelinding adalah hambatan yang terjadi antara roda kereta dengan permukaan rel. Rumus *rolling resistance* pada kereta api ditunjukkan pada persamaan di bawah .

$$R_r = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w} \tag{2.23}$$

Tabel 2.2 berikut menunjukkan kisaran nilai untuk koefisien C dan a untuk perhitungan :

**Tabel 2.2** Tabel nilai C dan a pada Canadian National Train Ressistance

Type of Equipment	C	Coefficient Area (sq ft)
Box Car	4.9	140
Bulkhead Flat (loaded)	5.3	140
Bulkhead Flat (empty)	12.0	140
Coal Gondola (loaded)	4.2	105
Coal Gondola (empty)	12.0	105
Covered Hopper	7.1	125
Tank Car	5.5	95
Standard Flat Car (without trailers)	5.0	25
Standard Flat Car (with trailers)	5.0	125
Caboose	5.5	145
Conventiona1 Passenger Coach	3.5	130
Modem Lightweight Passenger Equipment	2.0	110
Leading Freight Locomotive	24.0	160
Multi-level Auto Transporter (open)	12.3	150
Multi-level Auto Transporter (closed)	7.1	170

Dimana :

$R_r$  = the rolling resistance kendaraan dalam satuan lb/ton

$N$  = Jumlah axels

$W$  = Total berat car body dalam ton

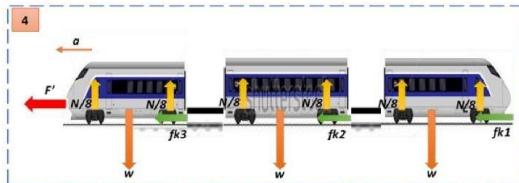
$V$  = Kecepatan kendaraan dalam miles per hour

$C$  = Canadian National streamlining coefficient

$a$  = cross-sectional area of the locomotive or car in square feet

### 2.7.3 Analisis Gaya karena Pembebanan Tarik

Perhitungan yang dilakukan oleh Ady Theo (David and Syaifudin 2019) menganalisis gaya yang terjadi pada *coupler* karena beban tarik saat LRT melaju ditunjukkan pada gambar 2.14 Gaya tarik yang terjadi dipengaruhi oleh  $a$  berupa percepatan atau perlambatan .



**Gambar 2.13** Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju

Perhitungan gaya yang terjadi pada tiap *carbody* adalah sebagai berikut :

- Gaya pada area 1:

$$\begin{aligned}\sum F &= m \cdot a \\ fa_2 - fk_2 &= m \cdot a \\ fa_2 &= (m \cdot a) + fk_1\end{aligned}\quad (2.24)$$

- Gaya pada area 2:

$$\begin{aligned}\sum F &= m \cdot a \\ fa_1 - fa_2 - fk_2 &= m \cdot a\end{aligned}$$

$$fa_1 = (m \cdot a) + fk_2 + fa_2 \tag{2.25}$$

- Gaya pada area 3:

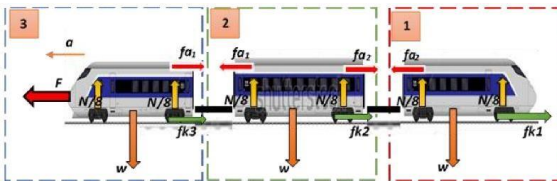
$$\begin{aligned} \sum F &= m \cdot a \\ F - fa_1 - fk_3 &= m \cdot a \\ F &= (m \cdot a) + fa_1 + fk_3 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Dimana:

- W = Berat tiap gerbong
- N = Gaya normal
- fk = Gaya gesek roda LRT dengan rel
- fa<sub>1</sub> = Gaya tarik menarik *coupler* pada *carbody* depan
- fa<sub>1</sub> = Gaya tarik menarik *coupler* *carbody* belakang
- F = Gaya tarik LRT
- α<sub>percepatan</sub> = 1 m/s

### 2.7.4 Analisis Gaya Akibat Pembebanan Tekan

Pada saat LRT melakukan perlambatan, maka terjadi gaya tekan pada *coupler*, dan gaya tekan paling besar berada pada *coupler* yang paling depan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.14, besaran gaya tekan tersebut dijabarkan sebagai berikut :



**Gambar 2.14** Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT brake

$$\begin{aligned} \sum F &= m \cdot a \\ -F' + fk_1 + fk_2 + +fk_3 &= m_{total} \cdot a_{perlambatan} \\ F' &= (m_{total} \cdot a_{perlambatan}) + fk_{total} \end{aligned} \tag{2.27}$$

Dimana:

- W = Berat tiap gerbong
- N = Gaya normal

$fk$	= Gaya gesek roda LRT dengan rel
$F'$	= Gaya tekan LRT
$\alpha_{perlambatan}$	= 1,34 m/s (perlambatan LRT)

## 2.8 Penelitian sebelumnya

Pada penelitian ini dilakukan studi literatur dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya serta penentuan proses analisis pengerjaan untuk meninjau gaya-gaya yang berkerja pada LRT . Berikut beberapa penelitian yang dijadikan acuan dalam penelitian ini :

### 2.8.1 Perancangan Coupler untuk LRT Indonesia

Pada tahun 2018 Andhika Muttaqien Priyambodo dan Achmad Syaifudin melakukan penelitian yang berjudul “Perancangan *Coupler* untuk LRT Indonesia” (Muttaqien and Syaifudin 2018) .Dalam penelitiannya , Andhika Muttaqien Priyambodo dan Achmad Syaifudin melakukan studi numerik dan re-design ukuran *coupler* berdasarkan desain yang dibuat oleh PT. INKA . Melalui pemodelan pada *software* Catia Simulia V6 , penelitian ini menjelaskan dan membahas analisis statik, yang berarti semua kondisi pembebanan terjadi secara konstan pada setiap waktu. Bentuk *coupler* yang digunakan yaitu *knuckle coupler* dengan bahan baja cor AAR M 201 . *Knuckle coupler* yang telah *dimeshing* dimodelkan pada gambar 2.15 (a) disertai data teknis LRT pada gambar 2.15 (b) .



(a)

Kondisi	Motor Car	Main Car	Trailer Car
Kosong	27200 Kg	27200 Kg	28000 Kg
Jumlah Penumpang	206 Orang	224 Orang	224 Orang
Berat Penumpang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang
Penuh	39086,2 Kg	40124,8 Kg	40924,8 Kg
Gaya Gesek	115030,7 N	118087,3 N	120441,7 N

(b)

**Gambar 2.15** (a)Tampilan *knuckle coupler* yang telah di-*meshing*  
(b) Data Teknis LRT (Muttaqien and Syaifudin 2018)

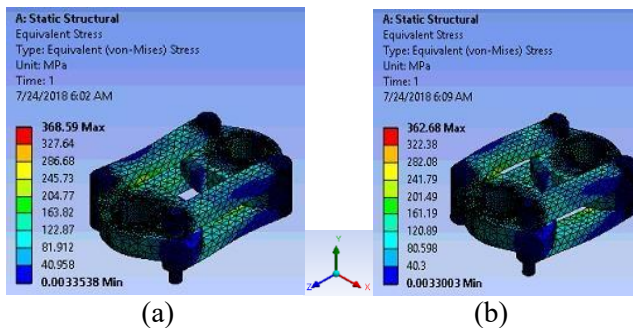
Untuk mendapatkan besar pembebanan tarik dan tekan diperlukan gaya gesek dari setiap gerbong LRT . Pembebanan tarik terjadi pada setiap gerbong sehingga didapat gaya tarik terbesar, yaitu pada gerbong paling depan sebesar 947390,9 N. Sedangkan pembebanan tekan terjadi saat lokomotif melakukan pengereman sehingga sambungan paling depan menahan gaya akibat perlambatan. sebesar 1029083,24 N. Dari Perancangan *Coupler* untuk LRT Indonesia knuckle coupler model skala 80% dari *design* yang sudah ada merupakan ukuran yang paling optimum serta 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 *knuckle coupler* itu sendiri, yang semulanya memiliki bobot 301,46 Kg menjadi 269,51 Kg. Selain itu, kebutuhan material untuk produksi juga berkurang, dari semula memerlukan volume 38500,36 cm<sup>3</sup>, menjadi cukup 34419,66 cm<sup>3</sup>. Penelitian ini mampu mereduksi beban *coupler* yang ada agar tepat sesuai kebutuhan (Muttaqien and Syaifudin 2018) .

### **2.8.2 Studi Numerik Mechanical Coupler Head menggunakan Metode Elemen Hingga**

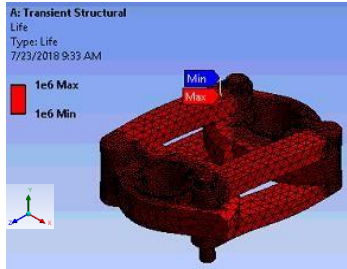
Penelitian ini telah dilakukan oleh Betty Mawar Kalista tahun 2018 dengan judul “Studi Numerik *Mechanical Coupler Head* menggunakan Metode Elemen Hingga “ (Kallista and Syaifudin 2019). Dalam penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan *Ansys R.18 Workbench* dan yang dimodelkan adalah *mechanical head coupler*. Simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *transien* dinamis. Selain disimulasikan , terlebih dahulu dilakukan perhitungan gaya yang bekerja pada motor car dan main car LRT dengan menggunakan analisis pembebanan *vertical carbody* , analisis *rolling resistance* serta analisis gaya lateral . Tujuan dari penelitian ini yaitu untuk mengetahui kekuatan terhadap beban *static* dan *fatigue* serta umur dari *mechanical head coupler* . Pada penelitian ini digunakan material ASTM A633 *grade E* dengan nilai *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar

823 Mpa. Hasil simulasi statis karena pengaruh gaya tarik dan tekan ditunjukkan pada gambar di bawah .

Gambar 2.16 a menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tarik yang diberikan sebesar 374 kN. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan tarik maksimum adalah sebesar 368,59 Mpa. Sedangkan gambar 2.16 b menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tekan yang diberikan sebesar 368 kN. Tegangan tekan maksimum dari hasil simulasi adalah sebesar 362,68 Mpa . Selain itu dari hasil simulasi juga didapatkan nilai faktor keamanan terhadap tegangan tarik 368,59 MPa yaitu  $N=1,87$ . Sedangkan faktor keamanan hasil simulasi statis terhadap tegangan tekan 362,68 Mpa didapatkan faktor keamanan  $N=1,89$ . Tegangan maksimal *coupler* yang paling besar terjadi pada kondisi pemberian gaya lateral dan longitudinal sebagai akibat dari awal melajunya kereta dari posisi diam dan pengereman kereta ke posisi diam dengan kemiringan *coupler*  $6^\circ$  yaitu sebesar 188,42 MPa . Gambar 2.17 menunjukkan Siklus umur *mechanical coupler head* terhadap tegangan longitudinal simulasi dinamis. Dari hasil simulasi di dapatkan jumlah siklus umur *coupler* adalah  $1e6$  siklus (Kallista and Syaifudin 2019).



**Gambar 2.16 (a) Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Tegangan Tekan Simulasi Statis (Kallista and Syaifudin 2019)**



**Gambar 2.17** Life cycles *mechanical coupler head* terhadap tegangan longitudinal Simulasi dinamis (Kallista and Syaifudin 2019)

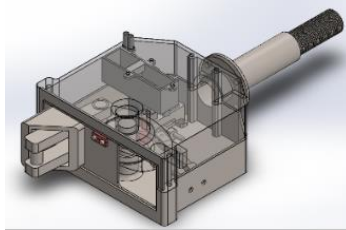
**2.8.3 Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium**

Penelitian ini dilakukan oleh Ady Theo pada tahun 2019 dengan judul “Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium” dengan metode elemen hingga (David and Syaifudin 2019). Pada penelitian ini terlebih dahulu dilakukan perhitungan gaya pada *motor car* dan *main car* LRT dengan analisis gaya karena pembebanan tarik serta analisis gaya karena pembebanan tekan . Untuk memperjelas bagaimana bentuk fisik *coupler* berikut akan dilampirkan pada gambar 2.18 beserta komponen utamanya pada gambar 2.19. Tujuan dari penelitian ini adalah bertujuan untuk melakukan redesain *coupler* untuk digunakan pada LRT dengan menambahkan dua fitur utama yang sesuai dengan kebutuhan LRT yang ada, yaitu 1) sistem pengunci (*lock system*) dengan dua alternatif pembuka ( utama dan darurat) dan 2) sistem penyimpanan pada *underframe* ketika *coupler* sedang tidak digunakan. Parameter berat dan kapasitas motor car dan main car LRT yang digunakan dalam penelitian ini dijelaskan pada tabel 2.3 di bawah.

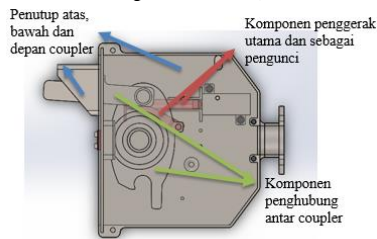
**Tabel 2.3** Berat dan kapasitas motor car dan main car LRT

Kondisi	Motor Car (MC)	Main Car (M)	Trailer Car (T)
Kosong	27200 Kg	27200 Kg	28000 Kg
Jumlah Penumpang	206 Orang	224 Orang	224 Orang
Berat Penumpang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang
Penuh	39086,2 Kg	40124,8 Kg	40924,8 Kg



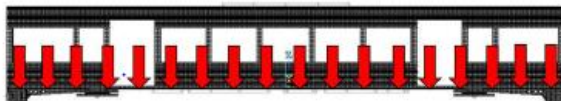


**Gambar 2.18** Model 3D *coupler* LRT (David and Syaifudin 2019)



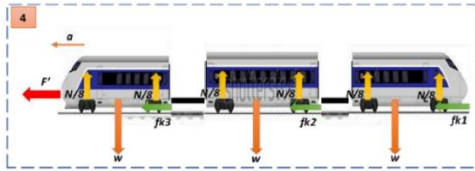
**Gambar 2.19** Komponen utama *coupler* LRT (David and Syaifudin 2019)

Beberapa analisa yang digunakan pada penelitian Ady Theo seperti analisa pembebanan vertikal, gaya lateral, dan analisa *rolling resistance*. Perhitungan pembebanan vertikal dari penelitian Ady Theo (2019) dihasilkan beban oleh lokomotif, kereta, dan gerbong. Bedan vertikal dari *carbody* kemudian akan diteruskan ke *coupler*. Pembebanan vertikal dirumuskan dengan jumlah berat badan kereta ( $P_1$ ) dan berat penumpang ( $P_2$ ) dikalikan koefisien dinamis ( $k$ ) 1,3. Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT ditunjukkan pada Gambar 2.20 dan persamaan pembebanan *carbody* dirumuskan pada persamaan di bawah ini: (E. Standarization 2010)



**Gambar 2.20** Pembebanan vertikal *carbody* pada rel

$$Pv = k(P_1 + P_2)$$



**Gambar 2.21** Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju

Berdasarkan penjabaran gaya-gaya pada Gambar 2.21 digunakan perhitungan gaya yang terjadi pada tiap *carbody* adalah sebagai berikut :

- Gaya pada area 1:

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

$$f a_2 - f k_1 = m \cdot a$$

$$f a_2 = (m \cdot a) + f k_1$$

- Gaya pada area 2:

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

$$f a_1 - f a_2 - f k_2 = m \cdot a$$

$$f a_1 = (m \cdot a) + f a_2 + f k_2$$

- Gaya pada area 3:

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

$$F - f a_1 - f k_3 = m \cdot a$$

$$F = (m \cdot a) + f k_3 + f a_1$$

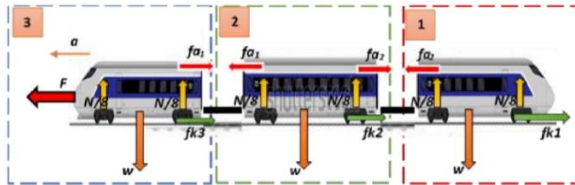
Dimana:

w = Berat tiap gerbong

N = Gaya normal

fk = Gaya gesek roda LRT dengan rel

- $f_{a1}$  = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* depan  
 $f_{a2}$  = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* belakang  
 $F$  = Gaya tarik LRT  
 $a = 1 \text{ m/s}$  (percepatan LRT)



**Gambar 2.22** Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT melambat

Pada saat LRT melakukan perlambatan, maka terjadi gaya tekan pada *coupler*, dan gaya tekan paling besar berada pada *coupler* yang paling depan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.22, besaran gaya tekan tersebut dijabarkan sebagai berikut :

Gaya pada area 4:

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

$$-F' + f_{k1} + f_{k2} + f_{k3} = m_{total} \cdot a_{perlambatan}$$

$$F' = (m_{total} \cdot a_{perlambatan}) + f_{k_{total}}$$

Dimana:

$w$  = berat carbody

$N$  = gaya normal

$f_k$  = gaya gesek roda LRT dengan rel

$F'$  = gaya tekan LRT

$a_{perlambatan} = 1,34 \text{ m/s}$  (perlambatan LRT)

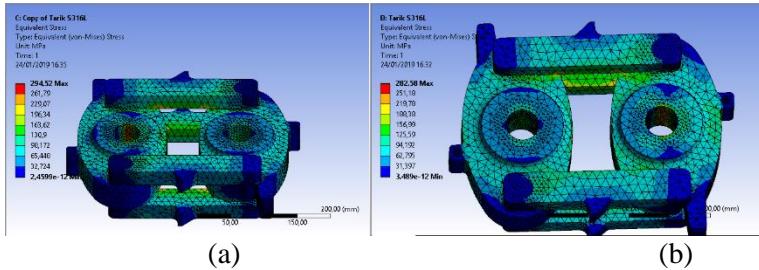
Untuk percepatan dan perlambatan sendiri diambil dari *Transit Cooperative Research Program*, yaitu *handbook* khusus

menjabarkan standar-standar yang harus dimiliki oleh setiap LRT demi kenyamanan penumpang didalamnya saat beroperasi. (Transit Cooperative Research Program 2012). Pada penelitian ini dilakukan simulasi dengan material S316 *grade L*, AAR M201 *grade D* dan *grade E*. Dari hasil simulasi pada material S316 *grade L* didapatkan tegangan tarik maksimum adalah sebesar 282,58 Mpa yang ditunjukkan pada gambar 2.23 a. Sedangkan gambar 2.23 b menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tekan yang diberikan sebesar 368 kN. Tegangan maksimum dari hasil simulasi adalah sebesar 294,52 Mpa. Dari hasil simulasi material AAR M201 *grade D* dan *grade E* didapatkan tegangan tarik maksimum sebesar 280,53 MPa seperti pada gambar 2.24 (a). Sedangkan gambar 2.24 (b) menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tekan yang diberikan sebesar 368 kN. Tegangan maksimum dari hasil simulasi adalah sebesar 293,23 Mpa. Dari hasil simulasi statis yang dilakukan, beban maksimum diterima oleh komponen penghubung dengan tegangan akibat beban tarik terbesar 282,58 MPa dan tegangan akibat beban tekan terbesar 294,52 MPa. Material AARM 201 *grade D* digunakan pada komponen plat penghubung dan komponen penghubung antar coupler dengan nilai faktor keamanan sebesar 1,98 pada pembebanan tekan sedangkan komponen lainnya menggunakan material S 316 *grade L*. Berikut akan dilampirkan pada tabel 2.4 hasil simulasi nilai faktor keamanan tiap material sehingga bisa dijadikan sebagai acuan dalam penentuan material coupler. Dari penelitian ini dilampirkan desain coupler secara mendetail sehingga dengan dimensi yang sudah ada bisa memudahkan desain shock absorber pada penelitian selanjutnya.

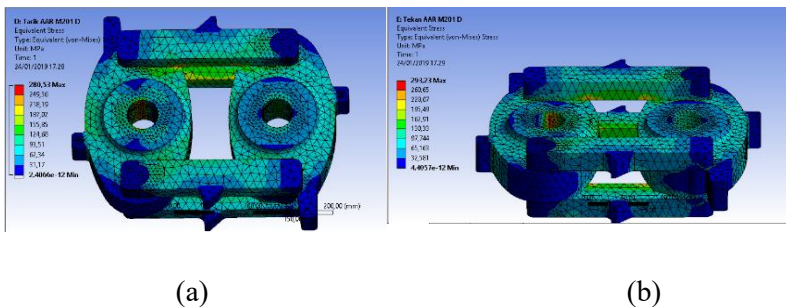
**Tabel 2.4** Hasil simulasi nilai faktor keamanan tiap material  
(David and Syaifudin 2019)

Material	Faktor Keamanan Beban Tarik	Faktor Keamanan Beban Tekan
AAR M201 <i>Grade D</i>	2,0782	1,9882
AAR M201	2,4561	2,3497

<i>Grade E</i>		
S 316 grade L	1,1749	1,1273



**Gambar 2.23** (a) Tegangan tarik (b) Tegangan tekan (David and Syaifudin 2019)

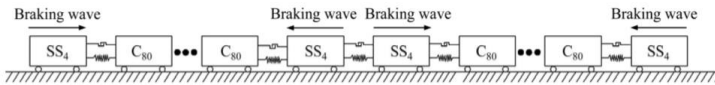


**Gambar 2.24** (a) Tegangan tarik (b) Tegangan tekan (David and Syaifudin 2019)

#### 2.8.4 Analysis of Longitudinal Forces of Coupler Devices in Emergency Braking Process for Heavy Haul Trains

Pada tahun 2017 GAO Gong Jun melakukan penelitian dengan judul “*Analysis of Longitudinal Forces of Coupler Devices in Emergency Braking Process for Heavy Haul Trains*” (Jun, Wei and dkk 2017). Penelitian ini dilakukan eksperimen untuk mengetahui respon kekuatan coupler longitudinal dari kereta angkut berat dan meningkatkan keselamatan berjalan . Validasi dilakukan terhadap data eksperimen.

Dalam model dinamis berdasarkan gambar 2.25, setiap lokomotif dan kendaraan dianggap sebagai partikel massa. Bogies dan struktur kendaraan lainnya tidak diperhitungkan. Hanya gerak longitudinal yang dipertimbangkan dalam penelitian ini. Perangkat coupler disimulasikan dengan fungsi gaya nonlinier. Saat kereta mengerem, semua car body mengalami gaya pengereman dan gaya tekan. Dengan semua kekuatan berfungsi bersama, akselerasi, kecepatan, dan perpindahan berubah seiring waktu. Dengan menggunakan model ini, proses pengereman darurat untuk kereta pengangkut berat diselidiki untuk mendapatkan distribusi gaya tekan longitudinal dan goresan pada perangkat coupler. Kemudian, pengaruh kecepatan pengereman awal, waktu sinkronisasi lokomotif, kekakuan coupler dan massa vibrator pada gaya longitudinal dan stroke dianalisis. Hasilnya menunjukkan bahwa harus dihindari pengereman darurat dimulai pada kecepatan awal yang rendah



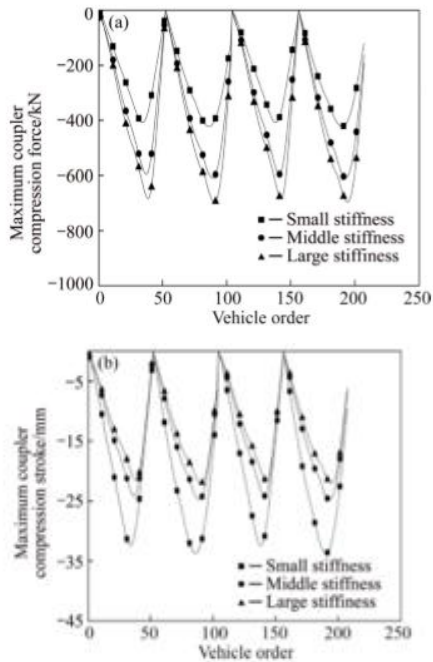
**Gambar 2.25** Free Body Diagram Lokomotif

Pada sistem diatas terdapat parameter yang dapat dijadikan sebagai pembanding dalam melakukan proses validasi . Parameter *coupler* dalam simulasi ini ada pada gambar 2.26 sebagai berikut :

Stiffness	K1 (N/m)	K2 (N/m)
Small	24100	8700
Middle	36140	12920
Large	43220	20000

**Gambar 2.26** Parameter simulasi

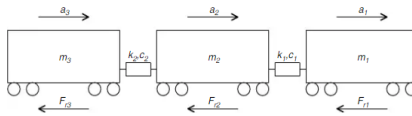
Dari penelitian ini didapatkan kesimpulan berdasarkan gambar 2.27 bahwa ketika kekakuan coupler berkurang, gaya tekan coupler berkurang tetapi stroke tekan meningkat. Jadi, mengurangi kekakuan coupler dapat mengurangi gaya tekan. dengan berkurangnya kecepatan pengereman awal, gaya tekan dan gerakan coupler maksimum meningkat. Saat kereta mengerem darurat dengan kecepatan rendah, gaya tekan dan guratan jauh lebih tinggi, yang dapat menyebabkan kerusakan



**Gambar 2.27** Hasil Numerik *Compressive Force distribution and Compressive Stroke Distribution* dengan Kekuatan Coupler yang Berbeda

**2.8.5 Model-Based Assesment of Longitudinal Dynamic Peformance and Energy Consumption of Heavy Haul Train on Long-Steep Downgrades**

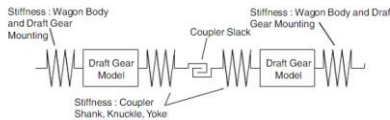
Pada tahun 2017 , Shi, J., Ren, S., & Zhang, M melakukan penelitian yang berjudul “*Model-Based Assesment of Longitudinal Dynamic Peformance and Energi Consumption of Heavy Haul Train on Long-Steep Downgrades*” (Shi 2019). Dalam penelitiannya , Jin Shi mengasumsikan kereta yang melintas dari *The South Changzi Station* menuju *South Shuizhi Station* sebagai sistem massa yang terdiri dari lokomotif dan gerbong yang dihubungkan oleh *MT-2 type buffer and slack coupler*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.28. Mulanya dilakukan analisis untuk menilai model dinamis longitudinal serta perhitungan konsumsi energi selama pengoperasian kereta angkut berat kemudian divalidasi oleh data kekuatan *coupler* yang berkaitan . Gambar *coupler* dapat dilihat pada gambar 2.29 dan Model dinamis dari sistem dapat ditunjukkan pada gambar 2.29 dan 2.30 di bawah .



**Gambar 2.28** Sistem yang terdiri dari kereta dan *coupler* (Shi 2019)



**Gambar 2.29** *Slack coupler* (Shi 2019)

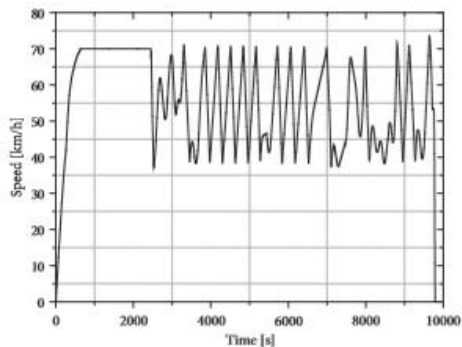


**Gambar 2.30** Model dinamis sistem (Shi 2019)

Jin Shi memodelkan bahwa kereta bergerak di antara kecepatan 35 sampai dengan 75 km/h dengan mengalami 4 tahap



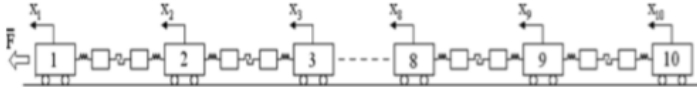
pengereman untuk bisa berhenti yaitu kereta mulai melaju, kereta mengalami kecepatan konstan, kereta mengalami pengereman siklik kemudian kereta melakukan pengereman penuh yang dinyatakan pada gambar 2.32. Ketika kereta berjalan, gaya tarik *coupler* maksimum yaitu 921,65 kN dan gaya tekan *coupler* maksimum sebesar 1039,64 kN. Nilai ini lebih kecil dari standar kalibrasi *coupler* yang diperlukan untuk kendaraan khusus kelas 1 yaitu gaya tarik *coupler* maksimum yaitu 2000 kN dan gaya tekan *coupler* maksimum sebesar 2250 kN. Untuk energi total yang dibutuhkan yaitu 5614,22 kWh dan konsumsi energi untuk pengereman membutuhkan lebih dari 80% dari keseluruhan energi yang dibutuhkan. Hasil dari pengujian ini bermanfaat untuk menentukan desain profil jalur lintasan dengan disesuaikan berdasarkan besarnya beban dan konsumsi energi kereta yang melintas.



**Gambar 2.31** Grafik waktu vs kecepatan pada hasil simulasi saat pengereman (Shi 2019)

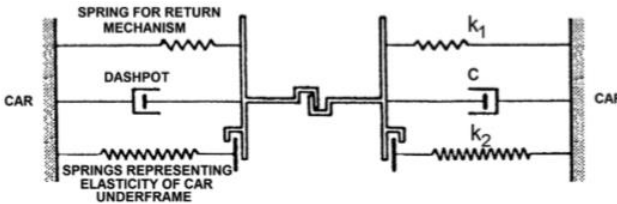
### 2.8.6 Longitudinal Dynamics of Freight Trains

Pada tahun 2009, dilakukan analisis *longitudinal dynamics* pada kereta barang (Ansari and Esmailzadeh 2009). M. Ansari dan E. Esmailzadeh melakukan simulasi dengan asumsi kereta barang yang memiliki 2 lokomotif dan 8 gerbong serta disetiap gerbong disambung oleh *coupler* otomatis seperti pada gambar 2.32 dengan disertai model dinamis *couplernya* pada gambar 2.33.



**Gambar 2.32** Pemodelan 10 rangkaian kereta (Ansari and Esmailzadeh 2009)

Analisis 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 and Esmailzadeh 2009)



**Gambar 2.33** Pemodelan coupler otomatis dan draw gear (Ansari and Esmailzadeh 2009)

Dalam penginputan pada MAT LAB © dibutuhkan parameter-parameter yang mendukung agar bisa didapatkan hasil, seperti yang ada pada tabel 2.6. 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 and Esmailzadeh 2009).

**Tabel 2.5** Parameter lokomotif, gerbong dan pendukung lainnya

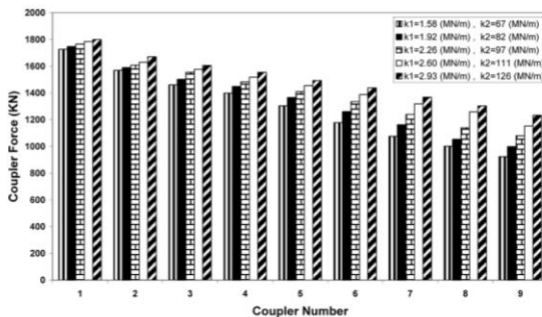
<i>Item</i>	<i>Notation</i>	<i>Value</i>
Locomotive mass	$m_1$	$2 \times 10^5$ kg
Wagons mass (empty)	$m_2, \dots, m_{10}$	$4 \times 10^4$ kg
Wagons mass (loaded)	$m_2, \dots, m_{10}$	$9 \times 10^4$ kg
Spring stiffness	$k_1$	$2.26 \times 10^6$ N/m
Spring stiffness	$k_2$	$9.67 \times 10^7$ N/m
Damping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

**a. *Spring Stiffness***

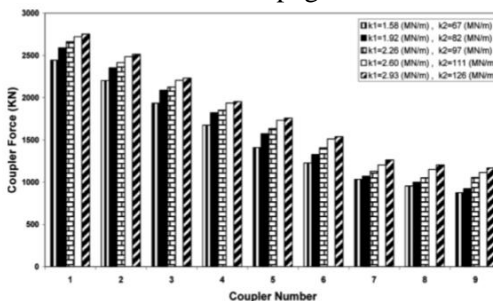
Grafik hasil simulasi gaya traksi coupler maksimum, gaya tekan maksimum dan nilai RMS dari gaya coupler dengan variasi konstanta pegas dinyatakan pada gambar 2.34, 2.35 serta 2.36 di bawah. Angka ini menunjukkan bahwa, lebih dekat *coupler* untuk lokomotif memiliki gaya *coupler* yang lebih tinggi. Yaitu, 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 and Esmailzadeh 2009)

**b. *Damping Coefficient***

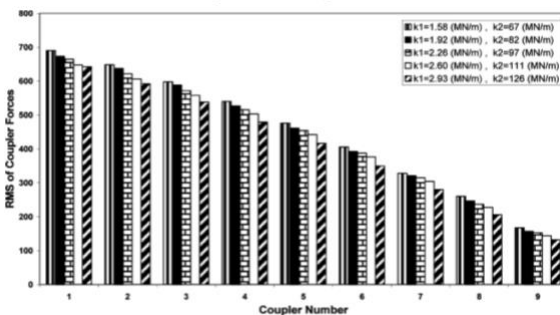
Hasil simulasi Gaya traksi *coupler* maksimum, Gaya tekan maksimum dan Nilai RMS dari gaya *coupler* dengan variasi konstanta redam dinyatakan pada gambar 2.37, 2.38 serta 2.39 di bawah ini. Telah ditemukan bahwa kekuatan traksi maksimum berkurang karena koefisien redaman meningkat, sedangkan kekuatan 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 and Esmailzadeh 2009).



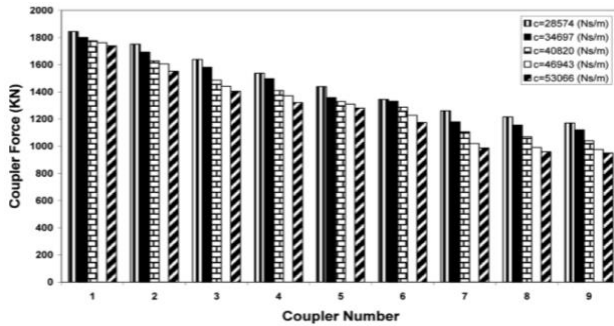
Gambar 2.34 Gaya traksi *coupler* maksimum dengan variasi konstanta pegas



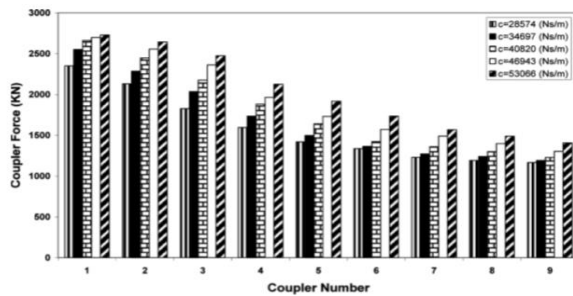
Gambar 2.35 Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta pegas



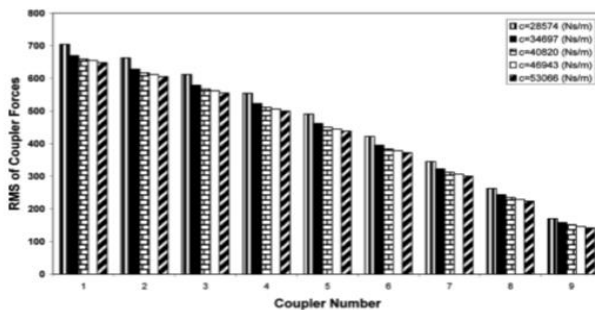
Gambar 2.36 Nilai RMS dari gaya *coupler* dengan variasi konstanta pegas



**Gambar 2.37** Gaya traksi *coupler* maksimum dengan variasi konstanta redam



**Gambar 2.38** Gaya tekan maksimum dengan variasi konstanta redam



**Gambar 2.39** Nilai RMS dari gaya *coupler* dengan variasi konstanta redam

### **2.8.7 Analisis 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 dilakukan penelitian mengenai shock absorber kereta api tipe ekonomi oleh Dian Riyana Zahro dan telah dimuat dengan judul “ Analisis Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redaman terhadap Respon Dinamis Suspensi Primer dan Perancangan Ulang Diameter *Orifice* pada *Shock Absorber* Kereta Api tipe Ekonomi “ .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. *Free Body Diagram Carbody* dari Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Ekonomi dimodelkan pada gambar 2.40. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software MATLAB frekuensi input sinusoidal sistem suspensi divariasikan dari 0,5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan setiap 0,5 Hz.

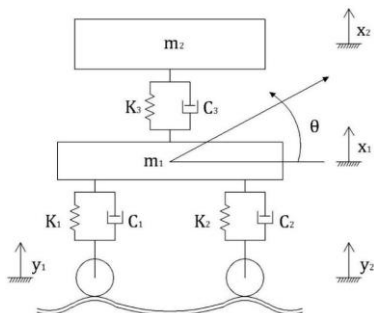
Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa respon displacement yang dialami sistem suspensi hidraulik dengan penggunaan konstanta redam 92,871 Ns/m paling baik untuk semua variasi frekuensi. Perpindahan RMS dan percepatan RMS sistem kendaraan dengan variasi konstanta redam 92,871 Ns/m juga paling baik diantara variasi lainnya . Pada sistem suspensi hidraulik , perubahan variasi diameter *orifice* mempengaruhi besarnya gaya redam. Variasi diameter paling kecil menghasilkan gaya redam yang paling besar. Selain itu, variasi diameter *orifice* sebesar 2,155 mm paling cocok untuk dipasangkan pada sistem kendaraan kereta api dengan penggunaan konstanta redam 92,871 Ns/m. Semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan pada sistem hidraulik, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar . Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk simulasi pada penelitian ini dilampirkan pada tabel 2.7 dan 2.8 .

**Tabel 2.6** Parameter untuk simulasi sistem suspensi hidraulik kereta api

Massa jenis fluida ( $\rho$ )	Diameter orifice (Doe)	Diameter piston (Dp)	Diameter piston rod (Dpr)	Frekuensi
860 kg/m <sup>3</sup>	0.001 m	0.05 m	0.0354 m	0.5 Hz
	0.002 m			1 Hz
	0.002155 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz

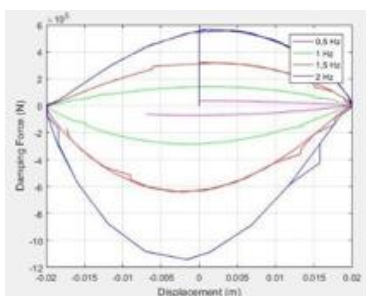
**Tabel 2.7** Parameter untuk simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>carbody</i> ( $m1$ )	43000 kg	$m1$
Massa <i>bogie</i> ( $m2$ )	4500 kg	$m2$
Koefisien pegas suspensi primer ( $k1$ & $k2$ )	750.000 N/m	$k1$ & $k2$
Koefisien <i>damping</i> suspensi primer ( $c1$ & $c2$ )	15.000 Ns/m	$c1$ & $c2$
Koefisien pegas suspensi sekunder ( $k3$ )	400.000 N/m	$k3$
Koefisien <i>damping</i> suspensi sekunder ( $c3$ )	80.000 Ns/m	$c3$

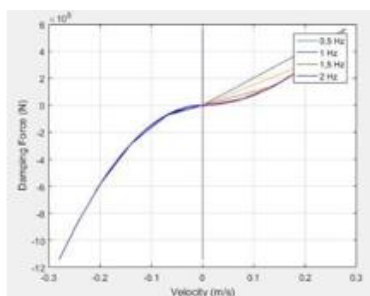


**Gambar 2.40** *Free Body Diagram Carbody* dari seperempat kendaraan dari kereta api ekonomi (Zahro and Guntur 2017)

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

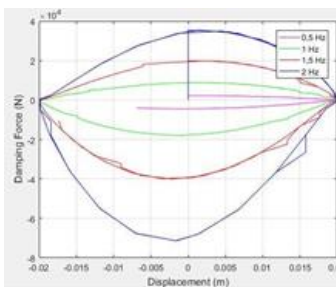


(a)

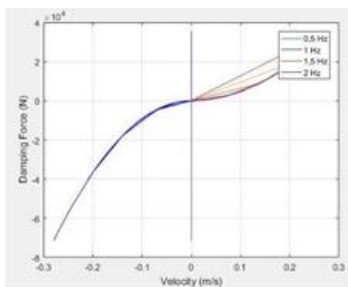


(b)

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



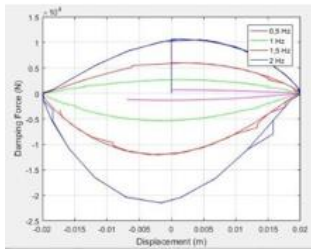
(c)



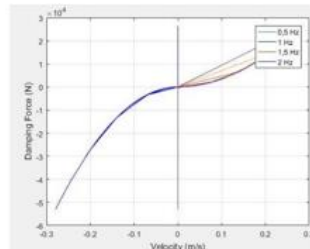
(d)



$$D_p = 5 \times 10^{-2} m, D_o = 2,155 \times 10^{-3} m, D_p = 5 \times 10^{-2} m, D_o = 2,155 \times 10^{-3} m$$

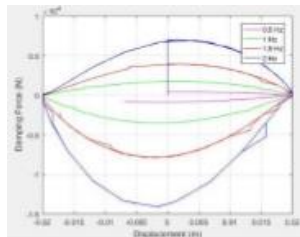


(e)

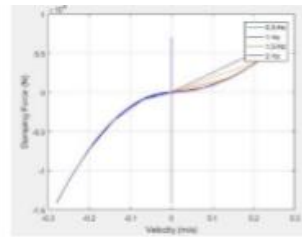


(f)

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



(g)



(h)

**Gambar 2. 41** Grafik respon gaya redam pada sistem suspensi dengan variasi frekuensi

Gambar 2.41 Di atas merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) dan kecepatan (b - d - f - h) pada massa jenis minyak ( $\rho=860 \text{ kg/m}^3$ ), diameter piston ( $D_p = 3 \text{ cm}$ ) dan diameter orifice ( $D_o = 1-3 \text{ mm}$ ) dengan variasi frekuensi.

**Tabel 2.8** 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	Ekspani	Kompresi	Ekspani	Kompresi	Ekspani	Kompresi	Ekspani
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

**Tabel 2.9** Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidraulik

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

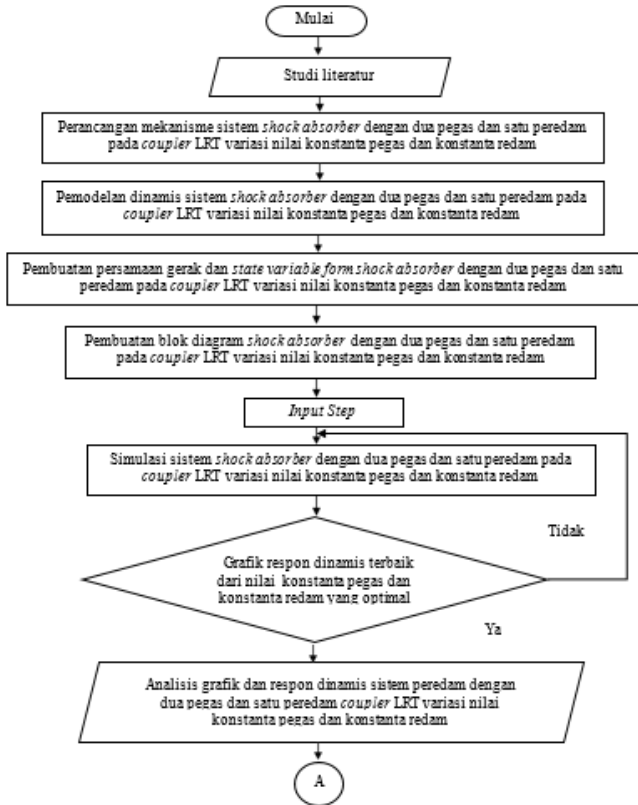
Berdasarkan Tabel 2.10 di atas diameter 2,155 m sesuai dengan konstanta redaman 92.871 Ns/m. Oleh karena itu, diameter *orifice* tersebut bisa dipasangkan pada sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi .

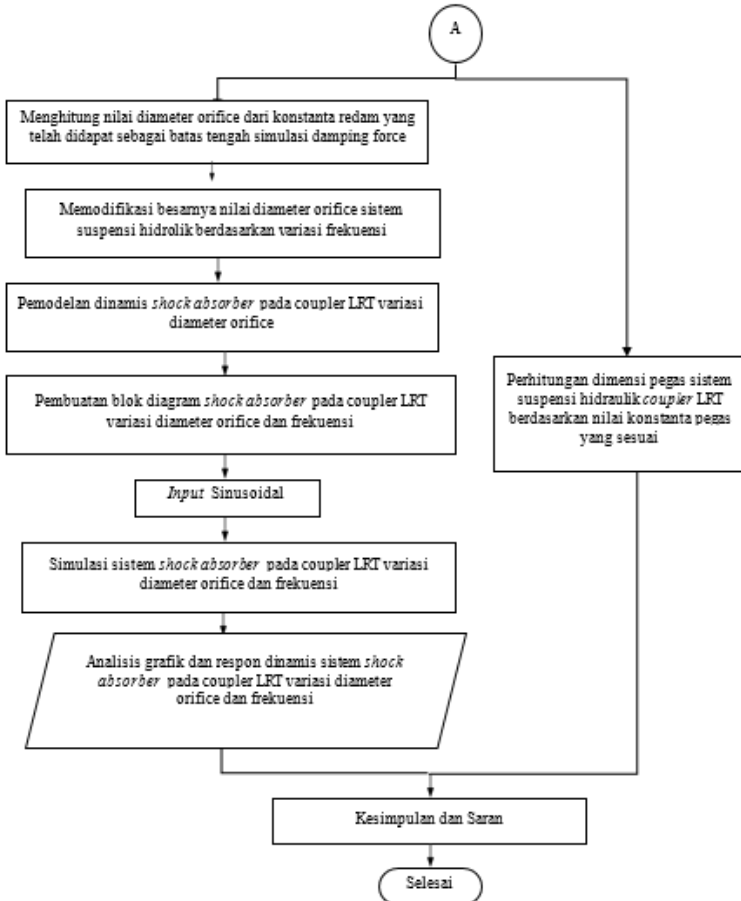
# BAB III

## METODE PENELITIAN

### 3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis akibat variasi kecepatan, percepatan dan perlambatan pada perancangan sistem peredam coupler LRT. Dalam proses analisis dan simulasi dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1 di bawah ini.





**Gambar 3.1** Diagram alir proses analisis tugas akhir

Metode pelaksanaan analisis tugas akhir ini ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai *coupler* beserta peredamnya pada LRT (Light Rail Transit). Tahap berikutnya yaitu merancang mekanisme sistem peredam pada *coupler* LRT. Selanjutnya dilanjutkan dengan pemodelan fisik dan dinamis untuk sistem *coupler* beserta peredamnya pada LRT (Light

Rail Transit). Bentuk fisik dari peredam *coupler* ini sebuah *hydraulic shock absorber* di sisi kanan *coupler*. Sistem peredamnya terdiri dari dua pegas dan satu peredam. Kemudian membuat persamaan gerak dan *state variable* dari sistem tersebut. Dari persamaan gerak dan *state variable* yang sudah ada, Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB *Simulink* dengan *input step*. Hasilnya berupa analisis grafik dan karakteristik dinamis peredam yang terdiri dari dua pegas dan satu peredam pada *coupler* LRT divariasikan terhadap konstanta pegas dan konstanta redam. Berdasarkan nilai konstanta redam yang diperoleh dapat ditentukan besarnya gaya redam pada variasi diameter orifice dan frekuensi. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB *Simulink* dengan *input sinusoidal*. Hasilnya berupa analisis grafik dan karakteristik dinamis dinamis sistem *shock absorber* pada *coupler* LRT variasi diameter orifice berdasarkan nilai konstanta redam paling sesuai. Sedangkan dari nilai konstanta pegas yang diperoleh dapat ditentukan besarnya dimensi seal dan pegas sistem suspensi hidraulik *coupler* LRT.

### 3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem sistem peredam *coupler* LRT. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem hidraulik, serta pembuatan diagram blok pada MATLAB *Simulink*.

Sedangkan studi literatur yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut berupa data teknis yang meliputi massa *motor car*, *trailer car*, *main car* saat kosong dan penuh, massa *coupler*, nilai koefisien gesek, gravitasi bumi, nilai konstanta pegas untuk *coupler absorber* serta nilai konstanta redam *coupler absorber*. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku,

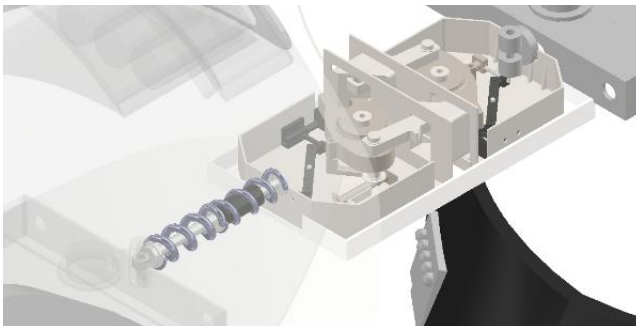
jurnal - jurnal ilmiah, maupun penelitian - penelitian terdahulu.

### 3.3 Pemodelan Fisik Sistem Peredam Coupler LRT

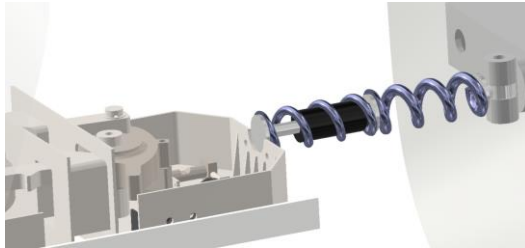
Sistem peredam coupler LRT pada penelitian ini menggunakan peredam hidraulik di sisi kanan dan beam di sisi kiri . Peredam dengan silinder hidraulik yang dipilih memanfaatkan tekanan fluida cair suspensi untuk menghasilkan energi. Dalam tugas akhir ini akan dianalisis karakteristik gaya redaman beserta karakteristik *motor car*, *main car*, *coupler*, *coupler absorber* akibat variasi kecepatan, percepatan ,perlambatan sehingga dapat ditentukan besarnya nilai konstanta pegas dan redaman yang optimal pada *coupler absorber* LRT. Berikut pemodelan fisik sistem peredam *coupler* ditampilkan pada gambar 3.2, 3.3,3.4,3.5 dan 3.6 sebagai berikut :



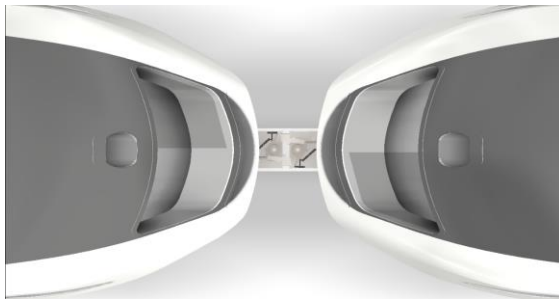
**Gambar 3.2** Desain Shock Absorber Terpasang Pada Coupler LRT Tampak Samping



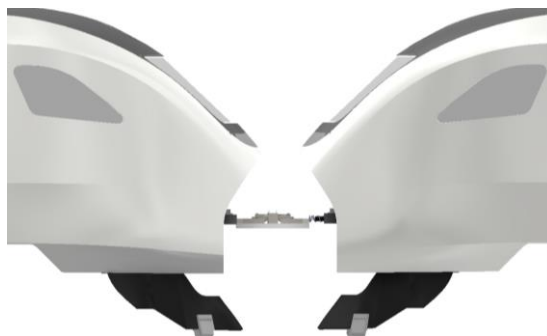
**Gambar 3.3** Desain Shock Absorber Terpasang Pada Coupler LRT Tampak Atas



**Gambar 3.4** Desain sambungan shock absorber coupler terhadap carbody LRT



**Gambar 3.5** Coupler shockabsorber yang terpasang pada carbody LRT tampak atas

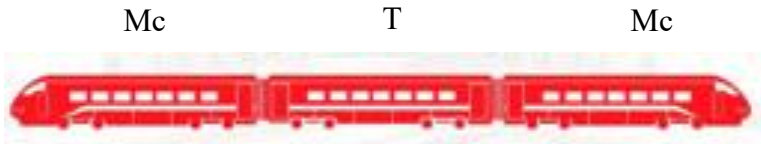


**Gambar 3.6** Coupler shockabsorber yang terpasang pada carbody LRT tampak samping

### 3.4 Analisis Gaya, Pemodelan dan Simulasi Sistem Peredam Coupler LRT

#### 3.4.1 Analisis Gaya pada Komponen Sistem LRT

Analisa gaya yang dilakukan berupa gaya tarik dan gaya tekan pada coupler yang dipengaruhi oleh rolling resistance kereta. Analisa gaya tersebut menggunakan motorcar (MC) dan trailer car (T) dengan skema ditunjukkan pada gambar 3.7.



**Gambar 3.7** Komponen LRT (Karya 2017)

Keterangan :

Mc : *Motor car*

T : *Trailer car*

#### ➤ Rolling Resistance

Perhitungan rolling resistance antar gerbong adalah sebagai berikut :

- **Rolling resistance motorcar pada kecepatan 40 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{10 \cdot 110 \cdot (24,8548 \text{ mph})^2}{39,0862 \text{ ton} \cdot 10000} \times 39,0862 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 271,76 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 271,76 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 8915,9 \text{ lbf} = 39660 \text{ N}$$

- **Rolling resistance motorcar pada kecepatan 60 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$



$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{10 \cdot 110 \cdot (37,282 \text{ mph})^2}{39,0862 \text{ ton} \cdot 10000} \times 39,0862 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 356,7 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 356,7 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 11703 \text{ lbf} = 52056 \text{ N}$$

- **Rolling resistance motorcar pada kecepatan 80 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{10 \cdot 110 \cdot (49,71 \text{ mph})^2}{39,0862 \text{ ton} \cdot 10000} \times 39,0862 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 475,62 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 475,62 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 15604 \text{ lbf} = 69411 \text{ N}$$

- **Rolling resistance motorcar pada kecepatan 100 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{10 \cdot 110 \cdot (62,137 \text{ mph})^2}{39,0862 \text{ ton} \cdot 10000} \times 39,0862 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 628,51 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 628,51 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 20621 \text{ lbf} = 91725 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan hasil perhitungan rolling resistance untuk motorcar yang ditunjukkan pada Tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Hasil perhitungan rolling resistance motorcar

Kecepatan (km/jam)	Rolling Resistance Motorcar (N)
40	39660
60	52056
80	69411
100	91725

- **Rolling resistance trailer car pada kecepatan 40 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{2,6 \cdot 110 \cdot (24,8548 \text{ mph})^2}{40,925 \text{ ton} \cdot 10000} \times 40,925 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 224,28 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 224,28 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 7358,4 \text{ lbf} = 32732 \text{ N}$$

- **Rolling resistance trailer car pada kecepatan 60 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{2,6 \cdot 110 \cdot (37,282 \text{ mph})^2}{40,925 \text{ ton} \cdot 10000} \times 40,925 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 246,37 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 246,37 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 8082,9 \text{ lbf} = 35955 \text{ N}$$

- **Rolling resistance trailer car pada kecepatan 80 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{2,6 \cdot 110 \cdot (49,71 \text{ mph})^2}{40,925 \text{ ton} \cdot 10000} \times 40,925 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 277,29 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 277,29 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 9097,3 \text{ lbf} = 40467 \text{ N}$$

- **Rolling resistance trailer car pada kecepatan 100 km/jam :**

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{N} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000w}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18}{8} + 0,03 + \frac{2,6 \cdot 110 \cdot (62,137 \text{ mph})^2}{40,925 \text{ ton} \cdot 10000} \times 40,925 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 317,04 \text{ lbm} \times g$$

$$R_{rm} = 317,04 \text{ lbm} \times 32,8084 \text{ ft/s}^2$$

$$R_{rm} = 10402 \text{ lbf} = 46269 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan hasil perhitungan rolling resistance untuk trailer car yang ditunjukkan pada Tabel 3.2.

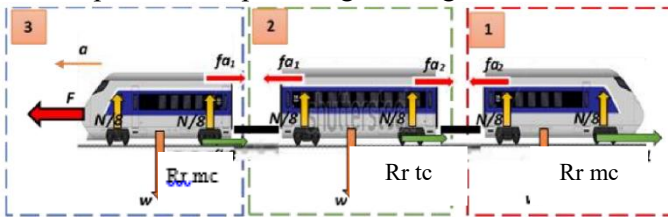
**Tabel 3.2** Hasil perhitungan rolling resistance trailer car

Kecepatan (km/jam)	Rolling Resistance Trailer car (N)
40	32732

60	35955
80	40467
100	46269

➤ **Gaya – gaya akibat Pembebanan Tarik**

Gaya tarik pada coupler terjadi karena adanya percepatan saat kereta LRT melaju. Perhitungan gaya akibat beban tarik dilakukan pada kecepatan 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam dengan nilai percepatan sebesar  $1 \text{ m/s}^2$ . Perhitungan ditinjau di masing-masing area car body berdasarkan gambar 3.6 di bawah kemudian didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :



**Gambar 3.8** Penjabaran gaya tarik di tiap area carbody

Keterangan :

$Rr \text{ mc}$  = *Rolling resistance motor car*

$Rr \text{ tc}$  = *Rolling resistance trailer car*

Area 1

$$\sum F = m_{\text{motorcar}} \cdot a$$

$$fa_2 - Rr_{\text{motorcar}} = m_{\text{motorcar}} \cdot a$$

$$fa_2 = m_{\text{motorcar}} \cdot a + Rr_{\text{motorcar}}$$

$$fa_2 = (39086,2 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 52056 \text{ N}$$

$$fa_2 = 91142 \text{ N}$$

## Area 2

$$\sum F = m_{\text{trailer car}} \cdot a$$

$$fa_1 - fa_2 - Rr_{\text{trailer car}} = m_{\text{trailer car}} \cdot a$$

$$fa_1 = m_{\text{trailer car}} \cdot a + Rr_{\text{trailer car}} + fa_2$$

$$fa_1 = (40.924,8 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 35955 \text{ N} + 91142 \text{ N}$$

$$fa_1 = 168022 \text{ N}$$

## Area 3

$$\sum F = m_{\text{motor car}} \cdot a$$

$$F - fa_1 - Rr_{\text{motor car}} = m_{\text{motor car}} \cdot a$$

$$F = m_{\text{motor car}} \cdot a + fa_1 + Rr_{\text{motor car}}$$

$$F = (39086,2 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 168022 \text{ N} + 52056 \text{ N}$$

$$F = 259164 \text{ N}$$

Sehingga hasil dari perhitungan gaya akibat beban tarik ditunjukkan pada Tabel 3.3.

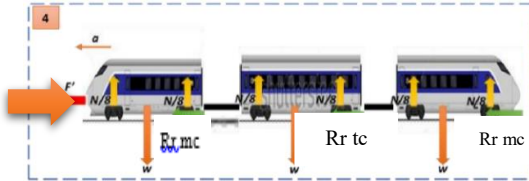
**Tabel 3.3** Hasil perhitungan gaya akibat beban tarik

Gaya (N)	Kecepatan (km/jam)			
	40	60	80	100
F	231148	259164	298387	348815
fa <sub>1</sub>	152402	168022	189889	218004
fa <sub>2</sub>	78746	91142	108497	130811

➤ **Gaya – gaya akibat Pembebanan Tekan**

Gaya tekan pada coupler terjadi karena adanya perlambatan saat kereta LRT melakukan pengereman. Perhitungan gaya akibat beban tekan berdasarkan free body diagram pada gambar 3.7 dilakukan

pada kecepatan 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam dengan nilai perlambatan sebesar  $1,34 \text{ m/s}^2$  . Didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :



**Gambar 3.9** Penjabaran gaya tekan

Keterangan :

$Rr_{mc}$  = *Rolling resistance motor car*

$Rr_{tc}$  = *Rolling resistance trailer car*

Perhitungann gaya tekan pada kecepatan 60 km/jam adalah sebagai berikut :

$$\sum F = m_{motorcar} \cdot a$$

$$-F' + (2 \times Rr_{motorcar}) + Rr_{trailer car} = m_{total} \cdot a$$

$$F' = (2 \times Rr_{motorcar}) + Rr_{trailer car} - (m_{total} \cdot a)$$

$$F' = (2 \times 52056) \text{ N} + 91142 \text{ N} - (119097,2 \text{ kg} \cdot -1,34 \text{ m/s}^2)$$

$$F' = 299657 \text{ N}$$

Sehingga hasil dari perhitungan gaya akibat beban tekan ditunjukkan pada Tabel 3.4.

**Tabel 3.4** Hasil perhitungan gaya akibat beban tekan

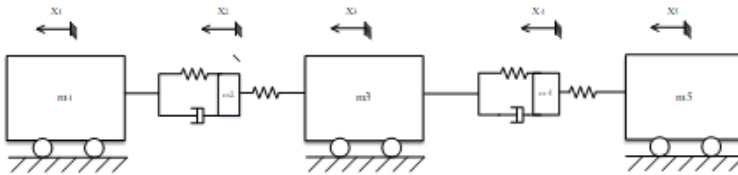
Kecepatan (km/jam)	Gaya Tekan (N)
40	271641
60	299657

80	338880
100	389308

### 3.4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Peredam *Coupler* LRT

Pemodelan dinamis sistem peredam *coupler* LRT dapat dilihat pada Gambar 3.8. Sistem tersebut awalnya ditinjau dari 3 gerbong yaitu motorcar1 , trailer car dan motor car 2 tetapi untuk simulasi pada MATLAB Simulink gerbong yang ditinjau hanya motor car 1 dan trailer car. Massa yang digunakan untuk simulasi yaitu massa motor car dan trailer car, yang terhubung oleh coupler dilengkapi dengan brittle mass material pada *shock absorber* nya. Pada sistem ini massa coupler dianggap menyatu dengan massa motor car. Di dalam shock absorber coupler terdapat silinder hidraulik, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Massa yang ditinjau untuk melakukan simulasi yaitu massa 1 (motor car), massa 2 (brittle mass material 1 ) dan massa 3 (trailer car).

Berdasarkan gambar 3.4 pegas *shock absorber* akan mengalami kompresi ketika terjadi fenomena *brake* atau pengereman karena adanya gaya osilasi. Saat proses kompresi, piston bergerak ke kanan sehingga fluida pada ruang atas piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang atas piston menuju ruang bawah piston melalui *orifice*. Kemudian untuk fenomena kedua ketika kecepatan kereta stasioner dan tidak terjadi pengereman yang terjadi pada *shock absorber* adalah proses ekspansi. Saat ekspansi, piston bergerak ke bawah, fluida pada ruang bawah piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang bawah piston menuju ruang atas piston melalui *orifice*. Langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gerak dari sistem yang akan digunakan untuk melakukan simulasi dari sistem suspensi hidraulik.



**Gambar 3.10** Sistem dinamis peredam *Coupler* LRT

Keterangan :

- $m_1$  : Massa *motor car* 1 dan coupler (kg)
- $m_2$  : Massa *brittle material* 1 (kg)
- $m_3$  : Massa *trailer car* (kg)
- $m_4$  : Massa *brittle material* 2 (kg)
- $m_5$  : Massa *motor car* 2 dan coupler (kg)
- $k_1$  : Konstanta kekakuan dari pegas 1 (N)
- $Fk_1$  : Gaya pegas dari pegas 1 (N)
- $c_1$  : Konstanta redaman silinder hidraulik 1 (N)
- $FC_1$  : Gaya redam dari silinder hidraulik 1 (N)
- $k_2$  : Konstanta kekakuan dari pegas 2 (N)
- $Fk_2$  : Gaya pegas dari pegas 2 (N)
- $k_3$  : Konstanta kekakuan dari pegas 3 (N)
- $Fk_3$  : Gaya pegas dari pegas 3 (N)
- $c_2$  : Konstanta redaman dari silinder hidraulik 2 (N)
- $FC_2$  : Gaya redam dari silinder hidraulik 2 (N)
- $K_4$  : Konstanta kekakuan dari pegas 4 (N)
- $Fk_4$  : Gaya pegas dari pegas 4 (N)



$R_{mc}$  : Gaya gesek pada *motor car* (N)

$R_{tc}$  : Gaya gesek pada *trailer car* (N)

$x_1$  : Displacement dari *motor car 1* (m)

$x_2$  : Displacement dari *brittle material 1* (m)

$x_3$  : Displacement dari *trailer car* (m)

$x_4$  : Displacement dari *brittle material 2* (m)

$x_5$  : Displacement dari *motor car 2* (m)

$Fk_1$  :  $k_1 (x_1 - x_2)$

$Fk_2$  :  $k_2 (x_2 - x_3)$

$Fc_1$  :  $c (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$

$Fk_3$  :  $k_3 (x_3 - x_4)$

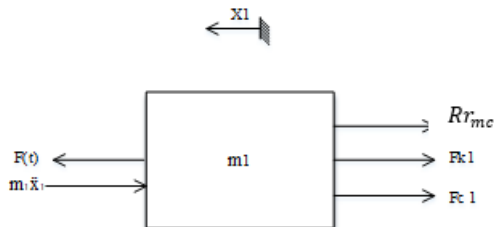
$Fk_4$  :  $k_4 (x_4 - x_5)$

$Fc_2$  :  $c (\dot{x}_3 - \dot{x}_4)$

### 3.4.3 Persamaan Gerak dan *State Variable* Sistem Peredam pada *Automatic Coupler LRT*

Berdasarkan model dinamis yang sudah ada maka dapat diperoleh persamaan gerak dan *state variable form* di masing-masing komponen sebagai berikut :

- a. *Free Body Diagram* untuk  $m_1$



**Gambar 3.11** *Free Body Diagram*  $m_1$

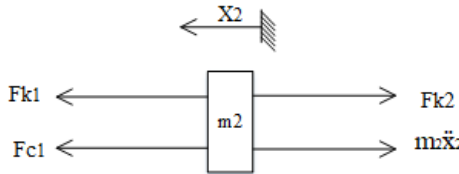
**Persamaan Gerak Translasi pada  $m_1$ :**

$$\begin{aligned} \leftarrow + \quad \sum F_X &= m_1 \ddot{x}_1 \\ F_{(t)} - F_{c1} - F_{k1} - Rr_{mc} &= m_1 \ddot{x}_1 \\ F_{(t)} - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) - Rr_{mc} &= m_1 \ddot{x}_1 \\ F_{(t)} - (k_1x_1) + (k_1x_2) - (c_1\dot{x}_1) + (c_1\dot{x}_2) - Rr_{mc} &= m_1 \ddot{x}_1 \end{aligned}$$

**Persamaan *state variable* pada  $m_1$  :**

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [F_{(t)} - (k_1x_1) + (k_1x_2) - (c_1\dot{x}_1) + (c_1\dot{x}_2) - Rr_{mc}]$$

b. *Free Body Diagram* untuk  $m_2$



**Gambar 3.12 *Free Body Diagram*  $m_2$**

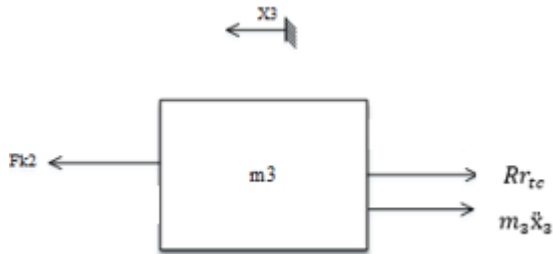
**Persamaan Gerak Translasi pada  $m_2$  :**

$$\begin{aligned} \leftarrow + \sum F_X &= m_2 \ddot{x}_2 \\ F_{c1} + F_{k1} - F_{k2} &= m_2 \ddot{x}_2 \\ c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) - k_2(x_2 - x_3) &= m_2 \ddot{x}_2 \\ (k_1x_1) - (k_1x_2) + (c_1\dot{x}_1) - (c_1\dot{x}_2) - (k_2x_2) + (k_2x_3) &= m_2 \ddot{x}_2 \end{aligned}$$

**Persamaan *state variable* pada  $m_2$  :**

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [(k_1x_1) - (k_1x_2) + (c_1\dot{x}_1) - (c_1\dot{x}_2) - (k_2x_2) + (k_2x_3)]$$

c. *Free Body Diagram* untuk  $m_3$



**Gambar 3.13** Free Body Diagram  $m_3$

**Persamaan Gerak Translasi pada  $m_3$  :**

$$\begin{aligned}
 & \overset{+}{\longleftarrow} \sum F_X = m_3 \ddot{x}_3 \\
 & F_{k2} - F_{c2} - Rr_{tc} = m_3 \ddot{x}_3 \\
 & k_2(x_2 - x_3) - Rr_{tc} = m_3 \ddot{x}_3 \\
 & (k_2x_2) - (k_2x_3) - Rr_{tc} = m_3 \ddot{x}_3
 \end{aligned}$$

**Persamaan state variable pada  $m_3$ :**

$$\ddot{x}_3 = \frac{1}{m_3} [(k_2x_2) - (k_2x_3) - Rr_{tc}]$$

### 3.4.4 Diagram Alir Simulasi Sistem Peredam Coupler LRT

Pada Gambar 3.2-3.4 diketahui pemodelan fisik dan dinamis dari sistem peredam coupler yang terpasang pada LRT . Selanjutnya dilakukan pembuatan blok diagram Simulink untuk sistem peredam coupler LRT. Input yang digunakan pada gambar 3.19 adalah input step Setelah mendapatkan persamaan gerak langkah berikutnya yaitu membuat blok diagram dari persamaan tersebut, kemudian membuat M-file. Setelah itu run Simulink, hasil running Simulink akan keluar dalam bentuk grafik karakteristik dinamis untuk peredam coupler . Langkah – langkah tersebut untuk kedua jenis input step. Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem terdapat pada tabel 3.5 dan 3.6.

**Tabel 3.5** Parameter simulasi pada LRT dan *coupler* (Muttajien and Syaifudin 2018)

No.	Parameter	Simbol (satuan)	Nilai
1.	Massa <i>Motor Car</i> Keadaan Kosong	$m_m$ ( <b>kg</b> )	27.200
3.	Massa <i>Trailer Car</i> Keadaan Kosong	$m_t$ ( <b>kg</b> )	28000
3.	Massa <i>Motor Car</i> Keadaan Penuh	$m_m$ ( <b>kg</b> )	39.086,2
5.	Massa <i>Trailer Car</i> Keadaan Penuh	$m_t$ ( <b>kg</b> )	40924,8
6.	Massa <i>Coupler</i>	$m_c$ ( <b>kg</b> )	100 kg
7.	Koefisien gesek	$\mu_k$	0,015
8.	Gravitasi bumi	$g$ ( <b>m/s<sup>2</sup></b> )	9,81

**Tabel 3.6** Parameter simulasi pada *shock absorber coupler*

No.	Parameter	Simbol (satuan)	Nilai
1.	Kekakuan pegas 1 <i>coupler absorber</i>	$k_1$ ( <b>N/m</b> )	8700
2.	Koefisien redam <i>coupler absorber</i>	$c_1$ ( <b>N.<sup>s</sup>/m</b> )	40000
3.	Konstanta pegas 2 <i>coupler absorber</i>	$k_2$ ( <b>N/m</b> )	24100
4.	Massa jenis fluida	$\rho$ ( <b>kg/m<sup>3</sup></b> )	860

6.	Diameter <i>piston rod</i>	Dpr ( <i>mm</i> )	35,4
7.	Diameter piston	Dp ( <i>mm</i> )	50

**Tabel 3.7** Spesifikasi teknis LRT

<i>Axle Load</i>	Maksimal 12 ton
Material	Aluminium alloy, untuk cover bagian depan. Kabin menggunakan komposit
Window	Frame aluminium, kaca jenis tempered
Wheel Gauge	1.067 mm
Design Speed	100 km/jam
Operational Speed	Maksimal 85 km/jam
Minimum Radius (Main Line/Depot)	60/80 m
Maximum Gradient (Main Line/Depot)	20 <sup>0</sup> /00 / 30 <sup>0</sup> /00
Power Supply	750 VDC (Range voltage 500-900 VDC) menggunakan rel ketiga (third rail)
Propulsion System	Variable Voltage Variable Frequency (VVVF) dengan Traction Inverter (IGBT) dan Traction Motor

Brake System	Menggunakan rem gesek dan elektrik, electro-pneumatic dan dynamic
Bogie Suspension	Rubber spring (primer) dan air (sekunder)

Sumber : (Direktorat Logistik dan Pengembangan LRT Kereta Api Indonesia (PERSERO))

Untuk mengetahui berapa nilai dimensi dari rangkaian kereta dilampirkan data pendukung dan gambar komponen rangkaian satu LRT ,panjang total rangkaian LRT serta ukuran *carbody* LRTberdasarkan gambar 3.16,3.17 dan 3,18 sebagai berikut :

Ukuran utama LRT adalah sebagai berikut:

1. Panjang kereta (termasuk alat perangkai)  
MC1, MC2 : 18.350 mm  
T : 17.946 mm
2. Lebar badan kereta : 2.650 mm
3. Tinggi roof (atap) dari kepala rel : 3.402 mm
4. Tinggi rantai kereta dari kepala rel : 1.000 mm
5. Tinggi atap interior dari rantai kereta, minimum: 1.980 mm
6. Jarak antara sumbu Bogie MC1,MC2 :12.000 mm T : 12.000 mm
7. Jarak gandar maksimum : 2.050 mm
8. Diameter roda  
Baru : 780 mm  
Minimum : 700 mm

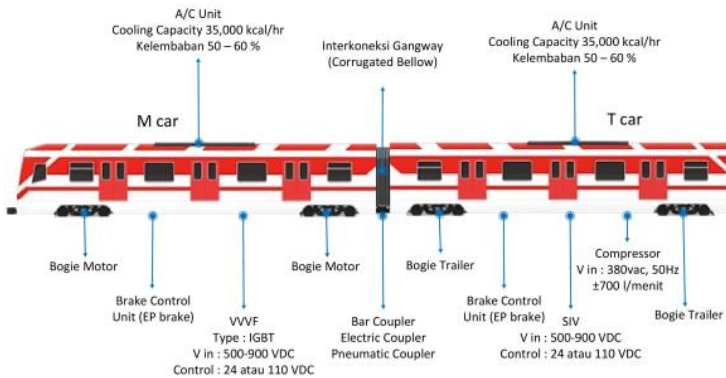
Catatan: Profil Roda harus sesuai dengan profil yang digunakan oleh PT KAI

## 9. Diagram Ruang Batas Sarana : Menyesuaikan

### 10. Berat kosong maksimum

MC1,MC2 : 33,8 Ton

T : 32,2 Ton



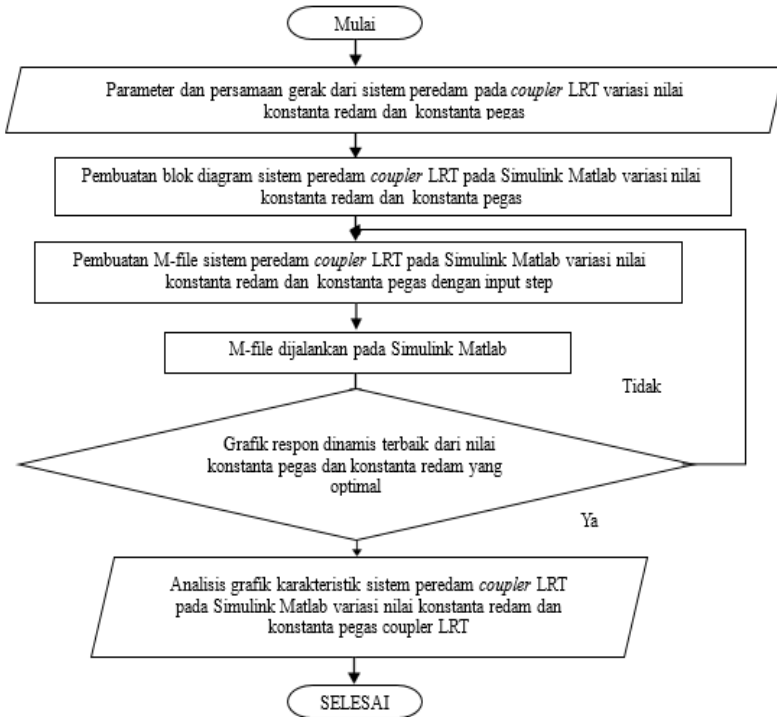
**Gambar 3.14** Komponen rangkaian satu LRT (Dok. PT INKA)



**Gambar 3.15** Panjang total rangkaian LRT (Dok. PT INKA)



**Gambar 3.16** Carbody LRT tampak depan (Dok. PT INKA)



**Gambar 3. 17** Diagram alir proses pembuatan blok diagram pada software MATLAB Simulink dari sistem coupler LRT dengan input step

### 3.4.5 Analisis Grafik dari Sistem Peredam Coupler LRT dengan Input Step Variasi Nilai Konstanta Pegas dan Konstanta Redam

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem sistem peredam coupler variasi nilai konstanta pegas dan konstanta redaman dengan input step, didapatkan grafik karakteristik dinamis yang berupa respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kendaraan terhadap waktu. Kemudian grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan berapa nilai



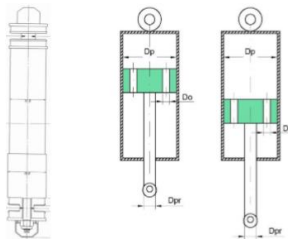
konstanta pegas dan konstanta redaman yang cocok untuk dipasang pada sistem yang disimulasikan, kemudian dilakukan validasi untuk input sinusoidal. Selanjutnya dilakukan simulasi dengan input sinusoidal yaitu sebagai upaya memastikan kembali apakah nilai konstanta pegas dan konstanta redaman dari input step sesuai ketika diberi input yang berbeda.

### 3.4.6 Analisis Grafik dari Sistem Peredam Coupler LRT dengan Input Sinusoidal Variasi Nilai Konstanta Redam dan Kecepatan

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

### 3.5 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik Variasi Diameter Orifice

Permodelan fisik dan dinamis shock absorber dapat dilihat pada Gambar 3.20. Sistem tersebut meliputi silinder hidraulik, piston, orifice, dan fluida kerja.



**Gambar 3.18** Pemodelan fisik dan dinamis shock absorber

Saat proses kompresi, piston bergerak ke atas sehingga fluida pada ruang atas piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang atas piston menuju ruang bawah piston melalui orifice. Saat ekspansi, piston bergerak ke bawah, fluida pada ruang bawah piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang bawah piston menuju ruang atas piston melalui orifice.

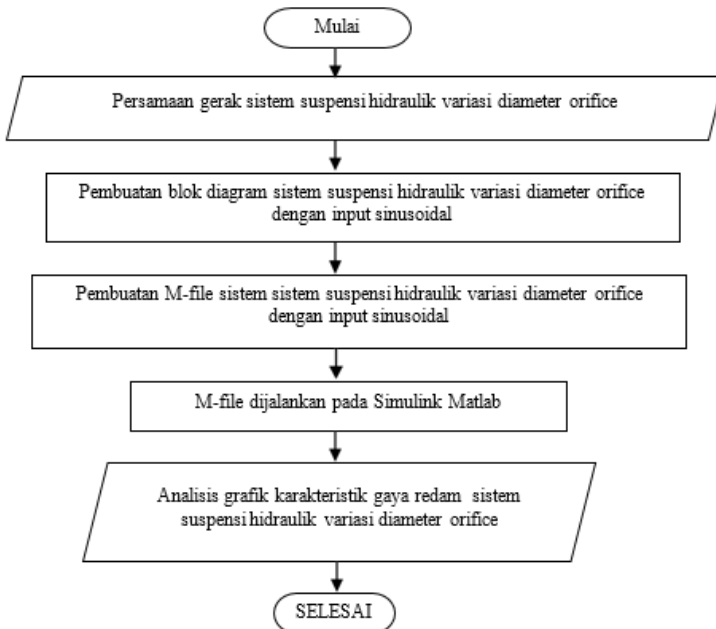
### 3.5.1 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik Variasi Diameter Orifice

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice yang dilampirkan pada tabel 3.8.

**Tabel 3.8** Parameter untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidraulik Coupler LRT

Parameter	Nilai	Keterangan
Diameter orifice	1 mm	Do
Diameter piston	5 cm	Dp
Diameter piston rod	3,54 cm	Dpr

Berdasarkan parameter yang sudah ada langkah berikutnya yaitu membuat blok diagram simulasi sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice. Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada Gambar 3.21. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dengan frekuensi perpindahan sistem suspensi 0.5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan 0.5 Hz.



**Gambar 3.19** Diagram alir pembuatan blok diagram sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice

### 3.5.2 Analisis Grafik Sistem Suspensi Hidraulik Variasi Diameter Orifice

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice pada shock absorber, didapatkan grafik karakteristik gaya redam yang berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan. Grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan, kemudian dipilih gaya redam terbaik untuk memilih diameter yang paling cocok sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada carbody kereta api akibat energi eksitasi dari permukaan jalan yang tidak rata dan beban impact saat kendaraan berjalan dengan kecepatan tinggi. Dengan gaya redam yang lebih baik maka getaran yang diterima oleh kendaraan juga sangat kecil.

### 3.5.3 Perhitungan Gaya Redam

Setelah didapatkan nilai koefisien redaman, dilakukan simulasi sistem suspensi hidraulik untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling cocok. Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi hidraulik dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir melalui *orifice*. Minyak tersebut diasumsikan fluida inkompresibel dan  $\Delta P$  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 :

$A_o$  = Luas area *orifice* (m<sup>2</sup>)

$A_p$  = Luas area piston (m<sup>2</sup>)

$v_o$  = Kecepatan minyak memasuki *orifice* (m/s<sup>2</sup>)

$v_p$  = Kecepatan piston (m/s<sup>2</sup>)

$\zeta$  = Koefisien *discharge orifice*

Gaya redam sistem suspensi hidraulik ( $F_{dh}$ ) yang terdiri dari siklus kompresi dan ekspansi didapatkan dari persamaan hukum Pascal :

#### Siklus Ekspansi

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

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

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

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

$$F_D = \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left( \left( \frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (3.1)$$

### Siklus Kompresi

$$\begin{aligned}
 F_D &= \Delta P \cdot A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left( \left( \frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left( \left( \frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2 \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} A_p \left( \left( \frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

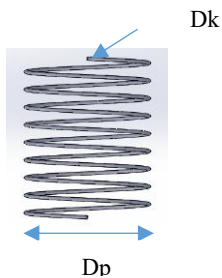
Dimana :

$A_{oe}$  = Luas *orifice* saat kompresi ( $m^2$ )

$A_{pr}$  = Luas piston rod ( $m^2$ )

### 3.6 Perancangan Dimensi Pegas Shock Absorber Coupler LRT

Dari simulasi yang telah dilakukan dengan input step, diperoleh besarnya nilai konstanta pegas 1 yang cocok dipasang pada sistem peredam coupler LRT. Besarnya nilai konstanta pegas yang telah diperoleh dijadikan acuan dalam menentukan besarnya nilai diameter kawat dan diameter pegas pada peredam coupler LRT. Dari perancangan dimensi ini akan diperoleh nilai diameter diameter kawat ( $D_k$ ) dan jumlah lilitan ( $N$ ) seperti pada gambar 3.22



**Gambar 3.20** Pemodelan fisik pegas shock absorber



## **BAB IV**

### **ANALISIS DAN PEMBAHASAN**

Pada tugas akhir ini, pemodelan yang dilakukan menghasilkan respon dinamis dari LRT yang dilengkapi sistem peredam (shock absorber) tunggal dengan dua pegas dan satu peredam . Respon dinamis yang dibahas pada sistem ini adalah respon percepatan, kecepatan dan perpindahan terhadap gaya redam yang dihasilkan. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi kompresi dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi ekspansi.

Hal yang pertama dilakukan dalam simulasi pada dari sistem peredam coupler LRT tunggal dengan dua pegas dan satu peredam adalah pemilihan parameter input yang digunakan, yaitu input step dengan nilai konstanta pegas serta nilai konstanta redam yang bervariasi dan input sinusoidal dengan variasi frekuensi. Untuk input step respon dinamis yang dibahas adalah respon percepatan , kecepatan, perpindahan terhadap waktu . Hal pertama yang dilakukan yaitu melakukan simulasi respon dinamis berdasarkan parameter yang tersedia disertai variasi konstanta redam. Dari grafik respon diperoleh nilai konstanta redam dengan respon paling baik kemudian dilakukan simulasi kembali dengan variasi nilai konstanta pegas sehingga diperoleh nilai konstanta pegas dengan respon paling baik . Pada input step ini didapat besarnya nilai konstanta pegas dan konstanta redaman optimal untuk sistem peredam coupler LRT dengan dua pegas dan satu peredam .

Untuk input sinusoidal yang dibahas adalah respon percepatan dan perpindahan terhadap waktu. Dari input ini didapatkan respon RMS percepatan dan perpindahan LRT . Hal pertama yang dilakukan dalam simulasi adalah mencari respon dinamis akibat variasi kecepatan LRT yaitu dari 10km/h sampai dengan 100 km/h. Dari simulasi dibandingkan respon dinamis tersebut dengan kriteria ketahanan kendaraan berdasarkan besar RMS (Root Mean Square) percepatan dan perpindahan menurut ISO

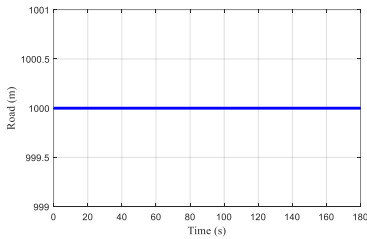
2631.

Pada tahap selanjutnya adalah melakukan simulasi sistem suspensi hidraulik dengan variasi diameter berdasarkan nilai konstanta redaman yang telah didapatkan dari simulasi sistem peredam Coupler LRT dilengkapi sistem peredam (shock absorber) dengan dua pegas dan satu peredam. Setelah itu dipilih diameter orifice (Do) yang menghasilkan gaya redam terbaik. Frekuensi yang digunakan divariasikan mulai dari 0,5 Hz sampai 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz. Tahap terakhir yaitu menentukan perancangan dimensi pegas dan rubber seal shock absorber coupler agar sesuai dan dapat diaplikasikan di kehidupan nyata

#### 4. 1 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Step

##### 4.1.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan Input Step

Respon sistem terhadap eksitasi impuls yang digunakan ini adalah input *step*. Besarnya input *step* yang digunakan pada simulasi ini adalah 210136 N sebagai gaya tarik LRT. Input tersebut disimulasikan dalam rentang waktu 100 detik. Berikut merupakan gambar dari eksitasi input *step* yang dapat dilihat pada gambar 4.1.



**Gambar 4.1** Profil eksitasi input step

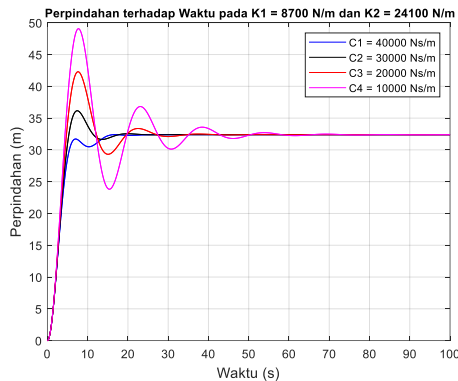
Input step digunakan untuk melihat transient dan steady state response yang menyatakan posisi kereta LRT ketika mulai melaju hingga mencapai kecepatan, jarak dan perpindahan konstan sepanjang waktu. Simulasi input *step* dilakukan dengan menggunakan parameter kereta *Light Rail Transit* (LRT) yang telah



didapat .

#### 4.1.2 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Step dengan Variasi C

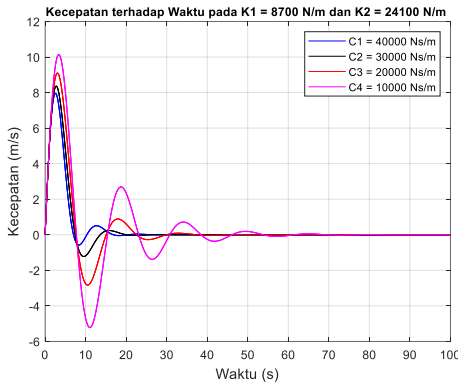
Gambar 4.2, 4.3 dan 4.4 menunjukkan respon dinamis sistem sistem yang didapatkan dari memodelkan pada Simulink MATLAB dengan input step variasi konstanta redam. Pada simulasi ini digunakan parameter  $C1=40000$  Ns/m,  $C2=30000$  Ns/m,  $C3=20000$  Ns/m,  $C4=10000$  Ns/m serta  $K1= 8700$  N/m dan  $K2 = 24100$  N/m yang didapat dari jurnal. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan LRT terhadap waktu pada penambahan sistem shock absorber dengan dua pegas dan satu peredam dapat dilihat pada gambar berikut .:



**Gambar 4.2** Grafik respon perpindahan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi C

Pada gambar 4.2 merupakan grafik respon perpindahan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai konstanta pegas yang konstan dan diberi variasi konstanta redam. Respon perpindahan dengan nilai konstanta redam 40000 Ns/m memiliki peak sebesar 32,4 meter pada peak time 6,853 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 15,23 detik dengan persen overshoot sebesar 0,496 %. Untuk respon perpindahan dengan nilai konstanta redam sebesar 30000 Ns/m memiliki peak

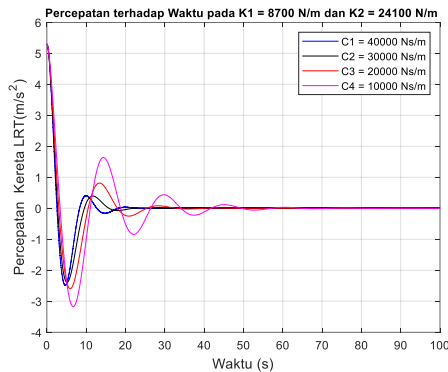
sebesar 36,16 m pada peak time 7,474 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 24,7 detik dengan persen overshoot sebesar 2,577 %. Selanjutnya respon perpindahan dengan nilai konstanta redam 20000 Ns/m memiliki peak sebesar 42,29 m pada peak time 8,088 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 36,48 detik dengan persen overshoot sebesar 10,556 %. Sedangkan respon perpindahan dengan nilai konstanta redam sebesar 10000 Ns/m memiliki peak sebesar 49,06 m pada peak time 8,121 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 79,6 detik dengan persen overshoot sebesar 19,88 %.



**Gambar 4.3** Grafik respon kecepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi C

Gambar 4.3 merupakan grafik respon kecepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai konstanta pegas yang konstan dan diberi variasi konstanta redam. Respon kecepatan dengan nilai konstanta redam 40000 Ns/m memiliki peak sebesar 7,953 m/s pada peak time 2,89 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 17,2 detik dengan persen overshoot sebesar 0,505 %. Untuk respon kecepatan dengan nilai konstanta redam sebesar 30000 Ns/m memiliki peak sebesar 8,361 m/s pada peak time 3,01 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 20,4 detik dengan persen overshoot sebesar 0,526 %. Selanjutnya respon kecepatan dengan nilai konstanta redam 20000 Ns/m

memiliki peak sebesar 9,091 m/s pada peak time 3,147 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 32,1 detik dengan persen overshoot sebesar 0,562 %. Sedangkan respon kecepatan dengan nilai konstanta redam sebesar 10000 Ns/m memiliki peak sebesar 10,14 m pada peak time 3,649 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 64 detik dengan persen overshoot sebesar 0,61 %.



**Gambar 4.4** Grafik respon percepatan terhadap waktu dengan input step variasi C

Gambar 4.4 merupakan grafik respon percepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai konstanta pegas yang konstan dan diberi variasi konstanta redam. Respon percepatan dengan nilai konstanta redam 40000 Ns/m memiliki peak sebesar 5,299 ( $\text{m/s}^2$ ) pada peak time 0,1186 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 18,4 detik dengan persen overshoot sebesar 0,135 %. Untuk respon percepatan dengan nilai konstanta redam sebesar 30000 Ns/m memiliki peak sebesar 5,299 ( $\text{m/s}^2$ ) pada peak time 0,1198 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 21,13 detik dengan persen overshoot sebesar 1,205 %. Selanjutnya respon percepatan dengan nilai konstanta redam 20000 Ns/m memiliki peak sebesar 5,299 ( $\text{m/s}^2$ ) pada peak time 0,1217 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 38,2 detik dengan persen overshoot sebesar 1,803 %. Sedangkan respon

percepatan dengan nilai konstanta redam sebesar 10000 Ns/m memiliki peak sebesar 5,299 (m/s<sup>2</sup>) pada peak time 0,1246 detik. Respon mencapai keadaan steady state setelah 68,3 detik dengan persen overshoot sebesar 1,937 %.

Gambar 4.2, 4.3, dan 4.4 menunjukkan bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki trendline 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. Hal tersebut merupakan penyebab mengapa trendline yang terjadi pada respon kendaraan semakin mengecil setelah melalui eksitasi input.

Dari hasil simulasi tersebut dapat diketahui bahwa pada sistem kereta LRT dengan konstanta redaman terendah dapat mencapai steady state paling lambat. Pada konstanta redaman sebesar 40000 Ns/m memiliki damping ratio 1,08, untuk konstanta redaman 30000 Ns/m memiliki damping ratio sebesar 0,7, sedangkan konstanta redaman 20000 Ns/m memiliki damping ratio sebesar 0,36 dan pada konstanta redaman 10000 Ns/m memiliki damping ratio sebesar 0,181. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan damping ratio yaitu  $\zeta = \frac{c}{c_c}$  dimana konstanta redaman berbanding lurus dengan nilai  $\zeta$  (*damping ratio*).

Dari nilai damping ratio tersebut dipilih konstanta redaman yang optimal untuk sistem sebesar 30000 Ns/m karena memiliki nilai damping ratio yang tinggi dibandingkan dengan variasi lainnya pada kondisi *underdamped*. Nilai  $\zeta < 1$  menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *underdamped*. Sedangkan nilai  $\zeta > 1$  menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *overdamped* dimana kondisi tersebut tidak baik untuk sistem kendaraan. Untuk memudahkan pembacaan grafik hasil simulasi ditabelkan pada tabel 4.1, 4.2 dan 4.3 di bawah ini :

**Tabel 4. 1** Hasil simulasi respon perpindahan terhadap waktu pada Variasi C

No.	C (Ns/m)	Peak (m)	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu steady (detik)	Damping Rasio ( $\zeta$ )
1.	40000	32,4	6,853	0,496	15,23	1,08
2.	30000	36,16	7,474	2,577	24,7	0,7
3.	20000	42,29	8,088	10,556	36,48	0,36
4.	10000	49,06	8,121	19,88	79,6	0,181

**Tabel 4.2** Hasil simulasi respon kecepatan terhadap waktu pada variasi C

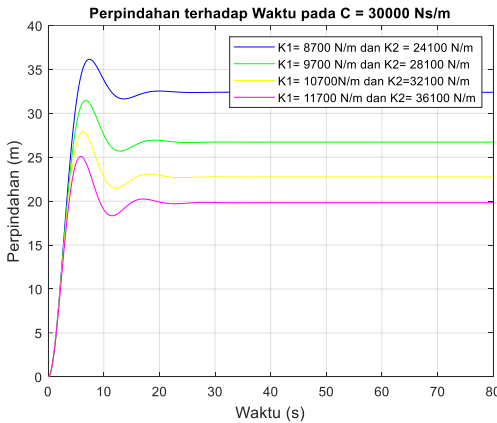
No.	C (Ns/m)	Peak (m/s)	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu steady (detik)
1.	40000	7,953	2,89	0,505	17,2
2.	30000	8,361	3,01	0,526	20,4
3.	20000	9,091	3,147	0,562	32,1
4.	10000	10,14	3,649	0,61	64

**Tabel 4.3** Hasil simulasi respon percepatan terhadap waktu pada variasi C

No.	C (Ns/m)	Peak ( $m/s^2$ )	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu steady (detik)
1.	40000	5,299	0,1186	0,135	18,4
2.	30000	5,299	0,1198	1,205	21,13
3.	20000	5,299	0,1217	1,803	38,2
4.	10000	5,299	0,1246	1,937	68,3

### 4.1.3 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Step dengan Variasi K

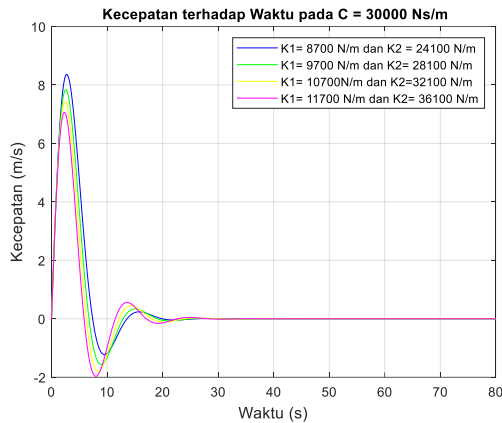
Gambar 4.5, 4.6 dan 4.7 menunjukkan respon dinamis sistem sistem yang didapatkan dari memodelkan pada Simulink MATLAB dengan input step variasi konstanta redam. Pada simulasi ini digunakan parameter  $C=40000$  Ns/m dengan variasi  $K_1=8700$  N/m dan  $K_2=24100$  N/m,  $K_1=9700$  N/m dan  $K_2=28100$  N/m,  $K_1=10700$  N/m dan  $K_2=32100$  N/m,  $K_1=11700$  N/m dan  $K_2=236100$  N/m. Untuk nilai  $K_1$  mengalami kenaikan sebesar 1000 N/m dan  $K_2$  mengalami kenaikan sebesar 4000 N/m . Grafik respon perpindahan, kecepatan dan percepatan dinyatakan pada gambar berikut .:



**Gambar 4.5** Grafik respon perpindahan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi K

Gambar 4.5 merupakan grafik respon perpindahan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai redaman yang konstan dan diberi variasi pada nilai konstanta pegas (K). Respon perpindahan dengan nilai  $K_1$  sebesar 8700 N/m dan  $K_2 = 24100$  N/m memiliki peak sebesar 36,16 m pada peak time 7,668 detik dengan persen overshoot sebesar 2,577 %. Untuk respon

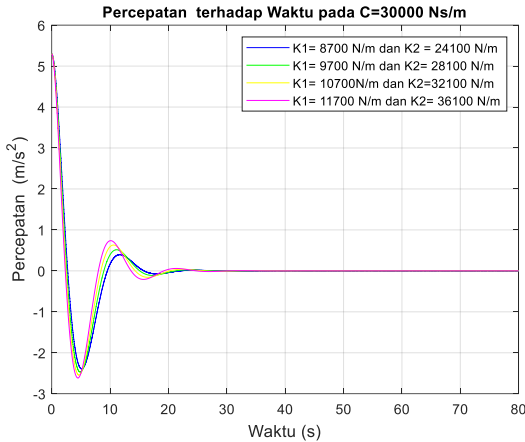
perpindahan dengan nilai  $K_1$  sebesar 9700 N/m dan  $K_2$  sebesar 28100 Nm memiliki peak sebesar 31,46 m pada peak time 7,026 detik dengan persen overshoot sebesar 8,152 %. Selanjutnya respon perpindahan dengan nilai  $K_1$  sebesar 10700 N/m dan  $K_2 = 32100$  N/m memiliki peak sebesar 27,9 m pada peak time 6,423 detik dengan persen overshoot sebesar 13,068 %. Sedangkan respon perpindahan dengan nilai  $K_1$  sebesar 11700 N/m dan  $K_2 = 36100$  N/m memiliki peak sebesar 25,09 m pada peak time 6,03 detik dengan persen overshoot sebesar 18,452 %.



**Gambar 4.6** Grafik respon Kecepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi  $K$

Gambar 4.6 merupakan grafik respon kecepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai redaman yang konstan dan diberi variasi pada nilai konstanta pegas ( $K$ ). Respon kecepatan dengan nilai  $K_1$  sebesar 8700 N/m dan  $K_2 = 24100$  N/m memiliki peak sebesar 8,361 m/s pada peak time 2,845 detik dengan persen overshoot sebesar 0,521 %. Untuk respon kecepatan dengan nilai  $K_1$  sebesar 9700 N/m dan  $K_2$  sebesar 28100 Nm memiliki peak sebesar 7,84 m/s pada peak time 2,783 detik dengan persen overshoot sebesar 0,543 %. Selanjutnya respon kecepatan dengan nilai  $K_1$  sebesar 10700 N/m dan  $K_2 = 32100$  N/m memiliki peak sebesar 7,416 m/s pada peak time 2,545 detik dengan

persen overshoot sebesar 0,568 %. Sedangkan respon kecepatan dengan nilai K1 sebesar 11700 N/m dan K2 = 36100 N/m memiliki peak sebesar 7,062 m/s pada peak time 2,455 detik dengan persen overshoot sebesar 0,595 %.



**Gambar 4.7** Grafik respon percepatan terhadap waktu pada LRT dengan input step variasi K

Gambar 4.7 merupakan grafik respon percepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Simulasi dilakukan dengan nilai redaman yang konstan dan diberi variasi pada nilai konstanta pegas (K). Respon kecepatan dengan nilai K1 sebesar 8700 N/m dan K2 = 24100 N/m memiliki peak sebesar 5,299 m/s<sup>2</sup> pada peak time 0,118 detik dengan persen overshoot sebesar 1,573 %. Untuk respon kecepatan dengan nilai K1 sebesar 9700 N/m dan K2 sebesar 28100 Nm memiliki peak sebesar 5,299 m/s<sup>2</sup> pada peak time 0,1816 detik dengan persen overshoot sebesar 1,637 %. Selanjutnya respon kecepatan dengan nilai K1 sebesar 10700 N/m dan K2 = 32100 N/m memiliki peak sebesar 5,299 m/s<sup>2</sup> pada peak time 0,2508 detik dengan persen overshoot sebesar 1,692 %. Sedangkan respon kecepatan dengan nilai K1 sebesar 11700 N/m dan K2 = 36100 N/m



memiliki peak sebesar  $5,299 \text{ m/s}^2$  pada peak time  $0,3227$  detik dengan persen overshoot sebesar  $1,745 \%$ .

Gambar 4.5, 4.6, dan 4.7 menunjukkan bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki trendline 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. Hal tersebut merupakan penyebab mengapa trendline yang terjadi pada respon kendaraan semakin mengecil setelah melalui eksitasi input. Dari nilai damping ratio tersebut dipilih konstanta kekakuan yang optimal untuk sistem sebesar  $11700 \text{ N/m}$  dan  $36100 \text{ N/m}$  karena memiliki nilai perpindahan yang rendah dibandingkan dengan variasi lainnya pada kondisi *underdamped*. Nilai perpindahannya pun Nilai  $\zeta < 1$  menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *underdamped*. Dari hasil simulasi tersebut dapat diketahui bahwa pada sistem kereta LRT dengan nilai kekakuan terendah dapat mencapai steady state paling cepat. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan damping ratio yaitu  $\zeta = \frac{c}{c_c}$  bahwa dengan nilai kekakuan rendah memiliki damping ratio paling tinggi sebesar  $0,72$  sehingga lebih cepat mengalami steady dibanding variasi lainnya. Hasil dari simulasi dinyatakan pada tabel 4.4, 4.5 dan 4.6 sebagai berikut :

**Tabel 4.4** Hasil Simulasi Respon Perpindahan terhadap Waktu pada Variasi K

No.	K1 ; K2 (N/m)	Peak (m)	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu Steady (s)	Damping Rasio
1.	8700 ; 24100	36,16	7,668	2,577	20,81	0,72
2.	9700 ; 28100	31,46	7,026	8,152	22,43	0,68

3.	10700; 32100	27,9	6,423	13,068	23,92	0,64
4.	11700 ; 36100	25,09	6,03	18,452	25,76	0,615

**Tabel 4.5** Hasil Simulasi Respon Kecepatan terhadap Waktu pada Variasi K

No.	K1 ; K2 (N/m)	Peak (m/s)	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu Steady (s)
1.	8700 ; 24100	8,361	2,845	0,521	22,27
2.	9700 ; 28100	7,84	2,783	0,543	23,41
3.	10700 ; 32100	7,416	2,545	0,568	25,89
4.	11700 ; 36100	7,062	2,455	0,595	26,01

**Tabel 4.6** Hasil Simulasi Respon Percepatan terhadap Waktu pada Variasi K

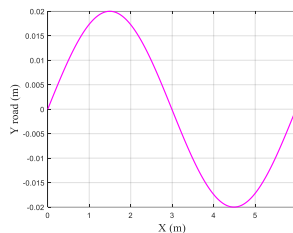
No.	K1 ; K2 (N/m)	Peak (m/s <sup>2</sup> )	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Waktu Steady (s)
1.	8700 ; 24100	5,299	0,118	1,573	21,14
2.	9700 ; 28100	5,299	0,1816	1,637	23,86
3.	10700 ; 32100	5,299	0,2508	1,692	24,46

4.	11700 ; 36100	5,299	0,3227	1,745	25,78
----	------------------	-------	--------	-------	-------

#### 4.2 Respon Dinamis Sistem Peredam Coupler LRT Akibat Input Sinusoidal

Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis LRT akibat beban harmonik serta melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Input sinusoidal bisa juga menyatakan fenomena terjadinya tumbukan antar gerbong LRT saat terjadi pengereman . Pada saat pengereman adakalanya terjadi impact atau tekanan yang menyebabkan beban harmonik pada rangkaian kereta. Pada input sinusoidal ini digunakan empat macam kecepatan kendaraan (v) sebesar 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 100 km/jam yang melintasi sebuah jalan dengan gelombang sinus dengan amplitudo 0,3 m dan panjang gelombang ( $\lambda$ ) 10 m. Eksitasi sinusoidal sendiri menggambarkan profil jalan yang bergelombang dan dilalui oleh kendaraan. Persamaan dari input tersebut dapat digunakan sebagai berikut :

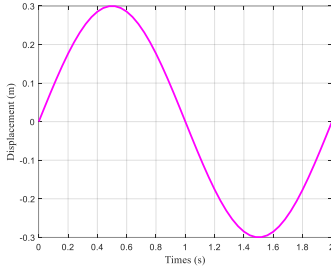
$$y(t) = Y \sin \omega t$$



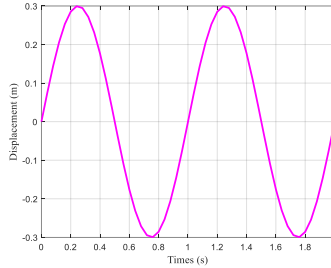
**Gambar 4.8** Profil Eksitasi Sinusoidal

Perhitungan frekuensi natural ( $\omega$ ) sebagai input dengan perhitungan  $\omega = 2\pi f$  dimana  $f = v/\lambda$  , sehingga didapatkan frekuensi natural input untuk kecepatan kendaraan 40 km/jam adalah  $\omega = 6,9771$  rad/s , kecepatan kendaraan 60 km/jam adalah

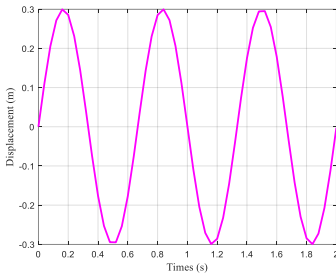
$\omega = 10,4688 \text{ rad/s}$  , kecepatan kendaraan 80 km/jam adalah  $\omega = 13,9542 \text{ rad/s}$  dan kecepatan kendaraan 100 km/jam adalah  $\omega = 17,4458 \text{ rad/s}$ . Dari perhitungan frekuensi untuk kecepatan kendaraan tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar 4.9.



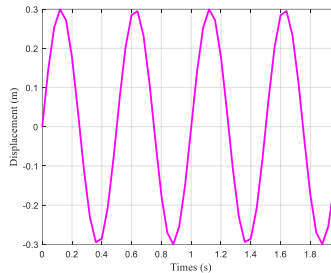
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4. 9** Sumber Eksitasi Sinusoidal pada Kecepatan Kendaraan (a) 40 km/jam,

(b) 60 km/jam, (c) 80 km/ jam, (d) 100 km/ jam

### 4.2.1 Grafik RMS Percepatan LRT pada Variasi Kecepatan

Untuk menganalisa kenyamanan kendaraan akibat input sinusoidal digunakanlah standar ISO 2631. Analisis nilai RMS (Root Mean Square) percepatan LRT terhadap frekuensi dilakukan dengan asumsi lamda 10 meter. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/jam sampai dengan 100 km/jam dengan interval

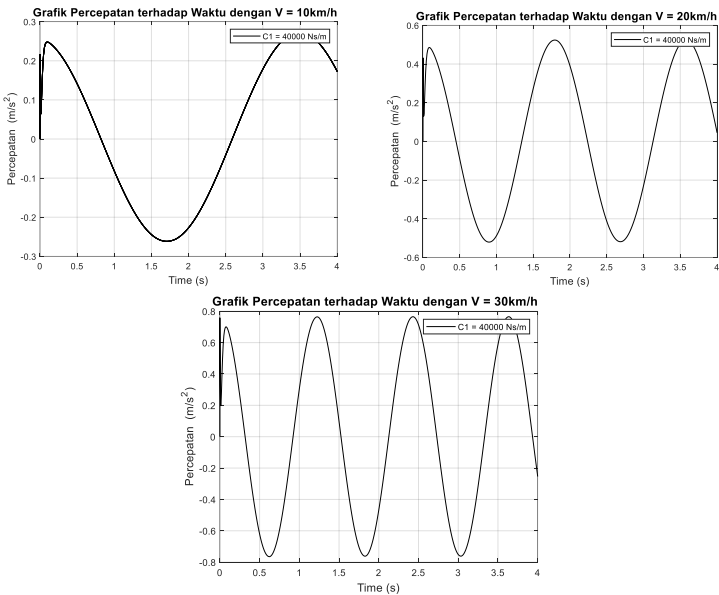
10 km/jam. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dengan rumus  $f = v / \lambda$  untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal. Setelah itu, nilai percepatan RMS yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik ISO 2631. Berikut merupakan respon RMS percepatan LRT dilengkapi peredam (shock absorber) dengan dua konstanta pegas dan satu konstanta redam pada masing-masing variasi kecepatan yang ditunjukkan pada Tabel 4.7 berdasarkan grafik pada gambar 4.10.

**Tabel 4.7** Hubungan antara kecepatan LRT dan percepatan

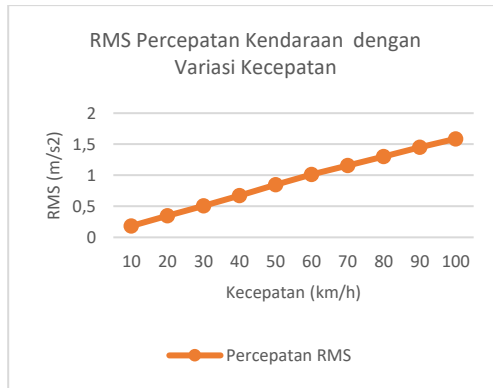
Kecepatan Kendaraan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	RMS Percepatan LRT ( $m/s^2$ )
10	0,28	0,1829
20	0,56	0,3482
30	0,83	0,5072
40	1,11	0,6716
50	1,39	0,8448
60	1,67	1,01
70	1,94	1,156
80	2,22	1,301
90	2,5	1,448
100	2,77	1,587

Grafik perbandingan nilai RMS percepatan dari respon peredam LRT setiap variasi kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.11 di bawah. Didapat plotting Grafik percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan pengendara berdasar ISO-2631 yang dinyatakan pada gambar 4.12.

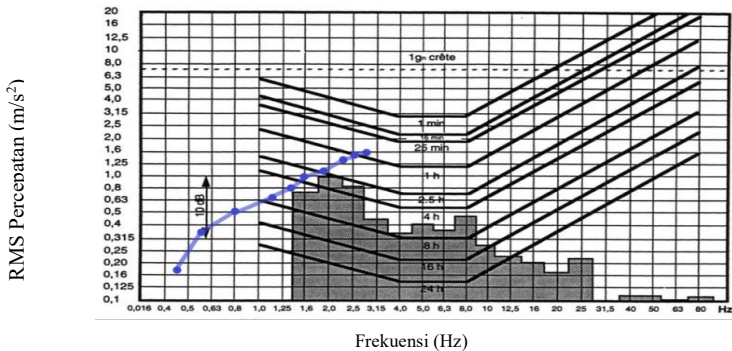
Berdasarkan hasil simulasi RMS percepatan seperti pada gambar 4.10 dengan variasi frekuensi pada kecepatan 10 km/jam kendaraan memiliki ketahanan 24 jam, pada kecepatan 20 km/jam kendaraan memiliki ketahanan 24 jam, pada kecepatan 30km/jam kendaraan memiliki tingkat ketahanan 8 jam sampai dengan 16 jam , pada kecepatan 40 km/jam dan 50 km/jam kendaraan memiliki ketahanan 4 jam sampai dengan 8 jam. Pada kecepatan 70 km/jam, 80 km/jam, 90 km/jam kendaraan memiliki tingkat ketahanan 1 jam sampai dengan 2,5 jam. Sedangkan pada 100 km/jam kendaraan memiliki ketahanan 25 menit hingga 1 jam saja. Ini membuktikan bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan maka tingkat ketahanan penumpang di dalam kendaraan semakin berkurang . Untuk mempermudah pembacaan hasil simulasi ketahanan penumpang di dalam kendaraan LRT dinyatakan pada tabel 4.8 .



**Gambar 4.10** Grafik percepatan terhadap waktu pada V=10 km/h sampai dengan 30 km/h



**Gambar 4.11** RMS percepatan terhadap variasi frekuensi



**Gambar 4.12** Grafik hasil plotting percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan pengendara berdasarkan ISO-2631

**Tabel 4.8** Ketahanan pengendara di dalam kendaraan berdasarkan ISO 2631

Kecepatan Kendaraan (km/jam)	Ketahanan Kendaraan
------------------------------	---------------------

10	24 jam
20	24 jam
30	8 jam – 16 jam
40	4 jam – 8 jam
50	4 jam – 8 jam
60	2,5 jam – 4 jam
70	1 jam – 2,5 jam
80	1 jam – 2,5 jam
90	1 jam – 2,5 jam
100	25 menit – 1 jam

**4.2.2 Grafik Displacement Transmissibility pada Input Sinusoidal Variasi Kecepatan**

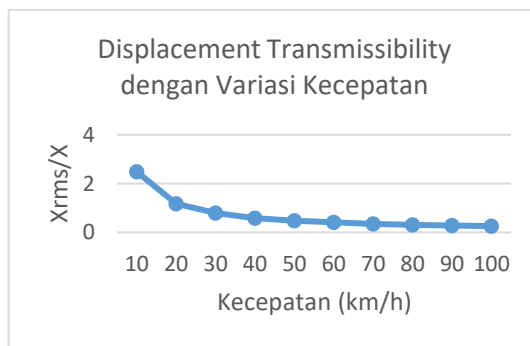
Untuk menganalisa kenyamanan kendaraan akibat input sinusoidal digunakanlah standar ISO 2631. Analisis nilai RMS (Root Mean Square) perpindahan LRT terhadap variasi kecepatan dilakukan dengan asumsi lamda 10 meter. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/jam sampai dengan 100 km/jam dengan interval 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dengan rumus  $f = v / \lambda$  untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal. Setelah itu, nilai percepatan RMS yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik ISO 2631. Berikut merupakan respon RMS percepatan LRT dilengkapi peredam (shock absorber) dengan dua konstanta pegas dan satu konstanta redam pada masing-masing variasi kecepatan yang ditunjukkan pada Tabel 4.9.

**Tabel 4.9** Hubungan antara kecepatan LRT dan perpindahan

Kecepatan Kendaraan	Frekuensi Eksitasi	RMS Perpindahan	Amplitudo (X)	$\frac{X_{rms}}{X}$
---------------------	--------------------	-----------------	---------------	---------------------



(km/jam)	(Hz)	( $X_{rms}$ ) LRT (m)	(m)	
10	0,28	0,07452	0,03	2,484
20	0,56	0,0354	0,03	1,18
30	0,83	0,02392	0,03	0,79733
40	1,11	0,0175	0,03	0,5833
50	1,39	0,01455	0,03	0,485
60	1,67	0,01224	0,03	0,408
70	1,94	0,01062	0,03	0,354
80	2,22	0,009357	0,03	0,3119
90	2,5	0,008445	0,03	0,2815
100	2,77	0,007746	0,03	0,2582



**Gambar 4.13** Displacement transmissibility terhadap variasi kecepatan

Di atas merupakan grafik  $X_{rms}/X$  (Displacement Transmissibility) terhadap variasi frekuensi dari kecepatan LRT ,

dimana  $X_{rms}$  menunjukkan respon perpindahan RMS penumpang dan  $X$  menunjukkan amplitudo yang digunakan sebagai input profil jalan. Nilai RMS sendiri merupakan nilai efektif dari nilai yang divariasikan, dimana setiap kecepatan kendaraan yang divariasikan akan memiliki nilai  $X_{rms} / X$  yang bervariasi pula.

Gambar 4.13 adalah grafik perpindahan transmissibility dengan variasi kecepatan 10 – 100 km/jam, dari grafik diatas dapat dilihat bahwa saat kecepatan 10 km/jam membentuk titik tertinggi dengan dan selanjutnya grafik menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan. Titik tertinggi atau titik puncak dari grafik perpindahan sistem LRT ini memiliki nilai  $X_{rms}/X$  dengan nilai 2,484 saat frekuensi 0,28 hz pada kecepatan 10 km/jam. Sedangkan titik terendah frekuensi 2,77 hz dengan nilai  $X_{rms}/X$  sebesar 0.2582 pada kecepatan 100 km/jam. Simulasi menggunakan amplitudo jalan sebesar 3 cm (0.03 m) dan lamda 10 m.

$$\frac{X_{rms}}{X_0} = 2,484$$

$$X_{rms} = 2,484 x_0$$

$$X_{rms} = 2,484 (0,03 \text{ m})$$

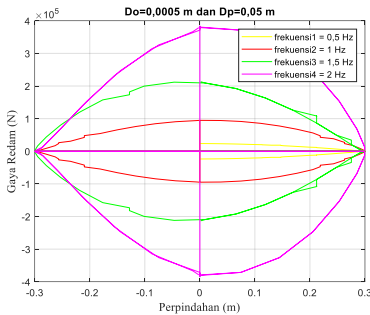
$$X_{rms} = 0,07452 \text{ m}$$

Hal ini menunjukkan bahwa amplitudo 3 cm untuk input jalan sinusoidal dapat mentransmisikan perpindahan sebesar 0.07452 m ke massa kendaraan pada sistem peredam LRT. Sistem suspensi dengan penambahan 2 pegas dan satu peredam dapat dikatakan baik karena nilai displacement transmissibility yang rendah, dan hal tersebut menunjukkan bahwa input perpindahan (amplitudo) tidak jauh berbeda dengan output perpindahan ( $X_{rms}$ ).

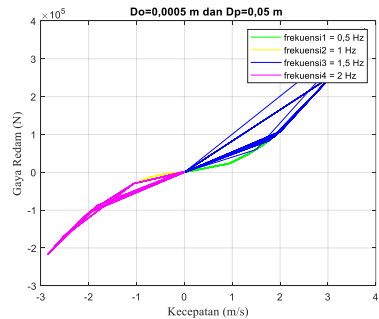
### 4. 3 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidraulik

Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem peredam LRT dan mendapatkan nilai konstanta redam yang paling baik, langkah selanjutnya membahas respon dari simulasi sistem suspensi hidraulik untuk mendapatkan diameter orifice yang paling

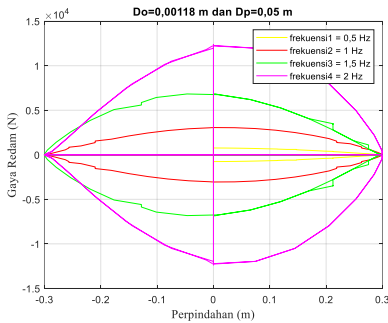
cocok. Gambar 4.14 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) dan kecepatan (b - d - f - h) pada massa jenis minyak ( $\rho=860 \text{ kg/m}^3$ ), diameter piston ( $D_p = 5 \text{ cm}$ ) dan variasi diameter orifice ( $D_o = 0,5 \text{ mm}$  sampai dengan  $2,5 \text{ mm}$ ) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu  $0,5 \text{ Hz}$ ;  $1 \text{ Hz}$ ;  $1,5 \text{ Hz}$ ;  $2 \text{ Hz}$ . Dari variasi diameter orifice juga didapatkan data nilai gaya redam siklus ekspansi dan kompresi dari sistem suspensi hidraulik pada Tabel 4.10.



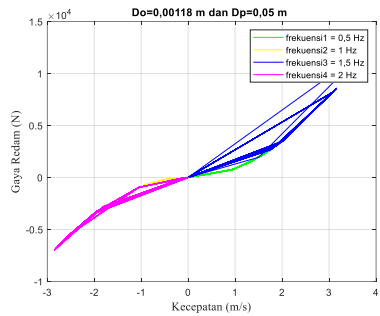
(a)



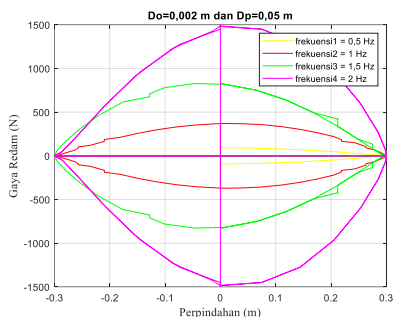
(b)



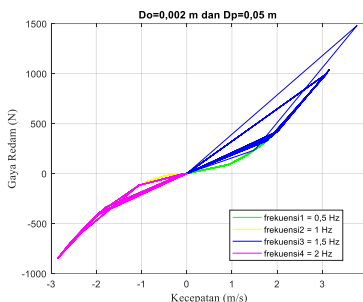
(c)



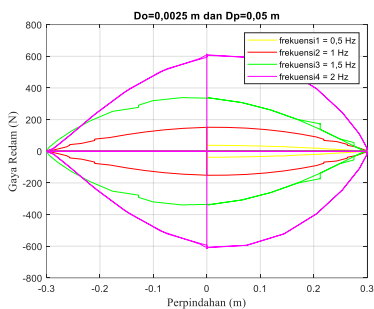
(d)



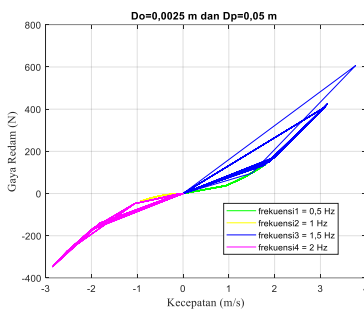
(e)



(f)



(g)



(h)

**Gambar 4.14** Grafik respon gaya redam pada sistem suspensi dengan variasi frekuensi

**Tabel 4.10** Grafik gaya redam dengan variasi frekuensi

Diameter orifice (Do) (mm)	Gaya Redam							
	0.5 Hz		1 Hz		1.5 Hz		2 Hz	
	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi
0,5	21060	2639	84220	10550	189500	23740	336700	42200
1,3	501	85,07	2715	340,2	6108	765,4	10850	1360
2	82,26	10,31	329	41,23	740,1	92,74	1315	164,8
2,5	33,69	4,22	134,8	16,89	303,1	37,99	538,7	67,51

Berdasarkan Tabel 4.10 didapatkan grafik seperti yang terlihat pada Gambar 4.14. Gambar gaya redam ekspansi dan kompresi tersebut menunjukkan pada setiap variasi diameter orifice (Do) memiliki trendline 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 (Do) yang digunakan, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar.

Dari gambar 4.15 grafik gaya redam terhadap kecepatan menghasilkan nilai gaya redam pada tiap frekuensi berbeda. Nilai gaya redam terkecil diperoleh pada variasi  $Do = 0,0025$  m saat frekuensi 0,5 Hz yaitu saat kompresi sebesar 33,69 N dan saat ekspansi sebesar 4,22 N. Sedangkan nilai gaya redam terbesar diperoleh pada variasi  $Do = 0,0005$  saat frekuensi 3 Hz yaitu saat kompresi sebesar 336700 N dan saat ekspansi sebesar 42200 N. Dengan persamaan  $Fd = cx$ , maka seiring dengan bertambahnya kecepatan shock absorber, gaya redam akan semakin besar.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan terlihat bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan  $f = v / \lambda$ , bahwa frekuensi (f) berbanding lurus dengan kecepatan (v), dan kecepatan (x) juga berbanding lurus dengan gaya redam (Fd) yaitu teori pada persamaan  $Fd = cx$ . Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dapat dilihat bahwa gaya redam bernilai maksimum ketika berada pada titik displacement 0 m atau piston berada pada posisi tengah silinder hidrolik. Saat kondisi kompresi (pada grafik bernilai positif), piston yang bergerak dari titik batas bawah ke titik batas atas silinder akan mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai dengan gaya redam bernilai 0 N. Begitu pula saat kondisi ekspansi (pada grafik bernilai negatif), piston bergerak dari titik batas atas ke titik tengah silinder akan mengalami kenaikan hingga sampai pada titik

tengah kemudian mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai pada titik mati bawah dengan gaya redam bernilai 0 N. Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan, terlihat bahwa semakin besar frekuensi maka gaya redam yang dihasilkan juga semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, perpindahan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan, terlihat bahwa semakin besar frekuensi maka gaya redam yang dihasilkan juga semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, perpindahan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Berdasarkan rumusan gaya redam ( $F_d$ ), didapatkan nilai koefisien redam yang terdapat pada Tabel 4.11 di bawah. Berdasarkan Tabel 4.11 diameter 1,3 mm atau 0,0013 m sesuai dengan konstanta redaman 30000 Ns/m yaitu menghasilkan  $F_d$  kompresi sebesar 501 pada frekuensi ke 0,5 Hz. Oleh karena itu, diameter orifice tersebut bisa dipasangkan pada sistem peredam coupler LRT. Untuk menentukan dimensi awal sebagai diameter orifice referensi dilakukan perhitungan berdasarkan rumus 3.2 sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_d &= c \dot{x} \\
 F_d &= 30000 \frac{Ns}{m} \times 0,01667 \text{ m/s} \\
 &= 501 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Terlebih dahulu menghitung luasan piston dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 A_p &= \pi r^2 \\
 A_p &= \pi (0,0025 \text{ m})^2 \\
 A_p &= 1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Kemudian nilai  $F_d$  disubstitusikan ke persamaan gaya kompresi untuk mendapatkan luasan diameter orifice

$$Fd = \frac{\rho}{2} Ap \left( \left( \frac{Ap}{Aok} \right)^2 - 1 \right) v^2$$

$$Fd = \frac{860 \text{ kg/m}^3}{2} 1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \left( \left( \frac{1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{Aok} \right)^2 - 1 \right) (0,01667 \text{ m/s})^2$$

$$Aok = \sqrt{\frac{(1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2)^2}{2128294}}$$

$$Aok = 1,3435 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Sehingga didapat diameter orifice sebesar :

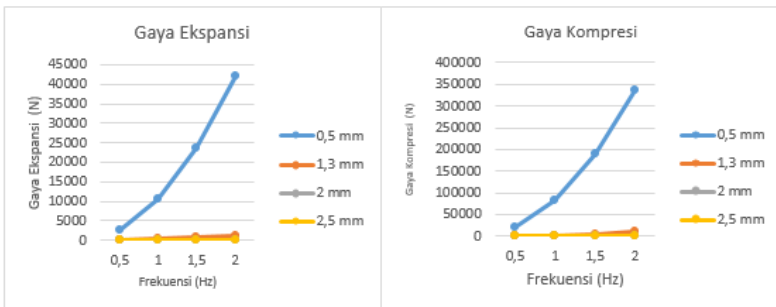
$$Aok = \pi r^2$$

$$1,3435 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = \pi r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{1,3435 \times 10^{-6} \text{ m}^2}{3,14}}$$

$$r = 6,54 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,654 \text{ mm}$$

$$d = 1,3 \text{ mm}$$



(a)

(b)

**Gambar 4.15** (a) Gaya Ekspansi dan (b) Gaya Kompresi dengan variasi frekuensi yang dihasilkan dari sistem suspensi hidrolik

pada masing-masing diameter orifice ( $D_o = 0,5-2,5$  mm)

**Tabel 4.11** Nilai konstanta redam sistem suspensi hidraulik

Diameter orifice (mm)	Konstanta Redam (Ns/m)
0,5	1263347,331
1,3	30000
2	4934,61
2,5	2254,8

#### 4.4 Perancangan Dimensi Pegas

Perhitungan spesifikasi pegas *shockabsorber coupler* LRT berdasarkan teori *Helical Compression Spring* oleh Deutschman (1975) dalam buku "*Machine Design Theory and Practice*" dengan data yang diketahui sebagai berikut :

$$\text{Shear stress baja (G)} = 12 \times 10^6 \text{ psi} = 8273708 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Konstanta pegas (k}_3\text{)} = 8700 \text{ N/m}$$

$$\text{Jari-jari pegas (R)} = 5 \text{ cm}$$

$$\text{Panjang pegas} = 40 \text{ cm}$$

Berdasarkan spesifikasi diatas, maka dapat ditentukan jumlah lilitan pegas yang sesuai ( $N_a$ ) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} l &= 2\pi R N_a \\ N_a &= \frac{l}{2\pi R} \\ &= \frac{40}{2 \times \pi \times 5} \\ &= 1,27 \approx 1,3 \text{ lilitan} \end{aligned}$$

Sesuai dengan teori, Untuk pegas jenis *squared end* dari nilai lilitan yang didapat maka Jumlah total lilitan harus ditambah dengan 1,5 = 2,8 lilitan. Jika jumlah total lilitan telah sesuai dan spesifikasi



yang diinginkan telah diketahui, maka dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui diameter kawat yang dibutuhkan (D) untuk pegas *absorber* dengan menggunakan persamaan :

$$N_t = \frac{GD^4}{64KR^3}$$

$$Dk = \sqrt[4]{\frac{2,8 \times 64 \times 8700 \times 0,05^3}{8273708}}$$

$$= 0,00708 \text{ m} = 7,08 \text{ mm}$$

Perhitungan di atas merupakan perhitungan untuk menentukan dimensi dari pegas 1 sebagai variabel K1 saat simulasi . Sedangkan selanjutnya adalah perhitungan untuk menentukan dimensi dari pegas 2 sebagai variabel K2 saat simulasi yaitu sebagai berikut :

$$l = 2\pi RN_a$$

$$N_a = \frac{l}{2\pi R}$$

$$= \frac{40}{2 \times \pi \times 5}$$

$$= 1,27 \approx 1,3 \text{ lilitan}$$

Sesuai dengan teori, Untuk pegas jenis *squared end* dari nilai lilitan yang didapat maka Jumlah total lilitan harus ditambah dengan 1,5 = 2,8 lilitan. Jika jumlah total lilitan telah sesuai dan spesifikasi yang diinginkan telah diketahui, maka dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui diameter kawat yang dibutuhkan (D) untuk pegas *absorber* dengan menggunakan persamaan :

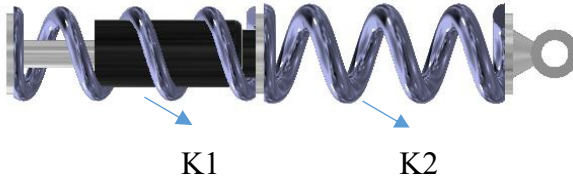
$$N_t = \frac{GD^4}{64KR^3}$$

$$Dk = \sqrt[4]{\frac{2,8 \times 64 \times 21400 \times 0,05^3}{8273708}}$$

$$= 0,009924 \text{ m} = 9,24 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan gambar

4.16 sebagai hasil perancangan shock absorber sebagai berikut :



**Gambar 4.16** Bentuk fisik shock absorber tampak atas

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem peredam coupler LRT tunggal dilengkapi dua pegas dan satu peredam dengan penggunaan variasi konstanta redam, variasi konstanta pegas serta sistem suspensi hidraulik variasi diameter orifice, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Telah dirancang sebuah sistem peredam coupler LRT yang terdiri dari dua pegas dan satu peredam. Nilai konstanta redam (C) pada sistem ini yaitu sebesar 30000 Ns/m serta nilai konstanta pegas 1 (K1) 11700 N/m dan konstanta pegas 2 (K2) yaitu sebesar 36100 N/m. K1 pada sistem dinyatakan oleh konstanta kekakuan pegas 1 yang melilit peredam dan K2 dinyatakan oleh konstanta kekakuan pegas 2. Sistem peredam coupler ini memiliki gerakan secara translasi searah horizontal.
2. Berdasarkan grafik kenyamanan ISO 2631 ketahanan kendaraan LRT semakin besar kecepatan kendaraan maka ketahanan kendaraan semakin rendah yaitu antara 25 menit sampai dengan 1 jam.
3. Semakin besar diameter orifice yang digunakan pada sistem suspensi hidraulik, maka gaya redam yang dihasilkan semakin kecil. Semakin meningkat variasi frekuensi di tiap diameter orifice maka nilai gaya redam yang dihasilkan makin besar.
4. Nilai gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi hidraulik siklus kompresi lebih besar dibanding siklus ekspansi.
5. Diameter orifice 1.3 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem suspensi coupler LRT dengan penggunaan konstanta redam 30000 Ns/m.
6. Pegas yang digunakan pada peredam terbuat dari baja

dengan panjang 40 cm dilengkapi lilitan masing-masing sebanyak 2,8 . Diameter pegas 1 dan pegas 2 sebesar 10 cm. Diameter kawat pegas 1 sebesar 7 mm dan diameter pegas 2 sebesar 9 mm.

## 5.2 Saran

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

1. Untuk penelitian selanjutnya disarankan mencoba menguji eksperimen sistem suspensi hidraulik dan sistem peredam coupler LRT pada jenis variasi lainnya untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan.
2. Untuk penelitian selanjutnya disarankan melakukan pengujian baik untuk mengumpulkan data parameter, maupun untuk menguji rancangan sistem shock absorber coupler LRT yang baru agar didapatkan hasil yang lebih akurat.

## DAFTAR PUSTAKA

- Ansari, M, and E Esmailzadeh. 2009. *Longitudinal Dynamics of Freight Trains*. Canada: University of Ontario Institute of Technology.
- David, Adhi Theo Louis, and Achmad Syaifudin. 2019. *Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Jun, GAO Guang, CHEN Wei, and dkk. 2017. *Analysis of longitudinal forces of coupler devices in emergency braking process for heavy haul trains*. Germany: Central South University Press and Springer-Verlag GmbH .
- K, PPN/Bappenas. 2010. *Proyeksi Penduduk Indonesia Tahun 2010-2035*. Jakarta: Badan Pusat Statistik.
- Kallista, Betty Mawar, and Achmad Syaifudin. 2019. *Studi Numerik Mechanical Coupler Head*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Karya, PT. Adhi. 2017. *Light Rail Transit*. Jakarta: Ministry of Transportation.
- L. Thompson, Gregory. 2003. "Making a Successful LRT-Based Regional Transit System : Lessons from Five New Start Cities." *Journal of Public Transportation* (Journal of Public Transportation ) 15: 2.
- MacPherson Hughes-Cromwick, Policy Analyst. 2001. *Light Rail Transit*. Washington DC: American Public Transportation Association.
- Maghfiroh, H. 2016. *Railway and Electrical*. < URL :: <http://www.keretalistrik.com> >.

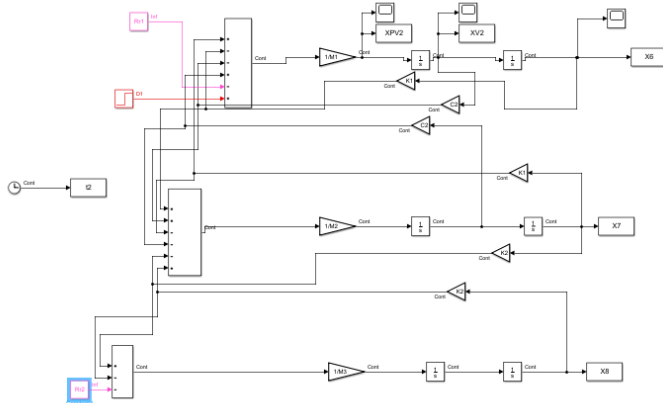
- Muttaqien, Andhika, and Achmad Syaifudin. 2018. *Perancangan Coupler untuk LRT di Indonesia*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Organization, International Standard. 1997. "ISO 2631-1." *Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration — Part 1: General requirements*.
- Prinanto, Nirwan. 2012. *Studi Alternatif Pemilihan Trase Transportasi Massal Surabaya Timur dengan Surabaya Barat*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Rao, Singiresu S. 2011. *Mechanical Vibrations Fifth Edition*. Miami: Pearson Education , Inc.
- S., System. 2016. *Voith Turbo Schaferbenrg* . German: GmbH&Co KG.
- Schafenberg, V. T. 2014. *Connect and Protect : Coupler and Front End System* . German: GmbH&Co. KG.
- Shi, J., Ren, S., & Zhang, M. 2019. "2.7.1 Model-Based Assesment of Longitudinal Dynamic Peformance and Energy Consumption of Heavy Haul Train on Long-Steep Downgrades." *Transport 2* (34): 250-259.
- Standarization, E. C. F. 2010. *EN-12663-1 Railway applications- Structural requirements of railway vehicle bodies*. UK: CEN.
- Standarization, E.C.F. 2010. "Railways Applications-Structural Requirements of railway vehicle bodies." London.
- Syaifudin, Achmad. 2018. "Perancangan Coupler untuk LRT di Indonesia." 7 (6): 6.
- Tianwei, Q., Meihua , M., Dong, W. & Shihui, L. 2015. "Influence of Coupler and Buffer on Dynamics Performance of Heavy

- Haul ." *The Open Mechanical Mechanical Engineering Journal* IX (1): 1033-1038.
- Transit Cooperative Research Program. 2012. "Track Design Handbook for Light Rail Transit."
- Valentino, Jean Mario. 2015. "2015." *Analisa Ressistance Tractive Effort dan Gaya Sentrifugal pada Kereta Api Taksaka di Tikungan Karangkidul 1* (8): 1.
- Wahyu, Kencono Agus. 2014. *Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia*. Jakarta: Pusatin ESDM.
- Zahro, Dian Riyana, and Harus Laksana Guntur. 2017. *Analisa 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.

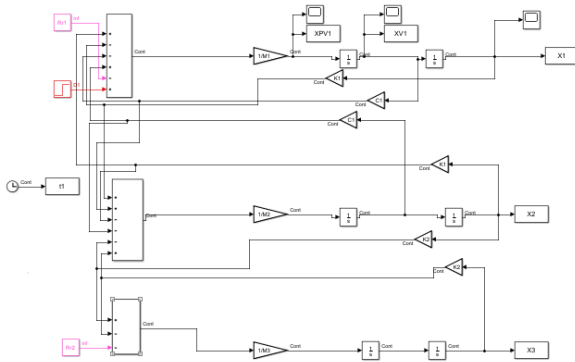




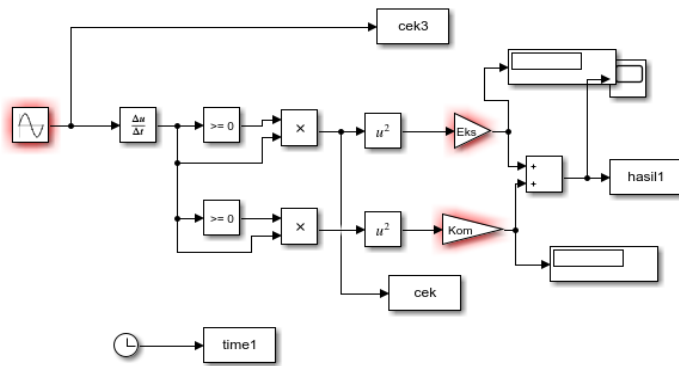
## LAMPIRAN



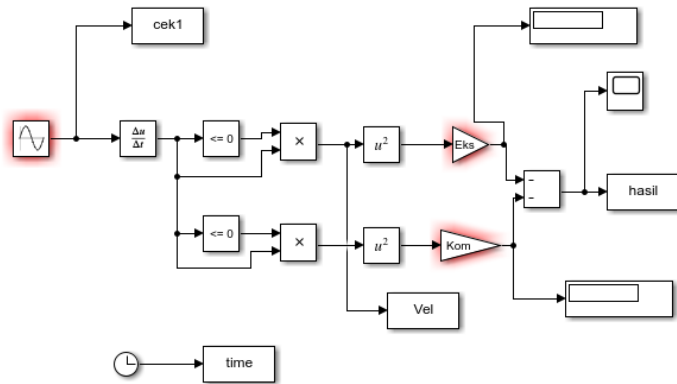
Gambar 1. Blok Diagram Variasi Konstanta Redam dengan Input Step



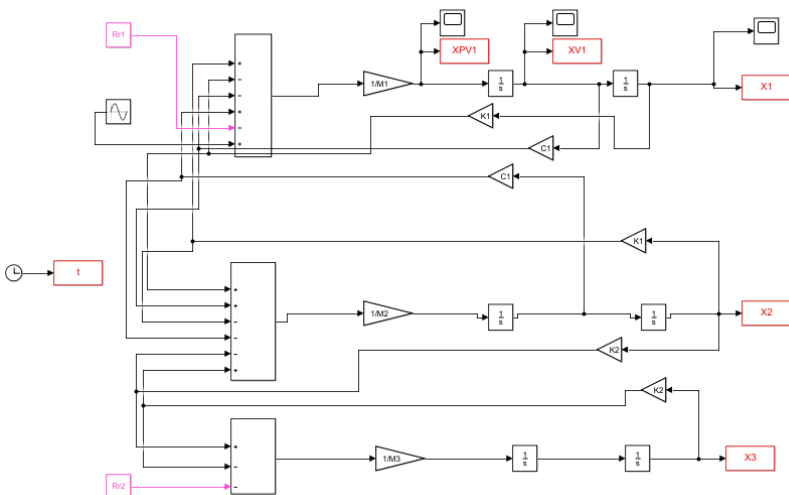
Gambar 2. Blok Diagram Variasi Konstanta Pegas dengan Input Step



Gambar 3. Blok Diagram Perhitungan Gaya Redam terhadap Perpindahan dengan Variasi Frekuensi dan Diameter Orifice



Gambar 4. Blok Diagram Perhitungan Gaya Redam terhadap Kecepatan dengan Variasi Frekuensi dan Diameter Orifice



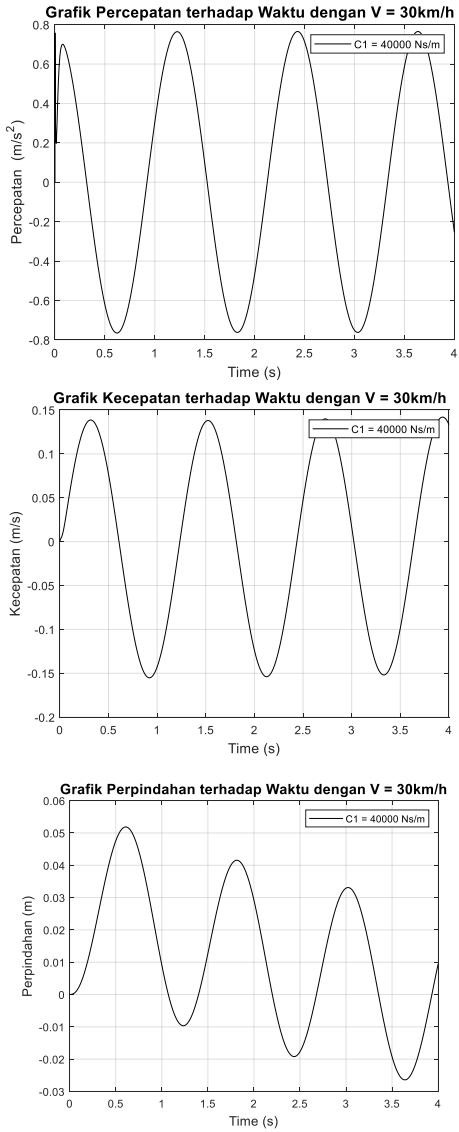
Gambar 5. Blok Diagram RMS Percepatan dan Perpindahan



Gambar 6. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada V=10 km/h



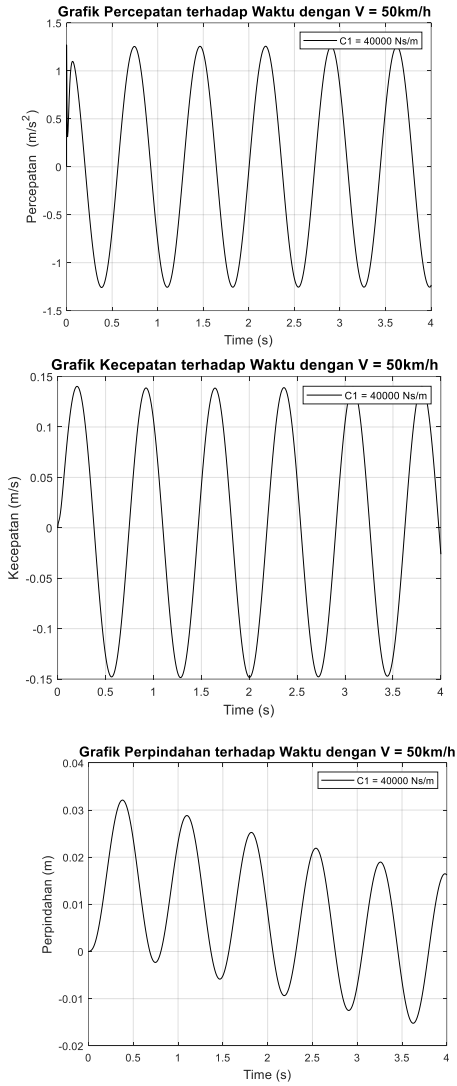
Gambar 7. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=20\text{ km/h}$



Gambar 8. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=30 \text{ km/h}$

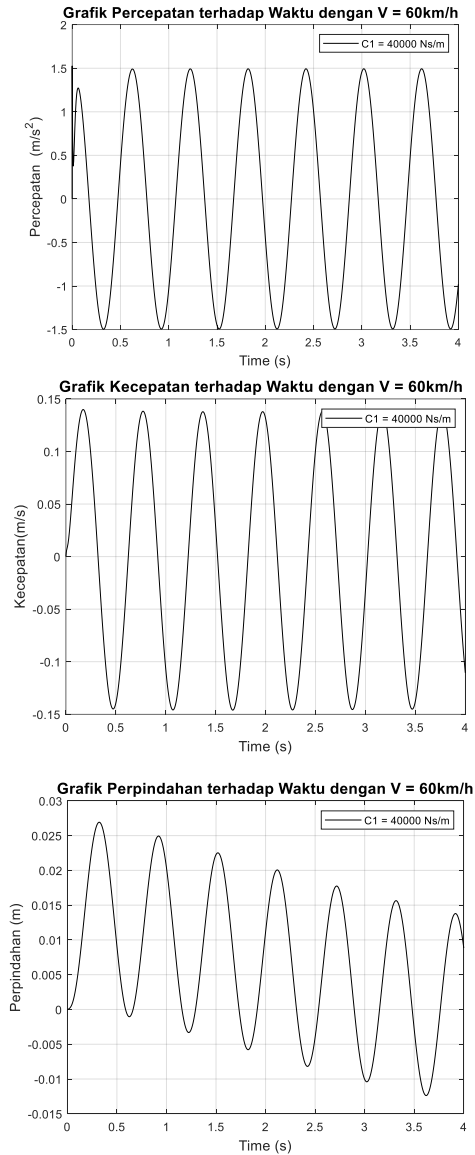


Gambar 9. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=40\text{ km/h}$

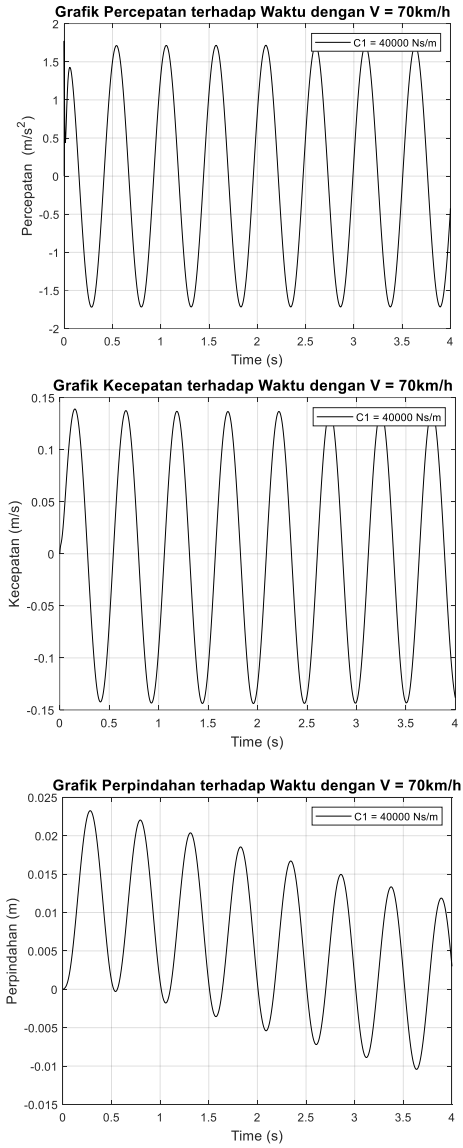


Gambar 10. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=50 \text{ km/h}$

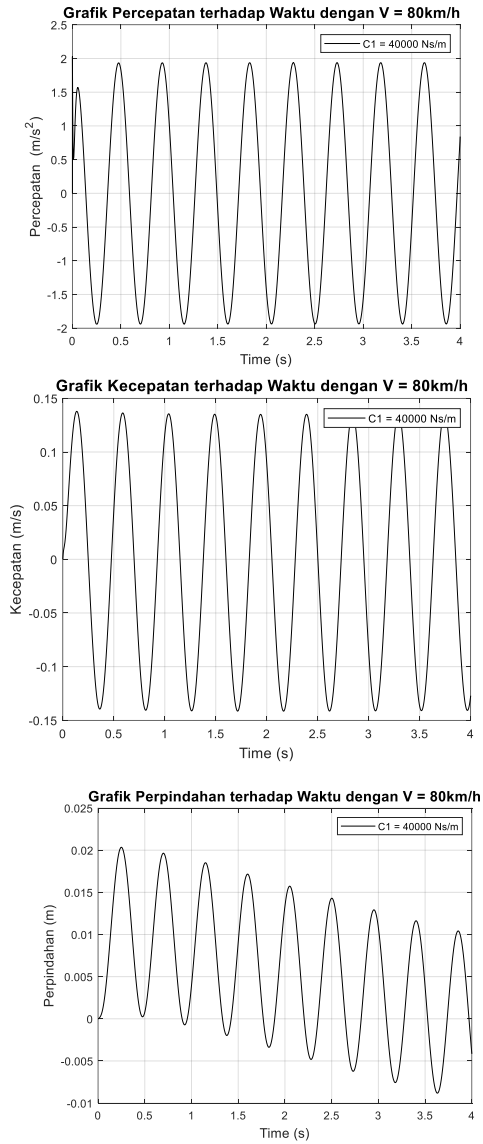




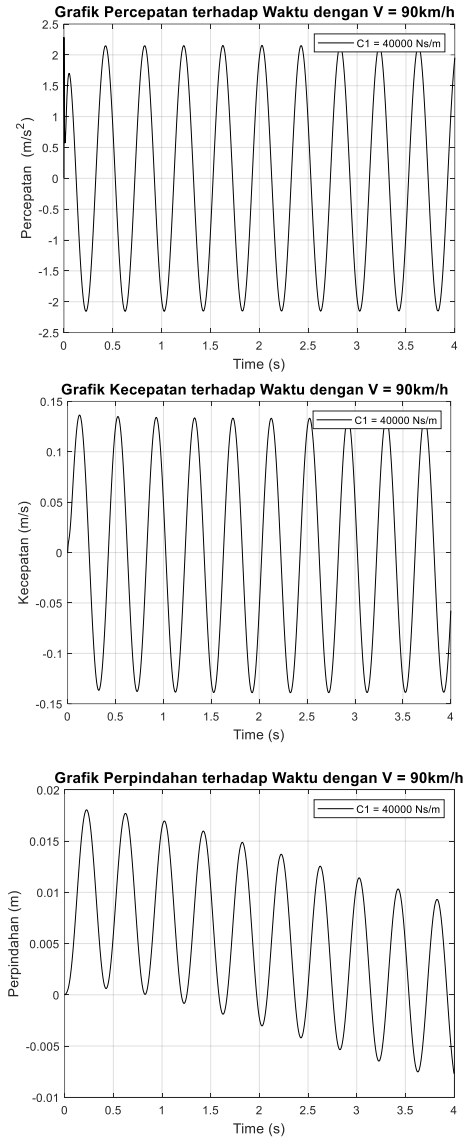
Gambar 11. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=60 \text{ km/h}$



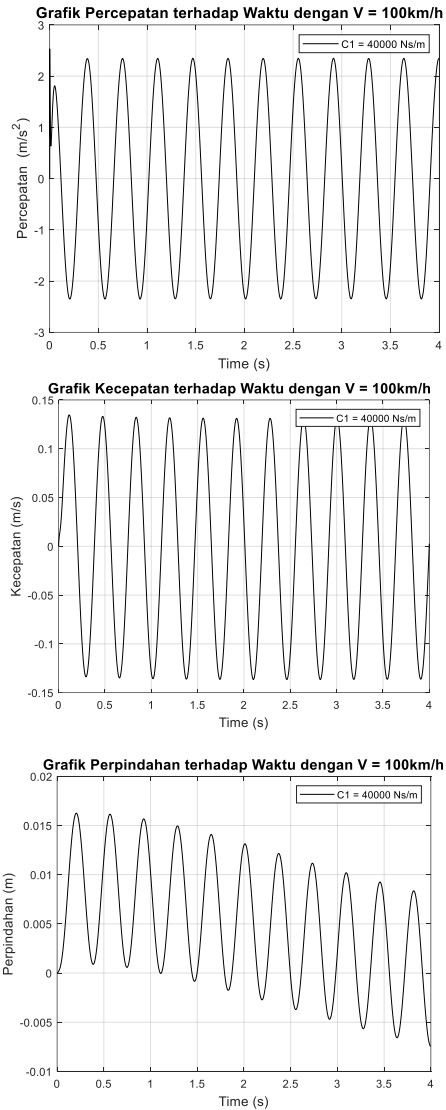
Gambar 12. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=70 \text{ km/h}$



Gambar 13. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=80 \text{ km/h}$



Gambar 14. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=90 \text{ km/h}$



Gambar 15. Grafik Simulasi Mencari Nilai RMS pada  $V=100\text{ km}$



## BIODATA PENULIS



**Nur Elyani** dilahirkan di Gresik, 10 Oktober 1996. Penulis menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTI, ITS pada tahun 2020 sejak tahun 2015 melalui jalur SNMPTN. Penulis menempuh pendidikan formal antara lain di : SDN Karangkring, SMPN 1 Gresik dan SMAN 1 Gresik. Terlahir dari orangtua bernama Achmad Djaeni dan Atun serta memiliki satu kakak yang bernama Zuny Ermawanti.

Di Departemen Teknik Mesin ini penulis mengambil Bidang Studi Desain pada Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik di lingkungan kampus maupun lingkungan departemen Teknik Mesin. Dalam kegiatan non akademik, penulis tergabung dalam organisasi *Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS Divisi KWU* periode kepengurusan 2016-2017 dan sebagai Biro Administrasi Keuangan Divisi KWU LBMM periode 2017-2018. Selain itu penulis juga aktif mengikuti beberapa kepanitiaan *event* besar antara lain yaitu Mechanical City 2016, KMHE 2017 dan GERIGI ITS 2018 .

Motto hidup dari penulis adalah “*The finest soldiers are always sent to the worst battle*” sehingga menjadikan penulis dapat menjalani hidup sebagai diri sendiri. Penulis yakin bahwasanya segala rintangan dan kesedihan akan berakhir seiring dengan berjalannya waktu asalkan kita yakin dan tetap semangat untuk menghadapi apapun yang ada di depan kita. Maka dari itu penulis menyadari perlunya positif

thinking dan kepercayaan diri yang tinggi dimanapun kita berada. Komunikasi dengan penulis terkait laporan Tugas Akhir ini dapat melalui email: **[nurelyani39@gmail.com](mailto:nurelyani39@gmail.com)**