



**TUGAS AKHIR - TM 091486**

**PEMODELAN DAN SIMULASI SISTEM Pengereman  
HIDROLIK JENIS LOCK BRAKE SYSTEM (LBS) PADA  
KENDARAAN GEA PICK UP DENGAN VARIASI  
KOMPONEN Pengereman YANG  
DITENTUKAN DARI KENDARAAN  
NIAGA JENIS LAINNYA**

**WISNU SUBRANTAS  
NRP 2111 106 021**

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

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2014**



**FINAL PROJECT - TM 091486**

**MODELING AND SIMULATION OF HYDRAULIC BRAKE SYSTEM TYPE LOCK BRAKE SYSTEM (LBS) ON GEA PICK UP VEHICLE WITH VARIATIONS BRAKING COMPONENTS ARE REQUIRED FROM COMERCIAL VEHICLE OTHER TYPES**

**WISNU SUBRANTAS  
NRP 2111 106 021**

**Academic Supervisor  
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2014**

**PEMODELAN DAN SIMULASI SISTEM  
PENEREMAN HIDROLIK JENIS LOCK BRAKE  
SYSTEM (LBS) PADA KENDARAAN GEA PICK UP  
DENGAN VARIASI KOMPONEN PENEREMAN  
YANG DITENTUKAN DARI KENDARAANNIAGA  
JENIS LAINNYA**

**Nama Mahasiswa** : Wisnu Subrantas  
**NRP** : 21.11.106.021  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Eng. Harus Laksana  
Guntur, ST., M. Eng.

***Abstrak***

*Salah satu bagian penting tentang keselamatan dalam kendaraan adalah sistem rem. Suatu sistem rem dirancang untuk mengurangi kecepatan dan menghentikan kendaraan atau memungkinkan parkir pada tempat dengan kemiringan tertentu.*

*Dalam tugas akhir ini akan dilakukan suatu pemodelan dan simulasi dari sistem pengereman kendaraan GEA Pick Up. Dimana sistem pengereman pada kendaraan GEA ini beberapa komponennya akan diganti-ganti dengan komponen dari sistem pengereman kendaraan lain, yaitu Suzuki Carry Pick Up, Daihatsu Granmax Pick Up, dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Dalam pemodelannya diasumsikan kendaraan membawa muatan seberat satu ton dan dua orang, dimana digunakan kecepatan 10 hingga 70 km/jam. Dalam penelitian ini, nantinya akan dianalisa jarak pengereman dan perlambatan yang terjadi.*

*Dari penelitian ini didapatkan performansi pengereman terbaik yaitu penerapan komponen dari sistem pengereman pada kendaraan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Dimana pada kecepatan 70 km/h memiliki waktu pengereman selama 6,388 detik, perlambatan sebesar  $-2,407 \text{ m/s}^2$  dan jarak pengereman 50,86 m.*

***Kata kunci:*** LBS; Performansi; Jarak Pengereman; Perlambatan.

# MODELING AND SIMULATION OF HYDRAULIC BRAKE SYSTEM TYPE LOCK BRAKE SYSTEM (LBS) ON GEA PICK UP VEHICLE WITH VARIATIONS BRAKING COMPONENTS ARE REQUIRED FROM COMERCIAL VEHICLE OTHER TYPES

**Name** : Wisnu Subrantas  
**NRP** : 2111 106 021  
**Department** : Mechanical Engineering FTI - ITS  
**Advisor** : Dr. Eng. Harus Laksana  
Guntur, ST., M. Eng.

## **Abstract**

*One important part of the vehicle is brae system. A brake system is designed to reduce speed and stop the vehicle or allow parking in a place with a certain slope.*

*In this final project will be carried out a modeling and simulation of vehicle braking systems GEA Pick Up. Where the braking system on the vehicle GEA some of its components are interchangeable with components from other vehicles braking system, The Suzuki Carry Pick Up, Daihatsu Granmax Pick Up, and Mitsubishi Colt L300 Pick Up. In modeling the is assumed to carry a payload weighing one ton and two peoples, which are used speeds of 10 to 70 km/h. In the present study, braking distance and deceleration will be analyzed.*

*From this study, the best braking performance is the implementation components of system on vehicle Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Where the speed of 70 km/h has a braking time 6,388 seconds,  $-2,407 \text{ m/s}^2$  and has a braking distance for 50,86 m.*

**Keywords:** *Braking distance; Deceleration; LBS; Performance.*

**PEMODELAN DAN SIMULASI SISTEM  
PENGGERAMAN HIDROLIK JENIS LOCK BRAKE  
SYSTEM (LBS) PADA KENDARAAN GEA PICK UP  
DENGAN VARIASI KOMPONEN PENGGERAMAN  
YANG DITENTUKAN DARI KENDARAAN NIAGA  
JENIS LAINNYA**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**WISNU SUBRANTAS**

Nrp. 2111 106 021

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Eng. Harus Laksana  
Guntur, ST., M. Eng. .... (Pembimbing)
2. Dr. Wiwiek  
Hendrowati, S.T., M.T. .... (Penguji I)
3. Dr. Unggul  
Wasiwitono S.T., M. Eng. Sc. .... (Penguji II)
4. Ir. J Lubi ..... (Penguji III)

**SURABAYA  
JANUARI, 2014**

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT atas limpahan rahmat, ridho, hidayah dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Pemodelan Dan Simulasi Sistem Pengereman Hidrolik Jenis *Lock Brake System* (LBS) Pada Kendaraan GEA Pick Up Dengan Variasi Komponen Pengereman yang Ditentukan dari Kendaraan Niaga Jenis Lainnya” tepat pada waktunya. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T.)

Selama penyusunan Tugas Akhir ini tentunya penulis telah menerima banyak sekali bantuan dan masukan dari berbagai pihak. Oleh karenanya melalui kesempatan ini, penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ayah, Ibu, kakak-kakak ku dan adik-adik ku yang tersayang yang senantiasa memberikan do'a, semangat, dukungannya selama masa kuliah hingga saat ini.
2. Dek Nila Khasanah yang selalu menyemangatiku agar tidak pernah menyerah dan selalu menjadi laki-laki yang hebat dan kuat. Semoga di tahun 2014 ini kita bisa mencapai tujuan kita.
3. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing yang tiada hentinya memberikan bimbingan, arahan, dukungan dan sumbangsih pengetahuan hingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
4. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen wali saya.
5. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., selaku dosen penguji dalam tugas akhir saya ini.
6. Bapak Dr. Unggul Wasiwitono S.T., M. Eng. Sc. selaku dosen penguji dalam tugas akhir saya ini.
7. Bapak Ir. J Lubi, Selaku dosen penguji dalam tugas akhir saya ini.
8. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc., Ph.D. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin-ITS.

9. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin-ITS, terima kasih atas pengetahuan yang telah diberikan.
10. Muhammad Burhanuddin, Ilham, Dodi, Rendra, Amel, Agung, Dea, Andin dan semua teman-teman seperjuangan dalam pengerjaan tugas akhir. Kalian semua luar biasa.
11. Teman-teman LJ Jurusan Teknik Mesin khususnya angkatan 2011 Genap, terima kasih banyak, semoga angkatan kita sukses semua.
12. Dan semua pihak yang telah banyak membantu dalam pengerjaan tugas akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Penulis selalu membuka kritik dan saran yang bersifat membangun untuk perbaikan selanjutnya. Akhir kata dengan segala kerendahan hati, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi diri sendiri dan pihak-pihak yang menggunakan.

Surabaya, Januari 2014

Penulis

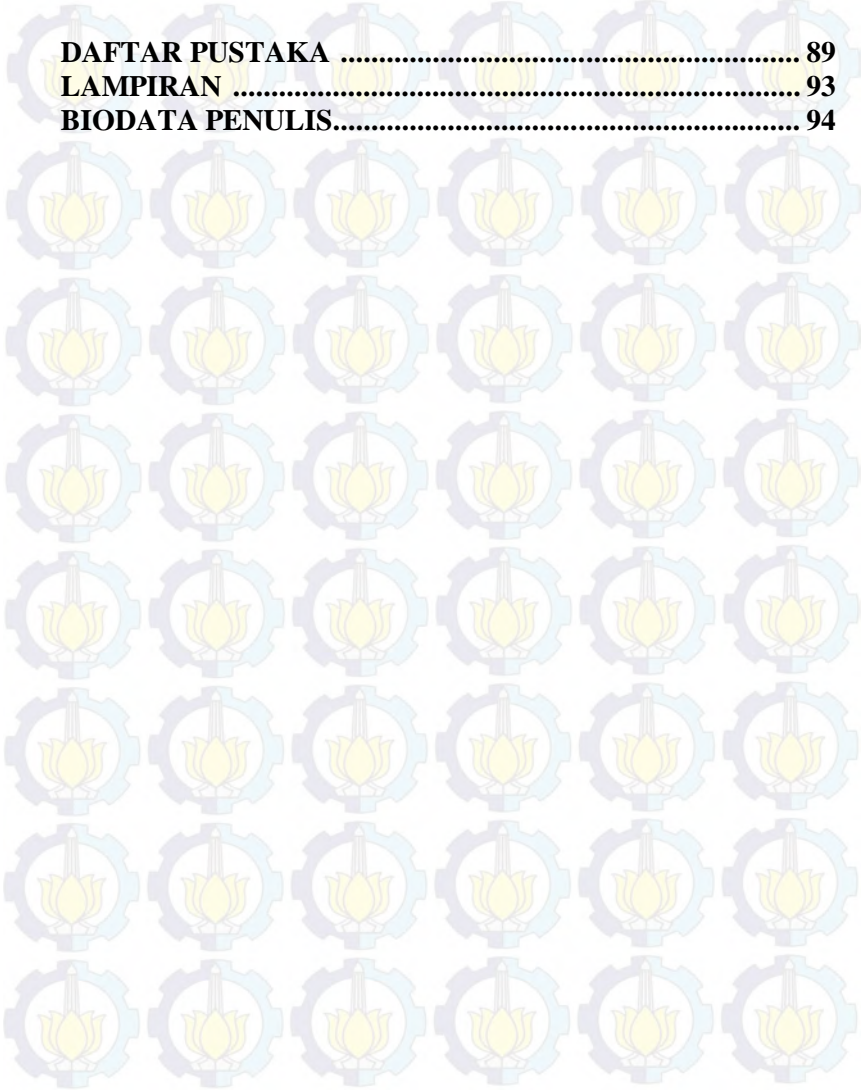
## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>HALAMAN PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iv</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>vi</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR, GRAFIK DAN DIAGRAM .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xiv</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN .....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Manfaat.....	4
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>7</b>
2.1 Tinjauan Pustaka .....	7
2.2 Dasar Teori .....	11
2.2.1 Sistem pengereman.....	11
2.2.2 Pedal rem .....	14
2.2.3 Booster rem.....	14
2.2.4 Master silinder.....	15
2.2.5 <i>Flexible hose</i> .....	15
2.2.6 Tuas rem tangan / rem parkir .....	16
2.2.7 Rem tromol .....	16
2.2.8 Rem cakram .....	17
2.2.9 Matlab.....	17
2.2.10 Analisa pemodelan sistem pengereman .....	17
2.2.11 Performansi pengereman.....	24
2.2.12 Energi pada sistem pengereman .....	32



<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>33</b>
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	33
3.2 Studi Literatur .....	36
3.3 Observasi Kendaraan.....	36
3.4 Uji Karakteristik Melalui Simulasi Matlab .....	40
3.4.1 Analisa parameter dalam sistem pengereman .....	40
3.4.2 Persamaan matematis sistem pengereman .....	41
3.4.3 Diagram alir pembentukan block simulink matlab sistem pengereman hidrolik jenis LBS .....	44
3.4.4 Pemodelan Pada Simulink Matlab.....	46
 <b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>47</b>
4.1 Analisa Perhitungan Sistem Pengereman Hidrolik Jenis <i>Lock Braking System</i> .....	47
4.1.1 Spesifikasi Kendaraan .....	47
4.1.2 Analisa Perhitungan pada Pedal Rem .....	47
4.1.3 Analisa Perhitungan pada Boster Rem .....	48
4.1.4 Analisa Perhitungan pada Master Cylinder.....	48
4.1.5 Analisa Perhitungan pada Rem Cakram .....	48
4.1.6 Analisa Perhitungan pada Rem Tromol .....	49
4.2 Pemodelan Sistem Pengereman Hidrolik Jenis Lock Brake System.....	50
4.3 Hasil Simulasi .....	55
4.4 Hubungan Antar Parameter Hasil Pemodelan.....	60
4.5 Perhitungan Gaya Pengereman .....	75
4.5.1 Penerepan komponen kendaraan GEA pick up pada model sistem pengereman.....	75
4.5.2 Penerepan komponen kendaraan Suzuki Carry pick up pada model sistem pengereman .....	76
4.5.3 Penerepan komponen kendaraan Daihatsu Granmax pick up pada model sistem pengereman.....	79
4.5.4 Penerepan komponen kendaraan Mitsubishi Colt L300 pick up pada model sistem pengereman .....	82

<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>87</b>
5.1 Kesimpulan .....	87
5.2 Saran.....	88
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>89</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>93</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>94</b>



## DAFTAR GAMBAR, GRAFIK DAN DIAGRAM

Gambar 2.1	Kendaraan yang digunakan dalam penelitian Poul Greibe.....	9
Gambar 2.2	Data pengendara tidak profesional .....	9
Gambar 2.3	Nilai rata-rata jarak pengereman antara pengendara profesional dan non profesional .....	10
Gambar 2.4	Grafik nilai perlambatan di Vaerlose pada jalan kering untuk pengendara profesional dan non profesional. ....	10
Gambar 2.5	Grafik nilai perlambatan di Vaerlose pada jalan basah untuk pengendara profesional dan non profesional. ....	11
Gambar 2.6	Sistem pengereman hidrolik dengan mekanisme cakram dan tromol....	12
Gambar 2.7	Pedal rem.....	14
Gambar 2.8	Boster Rem.....	14
Gambar 2.9	Master silinder .....	15
Gambar 2.10	Flexible Hose.....	15
Gambar 2.11	Tuas Rem Parkir .....	16
Gambar 2.12	Rem Tromol .....	16
Gambar 2.13	Rem Cakram.....	17
Gambar 2.26	Gaya pada Pedal Rem .....	18
Gambar 2.27	Tekanan Boster Rem.....	19
Gambar 2.28	Tekanan Hidrolik Master Silinder .....	20
Gambar 2.30	Gaya pada Caliper.....	21
Gambar 2.31	Gaya pada Rem Cakram .....	22
Gambar 2.32	Gaya pada Rem Tromol .....	23
Gambar 2.33	(a) Torsi pengereman dan gaya pengereman; (b) Hubungan torsi pengereman dan gaya pengereman[9].....	25
Gambar 2.34	Hubungan slip dan koefisien adhesi[9]....	26

Gambar 2.35	Diagram Benda Bebas Roda .....	27
Gambar 2.36	Dinamika kendaraan saat pengereman.....	29
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian .....	34
Gambar 3.2	Kendaraan GEA Pick Up .....	38
Gambar 3.3	Kendaraan Suzuki Carry Pick Up.....	39
Gambar 3.4	Kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up ...	39
Gambar 3.5	Kendaraan Mitsubishi Colt L300 Pickup Standard.....	39
Gambar 3.8	Diagram alir gaya pengereman depan dan belakang.....	45
Gambar 3.9	Diagram alir gaya hambat angin.....	45
Gambar 3.10	Diagram alir pengereman maksimum, slip, perlambatan, dan jarak pengereman .....	46
Gambar 4.1	Block Simulink Matlab Sistem Pengereman Hidrolik Jenis LBS .....	50
Gambar 4.2	Constant Block Slip 100% .....	53
Gambar 4.3	Constant Block Gaya Hambat Angin.....	53
Gambar 4.4	Constant Block Gaya Pengereman Cakram.....	53
Gambar 4.5	Constant Block Gaya Pengereman Tromol.....	54
Gambar 4.6	Lookup Table Block .....	54
Gambar 4.7	Gain Gaya Berat Kendaraan.....	54
Gambar 4.8	Gain Perlambatan Kendaraan .....	54
Gambar 4.9	Gain Jari-Jari Piringan Cakram .....	55
Gambar 4.10	Gain Perlambatan Sudut.....	55
Gambar 4.11	Gain Jari-Jari Drum Brake .....	55
Gambar 4.12	Gain Jari-Jari Dinamis Roda .....	55
Gambar 4.13	Fcn Block .....	55
Gambar 4.14	Perlambatan dengan penerapan komponen dari kendaraan GEA Pick Up (a) sistem tanpa RMS block. (b) sistem dengan RMS block. ....	57

Gambar 4.15	Jarak pengereman dari .....	58
Gambar 4.14	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman GEA Pick Up ....	60
Gambar 4.15	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Suzuki Carry Pick Up.....	61
Gambar 4.16	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Daihatsu Granmax Pick Up .....	62
Gambar 4.17	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Colt L300 Pick Up Standard .....	63
Gambar 4.18	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) GEA Pick Up .....	64
Gambar 4.19	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Suzuki Carry Pick Up.....	65
Gambar 4.20	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Daihatsu Granmax Pick Up .....	66
Gambar 4.21	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) L300 Pick Up Standard .....	67
Gambar 4.22	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration)GEA Pick Up.....	68
Gambar 4.23	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Suzuki Carry Pick Up .....	69
Gambar 4.24	Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Daihatsu Granmax Pick Up.....	70

Gambar 4.25 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Colt L300 Pick Up Standard.....	71
Gambar 4.26 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Seluruh Kendaraan.....	72
Gambar 4.27 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Stopping Distance Seluruh Kendaraan.....	73
Gambar 4.28 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Seluruh Kendaraan.....	74

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 20km/jam.....	7
Tabel 2.2	Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 40km/jam.....	8
Tabel 2.3	Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 60km/jam.....	8
Tabel 2.4	Model sirkuit rem menurut DIN 74000[1] ...	13
Tabel 2.5	koefisien gesek berbagai bahan pad rem .....	22
Tabel 2.6	Tabel rata-rata nilai $\mu_s$ dan $\mu_p$ pada berbagai jenis jalan[9]. .....	27
Tabel 2.7	Harga koefisien drag untuk berbagai bentuk kendaraan [9] .....	31
Tabel 3.1	Data Spesifikasi Kendaraan GEA Pick Up[13].....	37
Tabel 3.2	Spesifikasi komponen sistem pengereman yang akan digunakan untuk interchange pada komponen sistem pengereman kendaraan GEA Pick Up. ....	40
Tabel 4.1	Data Hasil Simulasi .....	58
Tabel 4.2	Hasil perhitungan dengan setiap spesifikasi komponen pada setiap kendaraan .....	84

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Saat ini tidak dapat dipungkiri bahwa kendaraan sudah menjadi sebuah kebutuhan utama bagi masyarakat Indonesia disetiap lapisannya. Baik kendaraan itu digunakan sebagai alat transportasi pribadi maupun sebagai penunjang pekerjaan. Dewasa ini pula sering dijumpai baik dilayar kaca maupun dunia maya adanya pengenalan akan mobil murah dan ramah lingkungan. Yang saat ini sering kita dengar istilahnya dengan Low Cost Green Car (LCGC). Dan salah satunya diketahui sebuah kendaraan yang diproduksi oleh PT. INKA. Disini PT. INKA pada tahun 2011 meluncurkan kendaraan 650 cc yang dinamakan GEA dengan kepanjangan Gulirkan Energi Alternatif. Program riset nasional ini ditujukan untuk membuat mobil nasional yang dimulai pada tahun 2002 <sup>[29]</sup>. Melihat tingginya harapan masyarakat pada kendaraan khususnya kendaraan murah ini, dalam hal ini keamanan menjadi hal yang sangat penting yang harus dipenuhi oleh kendaraan itu sendiri, yang tentunya jika dilihat dari internal kendaraan itu sendiri. Hal ini dikarenakan, yang mempengaruhi keselamatan bukanlah hanya berasal dari kendaraan itu sendiri.

Salah satu bagian penting dari keamanan dan keselamatan pada suatu kendaraan adalah sistem pengereman pada suatu kendaraan. Suatu sistem rem dirancang untuk mengurangi kecepatan dan menghentikan kendaraan atau memungkinkan parkir pada tempat dengan kemiringan tertentu. Sehingga tentu alat ini sangatlah penting pada kendaraan dan berfungsi sebagai alat keselamatan dan menjamin untuk pengendalian yang aman. sistem rem yang berkembang untuk saat ini ada dua jenis <sup>[8]</sup>, yaitu lock brake system dan anti-lock brake system. Pada penelitian kali ini hanya akan dibahas mengenai sistem pengereman lock.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan suatu pemodelan dan simulasi dari sistem pengereman kendaraan GEA Pick Up. Dimana



nantinya sistem pengereman pada kendaraan GEA ini akan diganti-ganti (interchange) dengan komponen pengereman yang telah ditentukan dari kendaraan lain, dimana kendaraan-kendaraan tersebut adalah Suzuki Carry Pick Up, Daihatsu Granmax Pick Up, dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Dalam penelitian ini, yang nantinya akan dianalisa adalah dari jarak pengereman (stopping distance) dan perlambatan (deceleration) yang terjadi.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Sesuai dengan latar belakang diatas bahwa sistem pengereman adalah hal yang sangat penting pada suatu kendaraan dimana setiap kendaraan memiliki kemampuan pengereman yang berbeda. Sehingga pada tugas akhir ini terdapat beberapa rumusan permasalahan yang ada, antara lain :

1. Bagaimana pengaruh tingkat kecepatan terhadap jarak pengereman dan perlambatan yang terjadi.
2. Bagaimana pemodelan dari sistem pengereman LBS (*Lock Brake System*) pada kendaraan GEA Pick UP yang digunakan.
3. Bagaimana respon pemodelan sistem pengereman LBS (*Lock Brake System*) pada kendaraan GEA Pick Up ini dengan komponen sistem pengereman yang sudah ada (komponen sistem pengereman GEA Pick Up) dan menggunakan interchange komponen pengereman yang telah ditentukan dari kendaraan niaga jenis pick up lainnya terhadap jarak dan perlambatannya.

## **1.3. Batasan Masalah**

Dalam penulisan tugas akhir ini, penulis menggunakan beberapa batasan masalah agar pembahasan yang ada lebih terarah. Adapun batasan masalah yang diambil adalah sebagai berikut:

1. Kendaraan yang dianalisis adalah kendaraan GEA Pick Up dengan 2 penumpang masing-masing dengan berat 60 kg.
2. Nantinya akan dibuat pemodelan berdasarkan sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up ini.
3. Dalam pemodelan ini akan dilakukan interchange atas beberapa komponen sistem pengereman dari kendaraan GEA ini dengan komponen sistem pengereman dari kendaraan niaga jenis pick up lain yang telah ditentukan, yaitu: Suzuki Carry Pick Up, Daihatsu Granmax Pick Up, dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up.
4. Komponen yang akan digunakan sebagai interchange adalah master cylinder, piston caliper, piringan cakram, wheel cylinder, dan rem tromol.
5. Selama penelitian, performansi pengereman hanya dinilai atau dianalisa dari jarak pengereman dan perlambatan yang ada.
6. Analisa jarak pengereman dan perlambatan untuk pemodelan digunakan variasi kecepatan 10 hingga 70 km/h.
7. Dalam pemodelan ini kendaraan membawa beban seberat 1000 kg.
8. Pengaruh dari engine brake terhadap performansi pengereman tidak diperhitungkan (diabaikan).
9. Pengaruh pressure drop dan pengaruh aliran fluida disepanjang pipa pengereman tidak diperhitungkan.
10. Kendaraan diasumsikan bergerak lurus pada jalan aspal, kering, lurus, datar dan kecepatan konstan.
11. Efek gaya samping diabaikan.
12. Diasumsikan kondisi jalan adalah sepi hanya terdapat mobil yang sedang di uji.

#### **1.4. Tujuan**

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui performansi pengereman dengan melihat dari pengaruh tingkat kecepatan terhadap jarak pengereman dan perlambatan yang terjadi.
2. Memodelkan sistem pengereman LBS (*Lock Brake System*) pada kendaraan GEA Pick Up yang digunakan.
3. Untuk mengetahui respon pemodelan sistem pengereman LBS (*Lock Brake System*) pada kendaraan GEA Pick Up ini dengan komponen sistem pengereman yang sudah ada (komponen sistem pengereman GEA Pick Up) dan menggunakan interchange komponen pengereman yang telah ditentukan dari kendaraan niaga jenis pick up lainnya terhadap jarak dan perlambatannya.

### **1.5. Manfaat**

Manfaat yang bisa didapatkan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan informasi performansi dari sistem pengereman LBS pada kendaraan GEA Pick Up yang ada maupun performansi dari sistem pengereman pada kendaraan GEA pick up dengan variasi atas interchange terhadap komponen yang telah ditentukan dari kendaraan niaga jenis pick up lainnya.
2. Dengan pemodelan sistem pengereman LBS ini bisa digunakan untuk menghemat biaya, khususnya untuk melakukan uji performansi sistem pengereman dari kendaraan GEA ini tanpa harus melakukan pengujian skala lapangan.
3. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya dalam sistem pengereman itu sendiri.

### **1.6. Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan tugas akhir ini dibagi dalam beberapa bab, yaitu sebagai berikut:

#### **1. Bab I Pendahuluan**

Bab ini berisi tentang latar belakang dari tugas akhir ini, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah dari

tugas akhir, manfaat tugas akhir dan sistematika penulisan tugas akhir.

2. Bab II Dasar Teori dan Kajian Pustaka

Dasar Teori dan Kajian Pustaka berisi semua hal yang menunjang dalam melakukan analisa hasil tugas akhir.

3. Bab III Metodologi Penelitian

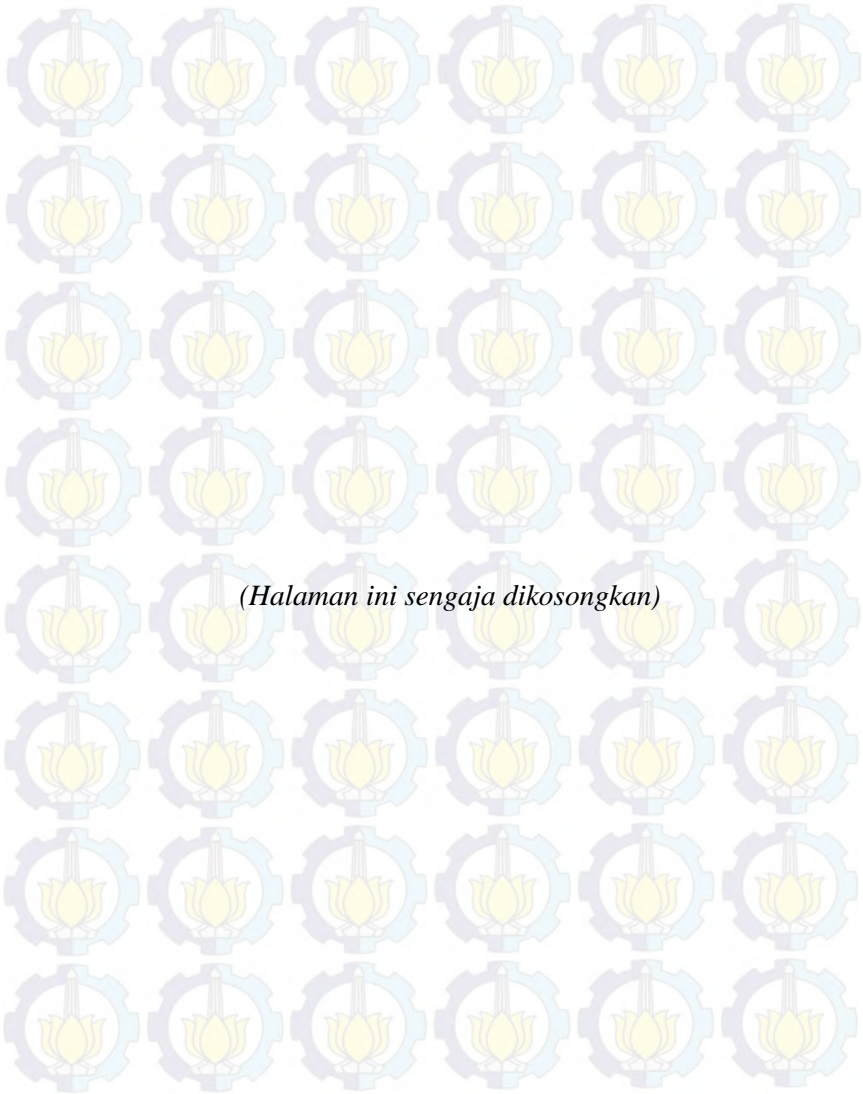
Bab ini menerangkan tentang pengambilan data yang dilakukan pada tugas akhir ini.

4. Bab IV Analisa Data dan Perhitungan

Bab ini berisi tentang hasil pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa lebih lanjut.

5. Bab V Penutup

Bab penutup ini terdiri dari kesimpulan hasil pengolahan dari data-data dan saran yang perlu diberikan.



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Tinjauan Pustaka

GEA Pick Up adalah suatu kendaraan multiguna yang memiliki kapasitas 650 cc, dengan transmisi manual empat tingkat kecepatan. Mobil ini menggunakan sistem pengereman hidraulik dengan rem bagian depan adalah jenis cakram dan bagian belakang menggunakan rem jenis tromol.

Rofit Waroni (2013)<sup>[19]</sup> melakukan penelitian untuk studi eksperimen kinerja *antilock braking system* pada *multiple purpose vehicle*. Dalam penelitiannya dilakukan pada mobil Toyota Avanza 1.5 S A/T (*Automatic Transmision*). Dimana penelitiannya dilakukan dalam dua tahap, yaitu tahap pengujian skala lapangan dan tahap kedua tahap pengujian dengan simulasi matlab. Tujuan dari penelitian ini adalah membandingkan kinerja pengereman saat kendaraan diseting pada model ABS dan LBS dengan yang dibandingkan adalah *stopping distance* dan perlambatan yang terjadi. Berikut adalah hasil penelitian yang dilakukan:

Tabel 2.1 Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 20km/jam

	Kecepatan 20 Km/Jam			
	ABS		LBS	
	Pengujian	Simulasi	Pengujian	Simulasi
<i>Stopping Distance (m)</i>	2.2	2.205	2.525	2.685
<i>Deceleration (m/s<sup>2</sup>)</i>	8,245	10.61	8,848	7.673
<i>Time (sec)</i>	0.750	0.6495	0.783	0.8452

Tabel 2.2 Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 40km/jam

	<b>Kecepatan 40 Km/Jam</b>			
	<b>ABS</b>		<b>LBS</b>	
	Pengujian	Simulasi	Pengujian	Simulasi
<i>Stopping Distance (m)</i>	8.225	7.315	8.525	9.319
<i>Deceleration (m/s<sup>2</sup>)</i>	8,47	10.68	8,118	7.738
<i>Time (sec)</i>	1.4475	1.17	1.470	1.557

Tabel 2.3 Perbandingan hasil pengujian dan simulasi pada kecepatan 60km/jam

	<b>Kecepatan 60 Km/Jam</b>			
	<b>ABS</b>		<b>LBS</b>	
	Pengujian	Simulasi	Pengujian	Simulasi
<i>Stopping Distance (m)</i>	13.675	15.22	15.8	19.71
<i>Deceleration (m/s<sup>2</sup>)</i>	7,5875	10.79	7,8075	7.846
<i>Time (sec)</i>	1.935	1.677	2.0475	2.245

Dari tabel di atas tampak bahwa sistem pengereman ABS memiliki jarak pengereman dan waktu pengereman yang lebih pendek dibandingkan dengan sistem pengereman LBS.

Poul Greibe (2007)<sup>[21]</sup> melakukan penelitian pula untuk tingkah laku pengereman dan jarak pengereman. Dalam penelitian ini dilakukan penelitian atas tingkah laku pengereman yang dilakukan oleh pengendara yang belum profesional dan jarak pengereman pada kecepatan yang berbeda. Jarak pengereman kendaraan ini tergantung dari beberapa faktor yang berhubungan dengan kendaraan, jalan, dan tingkah laku pengendara. Beberapa faktor tersebut seperti :

- a. Kecepatan kendaraan
- b. Koefisien gesek antara roda dan jalan
- c. Tingkah laku / teknik pengereman pengendara
- d. Sistem dan kondisi rem kendaraan
- e. Tekanan ban

Faktor-faktor diatas mempengaruhi jarak pengereman apakah menjadi lebih pendek atau lebih panjang tergantung kondisi aktual selama perlambatan itu. Dalam penelitiannya tujuan penelitian ini adalah untuk menilai tingkah laku dari pengemudi yang tidak profesional, termasuk jarak pengereman dalam kondisi fisik jalan yang berbeda. Dalam penelitiannya digunakan dua buah kendaraan yaitu Fiat Grande Punto dan Opel Vectra. Seperti pada gambar dibawah ini,



Gambar 2.1 Kendaraan yang digunakan dalam penelitian Poul Greibe

sedangkan pengendara yang tidak profesional tersebut, yang digunakan sejumlah 16 orang dengan data sebagai berikut,

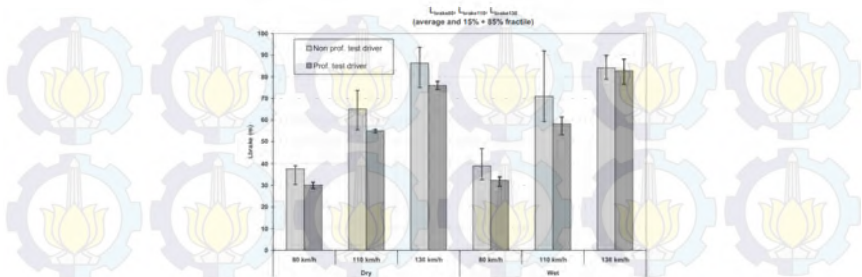
Gender	Ages (years)			Total
	25-39	40-59	60 ->	
F	4	1		5
M	6	3	2	11
Total	10	4	2	16

Gambar 2.2 Data pengendara tidak profesional

dimana sebagai pembanding dalam penelitian ini, digunakan pengendara profesional dan juga kondisi jalan basah dan kering.

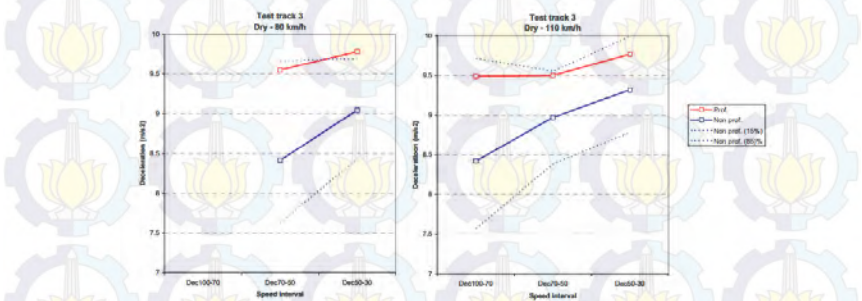


Penelitian ini dilakukan pada 3 tempat yaitu Holbaek, Odense dan Vaerloese. Hasil dari penelitian ini adalah sebagai berikut,

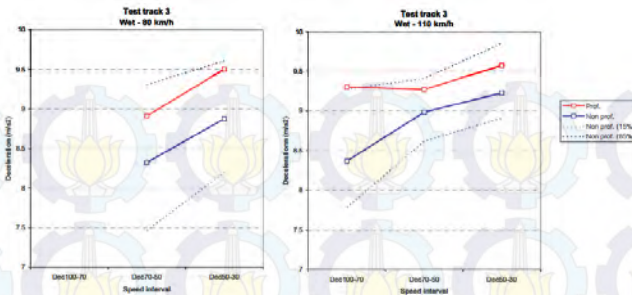


Gambar 2.3 Nilai rata-rata jarak pengereman antara pengemudi profesional dan non profesional dari gambar 2.3 diatas terlihat bahwa nilai rata-rata jarak pengereman oleh pengemudi tidak profesional lebih besar dari pengemudi profesional. Hal ini dikarenakan selain dikarenakan pengalaman dari pengemudi, kepercayaan diri disini juga sangat menentukan keefektifan saat melakukan proses pengereman.

Dan untuk data perlambatan yang terjadi, dilakukan di rute jalan Vaerloese dengan hasil sebagai berikut,



Gambar 2.4 Grafik nilai perlambatan di Vaerloese pada jalan kering untuk pengemudi profesional dan non profesional.



Gambar 2.5 Grafik nilai perlambatan di Vaerlose pada jalan basah untuk pengendara profesional dan non profesional.

dari gambar 2.4 diatas Poul Greibe menyatakan nilai perlambatan yang dihasilkan oleh pengendara non profesional lebih rendah dari pengendara profesional, hal ini mengindikasikan bahwa dari awal pengereman (dari kecepatan tertinggi) proses pengereman yang dilakukan oleh pengendara tidak profesional kurang efektif. Begitu pula dengan gambar 2.5, yaitu untuk jalan basah, hal yang sama terjadi pula.

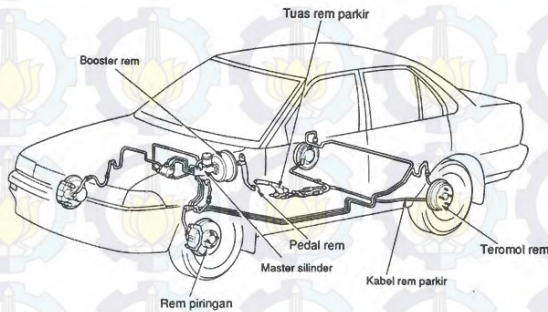
Dari penelitian Poul Greibe dan Rofit Waroni ini dapat dilihat bahwa dalam pengujian performa suatu rem jarak pengereman dan perlambatan menjadi suatu hal yang penting dalam menentukan performa suatu rem.

## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Sistem pengereman

Suatu sistem rem dirancang untuk mengurangi kecepatan dan menghentikan kendaraan atau memungkinkan parkir pada tempat dengan kemiringan tertentu. Sehingga tentu alat ini sangatlah penting pada kendaraan dan berfungsi sebagai alat keselamatan dan menjamin untuk pengendalian yang aman. Pada dasarnya besar gaya rem yang dibutuhkan setiap kendaraan adalah berbeda. Begitu juga distribusi gaya rem yang pada setiap roda untuk setiap kendaraan berbeda. Hal ini mengartikan bahwa sistem rem dari suatu kendaraan tidak langsung memenuhi kebutuhan pengereman untuk kendaraan lain.

Kendaraan dengan sistem pengereman hidrolis terdapat banyak komponen yang terkait didalamnya. Tentunya dengan fungsinya masing-masing. Sistem Rem Hidrolis merupakan sistem rem yang menggunakan media fluida cair sebagai media penghantar/ penyalur gerakan<sup>[5]</sup>. Komponen-komponen tersebut adalah pedal rem, boster rem (*brake booster*), master silinder, *flexible hose*, tuas rem tangan / rem parkir. Sedangkan secara mekanisme rem dibedakan menjadi dua yaitu rem tromol dan rem cakram. Seperti pada gambar dibawah ini :

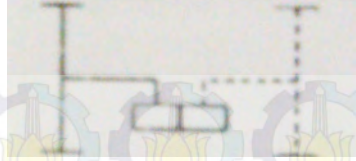

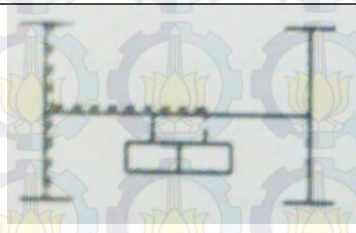
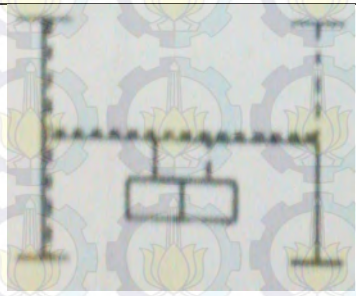



Gambar 2.6 Sistem pengereman hidrolis dengan mekanisme cakram dan tromol

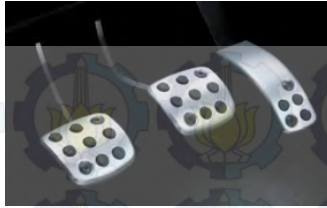
Dalam sistem pengereman ini ada beberapa model dari sirkuit rem. Menurut standar DIN 74000, ada lima model sirkuit dari sistem rem seperti ditunjukkan pada tabel dibawah ini. Model sirkuit TT dan K telah menjadi suatu standar dasar dari sirkuit sistem rem.

Tabel 2.4 Model sirkuit rem menurut DIN 74000<sup>[1]</sup>

Simbol	Model Sirkuit Rem	Keterangan
--------	-------------------	------------

TT		<p>Sirkuit untuk poros depan dan belakang terpisah masing-masing poros direm dengan satu sirkuit</p>
K		<p>Sirkuit diagonal Roda depan dan roda belakang direm dengan sirkuit silang secara terpisah</p>
HT		<p>Sirkuit poros depan dan belakang terpisah dengan sirkuit poros depan. Satu sirkuit untuk poros depan dan belakang, satu sirkuit lain untuk poros depan</p>
LL		<p>Poros depan satu roda belakang dengan sirkuit terpisah. Satu sirkuit untuk poros depan dan roda belakang kanan, satu sirkuit lagi untuk poros depan dan roda belakang kiri</p>
HH		<p>Dua sirkuit berbeda untuk poros depan dan belakang, satu sirkuit untuk poros depan/ belakang satu sirkuit lagi untuk poros depan/ belakang</p>

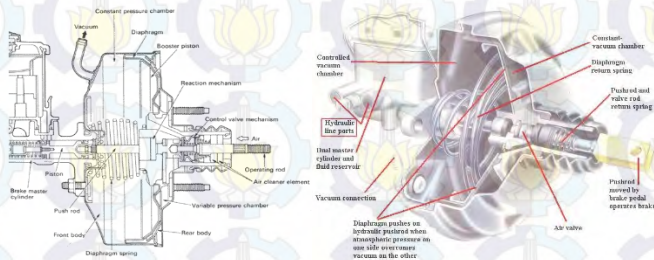
## 2.2.2 Pedal rem



Gambar 2.7 Pedal rem

Pedal rem seperti pada gambar diatas adalah komponen pada sistem pengereman yang dimanfaatkan oleh pengemudi untuk melakukan pengereman. Tinggi pedal harus dalam tinggi yang ditentukan. Jika terlalu tinggi maka diperlukan waktu pengereman yang lebih lama sehingga pengereman akan terlambat. Sebaliknya jika tinggi pedal terlalu rendah maka akan membuat jarak cadangan yang kurang mengakibatkan gaya pengereman yang tidak cukup. [6]

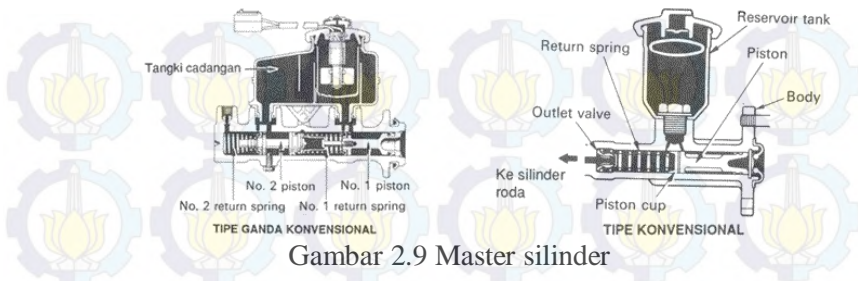
## 2.2.3 Booster rem



Gambar 2.8 Booster Rem

Booster rem seperti pada gambar diatas merupakan komponen pada sistem pengereman yang dipasang menjadi satu dengan master silinder dan setelah pedal rem, yang berfungsi untuk mengurangi tenaga yang diperlukan pengemudi dalam pengereman [6].

## 2.2.4 Master silinder



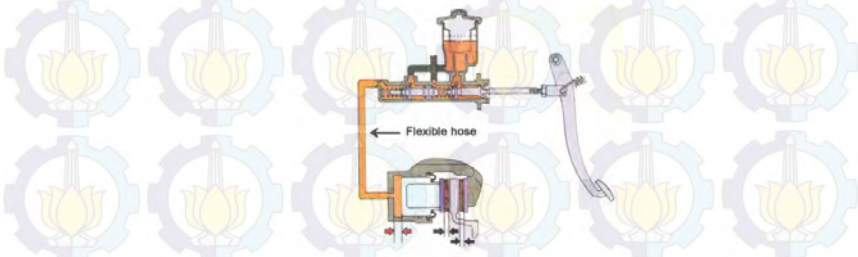
Gambar 2.9 Master silinder

Master silinder mengubah gerak pedal rem ke dalam tekanan hidrolis. Master silinder terdiri dari resevoir tank yang terdapat minyak rem, demikian juga piston dan silinder yang membangkitkan tekanan hidrolis.<sup>[6]</sup>

Seperti tampak pada gambar diatas bahwa master silinder ada 2 type yaitu :

1. Tipe Tunggal : Tipe plunger, Tipe konvensional dan tipe portless;
2. Tipe Ganda : Tipe ganda konvensional dan tipe double konvensional.

## 2.2.5 Flexible hose

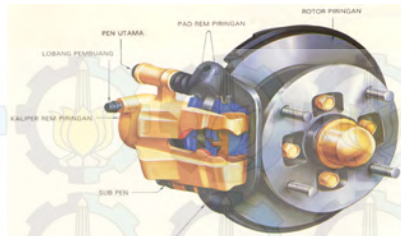


Gambar 2.10 Flexible Hose

Fleksible hose seperti tampak pada gambar diatas berfungsi menghubungkan pipa rem dan rem roda untuk mengimbangi gerakan suspensi. Pipa rem berfungsi untuk menyalurkan minyak rem dari master silinder ke ke rem<sup>[6]</sup>.



### 2.2.8 Rem cakram



Gambar 2.13 Rem Cakram

Pada rem cakram seperti pada gambar diatas, sepasang pad yang tidak berputar menjepit rotor piringan yang berputar menggunakan tekanan hidrolis, menyebabkan terjadinya gesekan yang dapat memperlambat atau menghentikan kendaraan<sup>[6]</sup>.

### 2.2.9 Matlab

Matlab (Matrix Laboratory) adalah sebuah lingkungan kompuatsi numerikal dan bahasa pemrograman komputer generasi keempat yang dikembangkan oleh The MathWorks. Matlab memungkinkan memanipulasi matriks, pem-plot-an fungsi dan data, implementasi algoritma, dll. Didalam matlab terdapat sebuah paket tambahan yang disebut simulink. Simulink dapat digunakan sebagai sarana pemodelan, simulasi, dan analisa dari sistem dinamik. Simulink terdiri dari bebebrapa kumpuln toolbox yang dapat digunakan untuk analisa sistem linier dan non linier. Beberapa library yang dapat digunakan dalam sistem kontrol antara lain *math*, *sinks*, dan *source*.

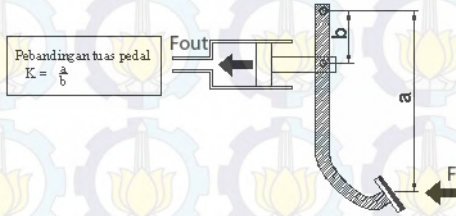
### 2.2.10 Analisa pemodelan sistem pengereman

Dalam penelitian ini akan dibuat suatu pemodelan dari sistem pengereman hidrolis jenis LBS. Dimana pemodelan ini melibatkan beberapa persamaan yang tentunya terkait komponen pengereman tersebut. Komponen-komponen tersebut seperti pedal rem, booster rem, master silinder, rem cakram, rem tromol. Selain komponen-komponen yang terkait dalam pengereman itu sendiri, pemodelan ini juga melibatkan analisa dinamis dari kendaraan itu sendiri saat mengalami pengereman.



### a. Gaya Pedal Rem

Gaya pedal adalah gaya yang diberikan pedal untuk untuk selanjutnya diteruskan pada boster rem. Input dari gaya pedal ini adalah injakan dari kaki pengendara dengan menghubungkannya terhadap jarak pedal kaki terhadap tumpuan yang ada, seperti tampak pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.26 Gaya pada Pedal Rem

Persamaan yang digunakan untuk mencari gaya yang keluar dari pedal rem:

$$F_{out} = F \cdot \frac{a}{b} \quad [4] \quad \dots \dots \dots 2.1$$

Dimana:

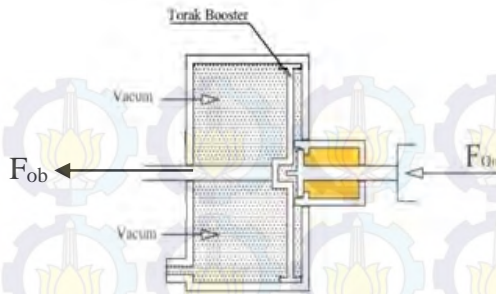
$F_{out}$  = gaya yang dihasilkan dari pedal rem (N).

$F$  = gaya yang menekan pedal rem (N).

$\frac{a}{b}$  = perbandingan tuas pedal rem

### b. Tekanan Boster Rem

Tekanan yang ada pada boster rem adalah distribusi dari gaya yang diberikan dari pedal rem saat pengendara melakukan pengereman. Seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.27 Tekanan Boster Rem

Dimana :

$$F_{ob} = X \cdot F_{out} \quad [18] \dots\dots\dots 2.2$$

Dimana persamaan diatas diambil dari penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Devid Febriantio, dengan cara melakukan pengukuran secara langsung pada tekanan yang ada pada boster rem. Sehingga disini nilai X nantinya akan diganti dengan sebuah nilai dengan membandingkan gaya pedal yang diberikan dengan nilai tekanan keluaran dari boster rem. Sehingga akan didapatkan nilai pengali dari gaya pada pedal rem.

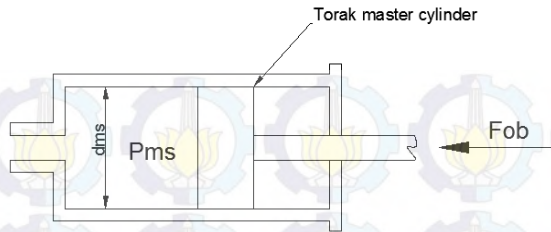
Dengan :

$F_{ob}$  = gaya keluaran boster rem (N)

$F_{out}$  = gaya keluaran dari pedal rem (N)

c. Tekanan Hidrolik Master Silinder

Masukan pada master silinder berasal dari gaya keluaran boster rem yang ada. Seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.28 Tekanan Hidrolik Master Silinder

Dimana :

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{A_{ms}} \dots\dots\dots 2.3$$

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{0,25 \cdot \pi \cdot d^2} \dots\dots\dots 2.4$$

Dengan :

$P_{ms}$  = tekanan hidrolik master silinder (Pa)

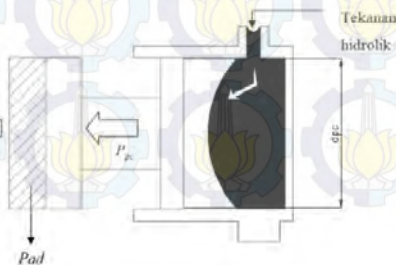
$F_{ob}$  = gaya keluaran booster rem (N)

$A_{ms}$  = luasan mas silinder ( $m^2$ )

$d$  = diameter master silinder (m)

#### d. Tekanan Hidrolik Caliper

Tekanan hidraulis dari master silinder mendorong piston yang bersamaan pula dengan terdorongnya pad rem dimana selanjutnya menekan pada *disc rotor* (cakram). Seperti tampak pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.30 Gaya pada Caliper

Dimana :

$$P_{ms} = P_{pc} \dots\dots\dots 2.5$$

$$\frac{F_{ms}}{A_{ms}} = \frac{F_{pc}}{A_{pc}} \dots\dots\dots 2.6$$

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc} \dots\dots\dots 2.7$$

Dengan :

$P_{ms}$  = Tekanan hidrolik master silinder (Pa)

$F_{ms}$  = Gaya hidrolik master silinder (N)

$A_{ms}$  = Luasan master silinder (m<sup>2</sup>)

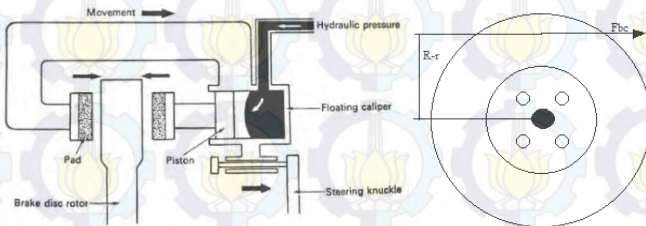
$P_{pc}$  = Tekanan hidrolik piston caliper (Pa)

$F_{pc}$  = Gaya hidrolik piston caliper (N)

$A_{pc}$  = Luasan piston caliper (m<sup>2</sup>)

e. Rem Cakram

Gaya pengereman pada rem cakram adalah gaya yang diberikan oleh *brake pad* pada piringan cakram. Seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.31 Gaya pada Rem Cakram

Gaya piston yang menekan brake pad dapat dirumuskan sebagai:

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc} \dots\dots\dots 2.8$$

Sedangkan gaya gesek pengereman dapat dirumuskan menjadi:

$$F_{bc} = \mu \cdot F_{pc} \dots\dots\dots 2.9$$

Dimana :

$F_{bc}$  = gaya gesek pengereman rem cakram (N)

$\mu$  = koefisien gesek pad rem

Nilai koefisien gesek dari pad rem berbeda-beda sesuai dengan bahan dari pad rem tersebut, nilai koefisien gesek pad rem dapat dilihat pada tabel 2.2 berikut.

Tabel 2.5 koefisien gesek berbagai bahan pad rem

No.	Bahan Gesek	Koefisien Gesek ( $\mu$ )
1	Besi Cor	0,08 – 0,12
2	Perunggu	0,10 – 0,20
3	Kayu	0,10 – 0,35
4	Tenunan	0,35 – 0,60
5	Cetakan/Pasta	0,30 – 0,60
6	Paduan Sinter	0,20 – 0,50

Torsi pengereman rem model cakram dapat diperoleh menggunakan rumus :

$$T_{bc} = F_{bc} \cdot (R - r) \dots\dots\dots 2.10$$

Dimana :

$T_{bc}$  = torsi pengereman rem cakram (Nm)

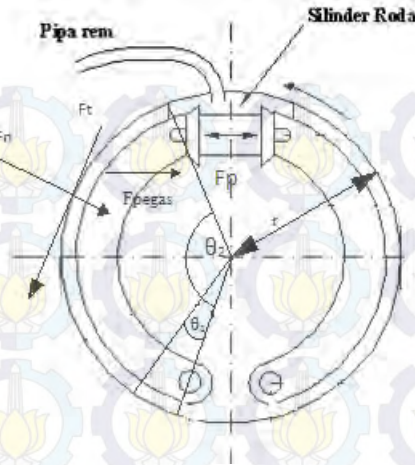
$F_{bc}$  = gaya gesek pengereman rem cakram (N)

$R$  = jari-jari rotor/piringan cakram (m)

$r$  = jari-jari piston caliper (m)

#### f. Rem Tromol

Pada *drum brake* gaya rem bekerja sesuai dengan skema seperti gambar berikut.



Gambar 2.32 Gaya pada Rem Tromol

Gaya yang menekan pad rem menggunakan rumus :

$$F_p = F_{ws} = P_{ms} \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{ws}^2 \dots\dots\dots 2.11$$

Dimana :

$F_p = F_{pc}$  = gaya yang menekan pad rem (N)

$d_{ws}$  = diameter wheel silinder tromol (m)

$P_{ms}$  = tekanan hidraulik (Pa)

Gaya pegas dapat diperoleh menggunakan rumus :

$$F_{pegas} = \Delta x \cdot k \dots\dots\dots 2.12$$

Dimana :

$\Delta x$  = perubahan panjang sampai kanvas menyentuh rumah tromol  $\approx 0.6 \text{ cm}^{[15]}$

$K$  = konstanta kekakuan pegas ; dimana  $k = 13,067 \text{ kN/m}^{[21]}$

Gaya gesek pengereman model tromol atau gaya tangensial didapatkan dengan menggunakan rumus :

$$F_t = (F_p - F_{pegas}) \mu \dots\dots\dots 2.13$$

Dimana :

$\mu$  = koefisien gesek material kanvas rem

Torsi pengereman rem model tromol dapat diperoleh menggunakan rumus:

$$T_{bt} = F_t \cdot r \dots\dots\dots 2.14$$

Dimana :

$T_{bt}$  = torsi pengereman rem tromol (Nm)

$F_t$  = gaya gesek rem model tromol (N)

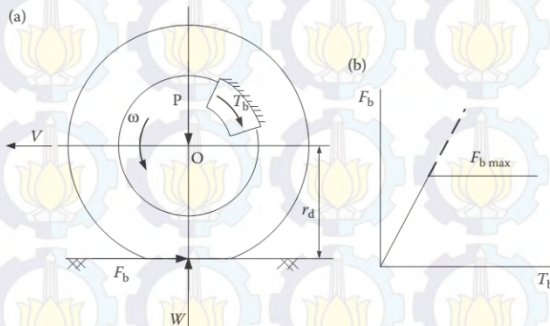
$r$  = jari-jari rem model tromol (m)

**2.2.11 Performansi pengereman**

Performansi pengereman pada kendaraan merupakan salah satu bagian penting dalam hal keamanan kendaraan. Dan berikut adalah hal-hal yang dipergunakan dalam melihat performansi pengereman yang ada.

a. Gaya pengereman

Fungsi dari rem kendaraan adalah menurunkan kecepatan kendaraan dengan tetap mempertahankan kestabilan arah kendaraan dan terkontrol pada berbagai kondisi jalan tertentu.



Gambar 2.33 (a) Torsi pengereman dan gaya pengereman; (b) Hubungan torsi pengereman dan gaya pengereman<sup>[9]</sup>

Gambar diatas memperlihatkan sebuah roda ketika direm. *Brake pad* menekan piringan rem, sehingga menyebabkan adanya torsi gesek pada piringan rem. Torsi pengereman ini menghasilkan gaya pengereman antara roda dan area kontak tanah. Gaya pengereman inilah yang akan menghentikan laju kendaraan. Gaya pengereman ini diekspresikan sebagai :

$$F_b = \frac{T_b}{r_d} \quad [9] \quad \dots\dots\dots 2.15$$

Dimana :

- $F_b$  = gaya pengereman (N)  
 $T_b$  = torsi pengereman (Nm)  
 $r_d$  = Radius dinamis roda (m)

Dalam hal ini ketika gaya pengereman mencapai maksimum, yaitu yang dapat ditahan oleh koefisien adhesi antara ban dan tanah ini tidak akan terus meningkat walau pun torsi pengereman terus naik (gambar b). Gaya maksimum pengereman ini dibatasi oleh koefisien adhesi ban dan tanah ( $\mu$ ). Dimana gaya maksimum pengereman diekspresikan sebagai berikut:

$$F_{bmax} = \mu \cdot W \quad [9] \quad \dots\dots\dots 2.16$$

Dimana :

- $F_{bmax}$  = gaya pengereman maksimum (N)  
 $\mu$  = kofisien adhesi ban dan jalan  
 $W$  = berat total kendaraan (N)

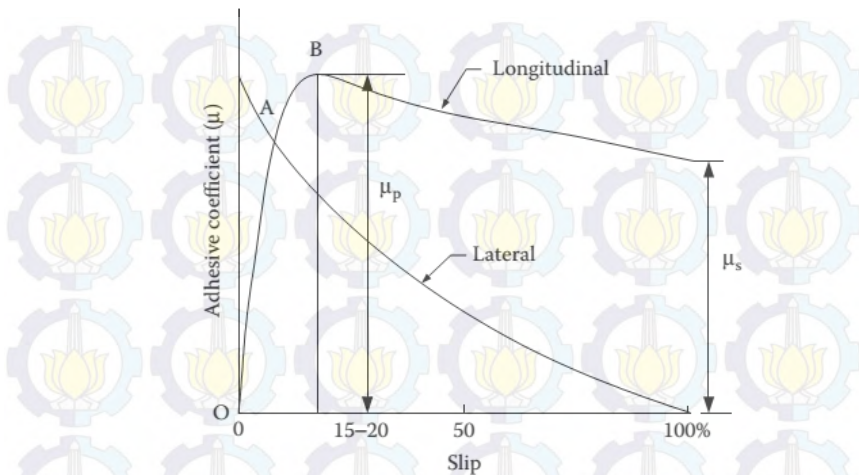
Koefisien adhesi ini juga ada hubungannya dengan slip pada roda. Seperti pada gambar dibawah. Dimana slip pada pengereman adalah sebagai berikut:

$$s = \left(1 - \frac{r\omega}{V}\right) \times 100\% \quad [9] \quad \dots\dots\dots 2.17$$

Dimana :

- $s$  = slip kendaraan (%)  
 $r$  = radius roda (m)  
 $\omega$  = kecepatan sudut roda (rad/s)  
 $V$  = kecepatan kendaraan (m/s)





Gambar 2.34 Hubungan slip dan koefisien adhesi<sup>[9]</sup>

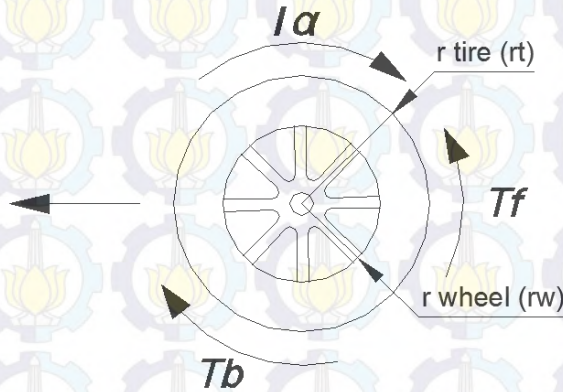
Pada gambar diatas, harga maksimum koefisien adhesi yaitu berada pada slip dengan rentan 15-20 %. Dan berikut adalah tabel rata-rata nilai  $\mu_s$  dan  $\mu_p$  pada berbagai jenis jalan. Dalam hal ini, ketika  $\omega = 0$ , roda dalam keadaan lock,  $s = 100\%$ . Dan berikut adalah tabel rata-rata nilai  $\mu_s$  dan  $\mu_p$  pada berbagai jenis jalan.

Tabel 2.6 Tabel rata-rata nilai  $\mu_s$  dan  $\mu_p$  pada berbagai jenis jalan<sup>[9]</sup>.

Surface	Peaking Values, $\mu_p$	Slipping Values, $\mu_s$
Asphalt and concrete (dry)	0.8-0.9	0.75
Concrete (wet)	0.8	0.7
Asphalt (wet)	0.5-0.7	0.45-0.6
Gravel	0.6	0.55
Earth road (dry)	0.68	0.65
Earth road (wet)	0.55	0.4-0.5
Snow (hard packed)	0.2	0.15
Ice	0.1	0.07

### b. Dinamika Roda Saat Pengereman

Analisa dinamika roda saat pengereman seperti tampak pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.35 Diagram Benda Bebas Roda

Seperti tampak pada gambar diatas dimana terdapat empat variabel yang nantinya akan mempengaruhi hasil pengereman kendaraan, yaitu:

- Torsi pengereman
- Perlambatan sudut
- Inersia roda
- Torsi gesek roda dan jalan

Dimana dari keempat variable diatas sudah diketahui persamaan yang mendukung dari setiap variabel yang ada tersebut. Sehingga nantinya untuk dinamika roda saat pengereman ini, persamaannya menjadi :

$$I\alpha = T_f - T_b \dots\dots\dots 2.18$$

Dan karena sistem pengereman adalah LBS sehingga saat roda direm roda tersebut langsung lock (tidak berputar) dan saat direm tidak ada gaya traksi yang bekerja karena saat kendaraan

mencapai kecepatan yang ditentukan maka pengendara akan melepas pedal gas dan langsung menginjak pedal rem, maka torsi roling dan torsi traktif tidak bernilai. Dan persamaannya menjadi :

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I} \dots\dots\dots 2.19$$

Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2) \dots\dots\dots 2.20$$

Torsi brake,

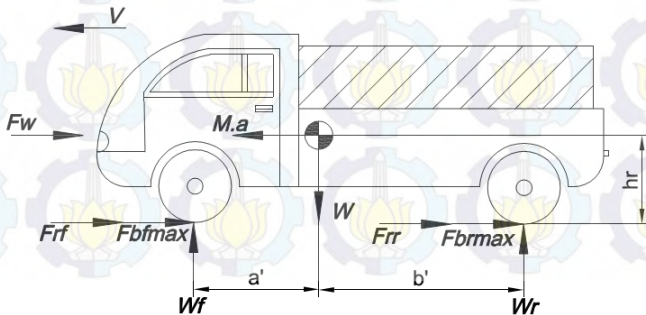
$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis} \dots\dots\dots 2.21$$

Torsi gesek,

$$T_f = (W_{total} \cdot \mu) R_r \dots\dots\dots 2.22$$

### c. Dinamika Kendaraan Saat Pengereman

Saat kendaraan bergerak dengan kecepatan tertentu dan pada saat itu kendaraan tersebut di rem oleh pengemudi, maka akan terdapat gaya-gaya yang berlaku, seperti pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.36 Dinamika kendaraan saat pengereman

Maka akan berlaku persamaan yaitu sebagai berikut :

$$\oplus \leftarrow \Sigma F = M \cdot a \dots\dots\dots 2.23$$

$$- F_w - F_{bf \max} - F_{rf} - F_{br \max} - F_{rr} = M \cdot a \dots\dots 2.24$$

Sehingga :

$$a = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{rf} + F_{br \max} + F_{rr})}{M} \dots\dots 2.25$$

Dan seperti pada dinamika roda saat pengereman karena sistem pengereman yang digunakan adalah LBS maka selama pengereman berlangsung roda kendaraan tidak berputar sehingga gaya rolling disini tidak ada. Dan saat direm tidak ada gaya traksi yang bekerja karena ketika kendaraan mencapai kecepatan yang ditentukan maka pengemudi akan melepas pedal gas dan langsung menginjak pedal rem. Sehingga persamaannya menjadi :

$$a = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{br \max})}{M} \dots\dots\dots 2.26$$

Dimana

$F_w$  = Gaya hambatan angin

(N)

$F_{bf \max}$  &  $F_{br \max}$  = Gaya pengereman depan

dan belakang maksimum (N)

Keterangan:

V = Kecepatan kendaraan (m/s)

$F_w$  = Gaya hambatan angin (N)

$F_{rf}$  = Gaya hambatan roling depan (N)

$F_{rr}$  = Gaya hambatan roling belakang (N)

$F_{bf \max}$  = Gaya pengereman maksimum  
roda depan (N)

$F_{br \max}$  = Gaya pengereman  
maksimum roda belakang (N)

$W_t$  = Gaya berat total (N)

$W_f$  = Gaya normal kendaraan bagian depan (N)

$W_r$  = Gaya normal kendaraan bagian belakang (N)

$M$  = Massa total kendaraan (kg)

$a$  = percepatan ( $m/s^2$ )

#### d. Analisa Gaya Hambatan Angin

Ketika kendaraan bergerak dengan kecepatan tertentu, udara atau angin memberikan gaya hambat terhadap laju kendaraan tersebut. Gaya ini disebut sebagai gaya hambatan angin (*aerodynamic drag*)<sup>[8]</sup>. Dan gaya hambatan angin ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - V_w)^2 \quad [9] \quad \dots\dots\dots 2.39$$

Dimana :

$F_w$  = gaya hambatan angin (N)

$\rho$  = masa jenis udara atau angin ( $kg/m^3$ )

=  $1,15142 \text{ kg/m}^3 \approx 1,15 \text{ kg/m}^3$  (<sup>[11]</sup>; asumsi temperatur lingkungan 303 K, appendix A, tabel A-4)

$A_f$  = luasan frontal kendaraan ( $m^2$ )








$C_D$  = koefisien drag =  $0,6$  <sup>[9]</sup>

$V$  = kecepatan kendaraan (m/s)

$V_w$  = kecepatan angin (m/s)

Harga  $C_D$  untuk beberapa jenis bentuk kendaraan dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 2.7 Harga koefisien drag untuk berbagai bentuk kendaraan [9]

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5...0.7
 Van body	0.5...0.7
 Ponton body	0.4...0.55
 Wedged-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3...0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2...0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15...0.20
Trucks, road trains	0.8...1.5
Buses	0.6...0.7
Streamlined buses	0.3...0.4
Motorcycles	0.6...0.7

**2.2.12 Energi pada sistem pengereman**

Rem adalah suatu peranti untuk memperlambat atau menghentikan gerakan roda. Karena gerak roda diperlambat, secara otomatis gerak kendaraan menjadi lambat. Energi kinetik yang hilang dari benda yang bergerak ini biasanya diubah menjadi panas karena gesekan. Energi kinetik meningkat sebanyak pangkat dua kecepatan ( $E = \frac{1}{2}mv^2$ ). Ini berarti bahwa jika kecepatan suatu kendaraan meningkat dua kali, ia memiliki empat kali lebih banyak energi. Rem harus membuang empat kali lebih banyak energi untuk menghentikannya dan konsekuensinya, jarak yang dibutuhkan untuk pengereman juga empat kali lebih jauh<sup>[32]</sup>  
[33].

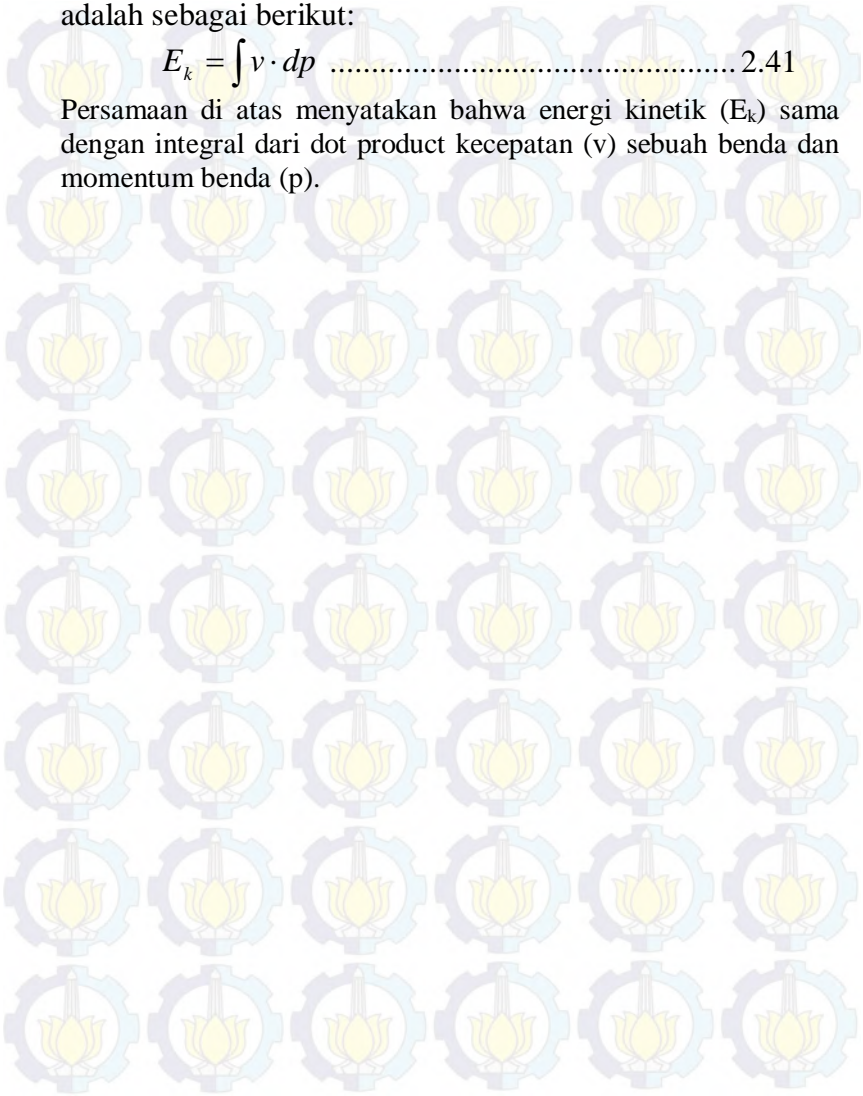
Dalam hal ini salah satu bentuk energi itu sendiri adalah kerja. Dimana kerja didefinisikan sebagai batas integral gaya  $F$  sejauh  $s$ <sup>[32]</sup>, yaitu:

$$W = \int F \cdot ds \dots\dots\dots 2.40$$

Dimana energi kinetik adalah bagian energi yang berhubungan dengan gerakan suatu benda<sup>[32]</sup>, dan besarnya adalah sebagai berikut:

$$E_k = \int v \cdot dp \dots\dots\dots 2.41$$

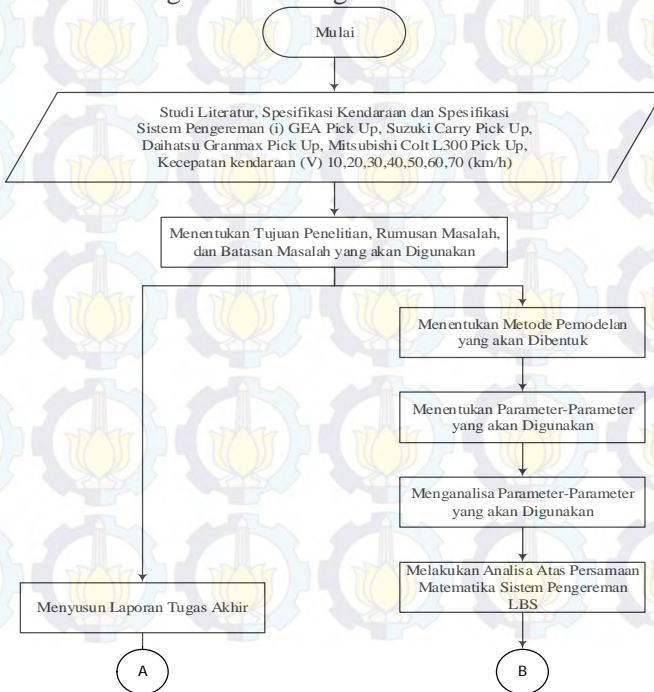
Persamaan di atas menyatakan bahwa energi kinetik ( $E_k$ ) sama dengan integral dari dot product kecepatan ( $v$ ) sebuah benda dan momentum benda ( $p$ ).



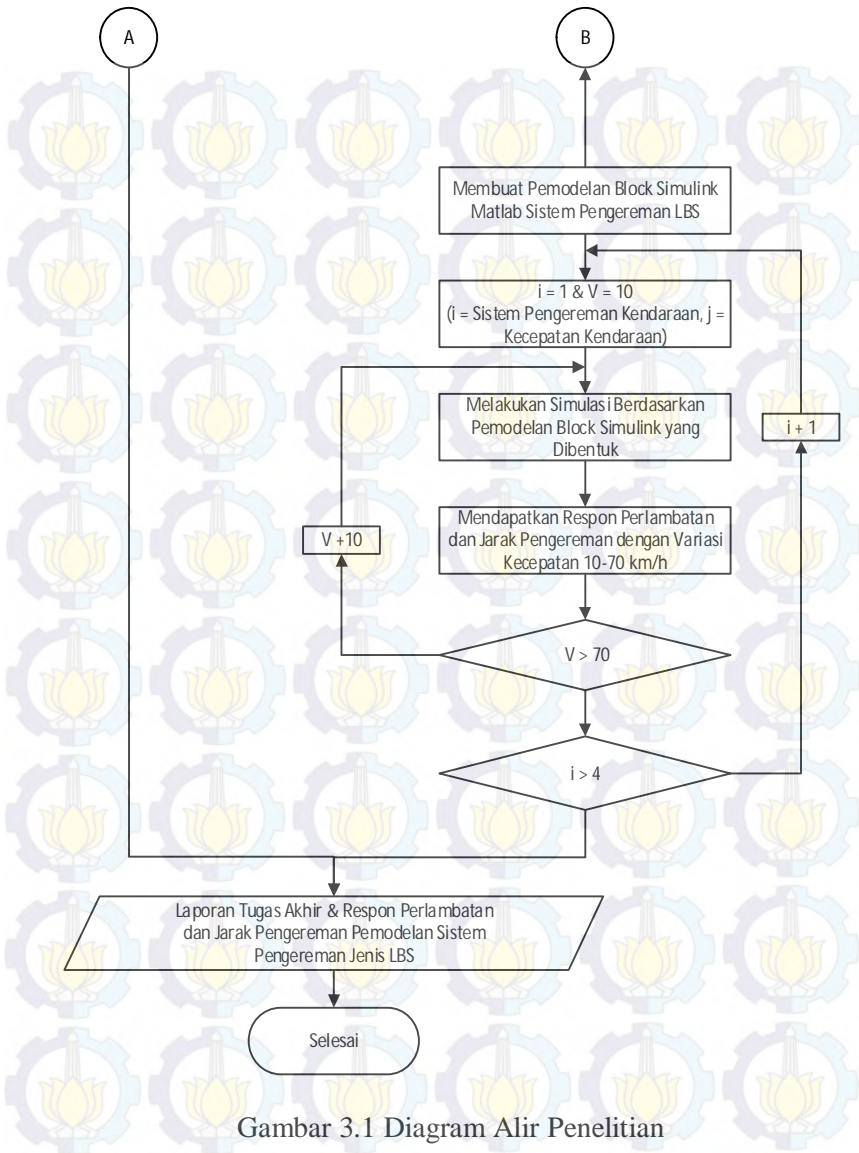
## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh gaya pengereman dari sebuah kendaraan roda empat (gea Pick Up) dengan muatan konstan untuk beberapa tingkat kecepatan terhadap jarak pengereman, waktu pengereman, perlambatan yang terjadi dan pengaruh pengereman terhadap stabilitas arah kendaraan. Dimana untuk jarak pengereman, waktu pengereman, dan perlambatan yang terjadi akan akan dibandingkan antara hasil pengujian dilapangan dengan hasil pemodelan yang dilakukan dengan software. Maka dari itu untuk memenuhi tujuan dari tugas akhir ini dibuat diagram alir sebagai berikut:







Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

Metodologi dalam pelaksanaan tugas akhir ini secara umum pada gambar 3.1. Dimulai dengan studi literatur mengenai sistem pengereman hidrolis jenis *lock brake system* (LBS), mencari spesifikasi kendaraan dan spesifikasi komponen pengereman yang akan digunakan untuk kendaraan GEA Pick Up, Suzuki Carry Pick Up, Daihatsu Granmax Pick Up, dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Selain itu juga menentukan kecepatan dari kendaraan yang akan diaplikasikan yaitu 10, 20, 30, 40, 50, 60, dan 70 (km/h). Lalu dilanjutkan dengan menentukan rumusan masalah atas tema yang sudah ada dan menentukan pemodelan yang akan dibentuk. Setelah menentukan rumusan masalah dari penelitian maka dilanjutkan penentuan tujuan dan batasan masalah dari penelitian ini yang dilanjutkan dengan penyusunan laporan tugas akhir.

Dalam hal ini proses penyusunan laporan tugas akhir tersebut diparalel kegiatannya dengan pemodelan dan simulasi. Dimana setelah kegiatan penentuan metode dalam pemodelan yang akan dibentuk maka dilanjutkan dengan penentuan-parameter yang akan digunakan. Yang dilanjutkan dengan menganalisa parameter yang akan digunakan tersebut. Setelah parameter yang dibutuhkan tersebut ditentukan dan dianalisa, dilanjutkan dengan analisa atas persamaan matematis yang nantinya akan digunakan sebagai dasar pemodelan yang akan dilakukan. Setelah persamaan matematis yang dibutuhkan terbentuk, dibuatlah pemodelan sistem pengereman ini dengan menggunakan blok simulink matlab. Lalu untuk keadaan dimana sistem pengereman yang digunakan dari kendaraan pertama ( $i = 1$ ) yaitu kendaraan GEA Pick up dan kecepatan kendaraan adalah 10 km/ h, dilakukanlah simulasi untuk keadaan tersebut. Simulasi ini diulang dengan variasi kecepatan 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70 (km/h) untuk satu set sistem pengereman suatu kendaraan yang telah ditentukan. Dan apabila semua nilai kecepatan yang ditentukan telah disimulasikan semua, maka sistem pengereman diganti dengan sistem pengereman dari kendaraan lainnya, dan diulang hingga semua sistem pengereman untuk setiap kendaraan tersebut tersimulasikan.

Setelah semua kegiatan tersebut terselesaikan, maka akan didapatkan data respon perlambatan dan jarak pengereman dari

keempat sistem pengereman yang ada untuk variasi kecepatan 10, 20, 30, 40, 50, 60 dan 70 (km/h) dan juga laporan tugas akhir.

### **3.2 Studi Literatur**

Studi literatur merupakan tahap yang pertama kali dilakukan. Tahap ini dilakukan untuk memperkaya wawasan, pengetahuan, dan landasan tentang materi yang akan dibahas dalam tugas akhir ini. Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data yang menunjang baik melalui media cetak (*textbook, handbook, softfile* berupa *ebook* atas karya ilmiah yang telah dilakukan sebelumnya, katalog spare part sistem pengereman kendaraan, maupun media elektronik (internet). Adapun tema yang digali adalah seputar sistem pengereman jenis *lock brake system* dan pemodelan dari sistem pengereman.

Untuk mendukung tugas akhir ini diperlukan data-data yang valid sebagai landasan. Sementara tidak semua data yang dibutuhkan terdapat dalam buku-buku ilmiah. Oleh karena itu tentu dibutuhkan referensi lain seperti jurnal-jurnal ilmiah maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan.

### **3.3 Observasi Kendaraan**

Dalam tugas akhir ini, kendaraan yang digunakan adalah kendaraan GEA Pick Up yang diproduksi oleh PT. INKA yang tentunya dengan spesifikasi sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up sendiri. Selain sistem pengereman GEA Pick Up sendiri, dalam penelitian ini digunakan pula sistem pengereman dari kendaraan lain yang tujuannya adalah untuk dilakukan *interchange* atas beberapa komponen dari sistem pengereman se yang ada. Kendaraan tersebut adalah Suzuki Carry Pick up, Daihatsu Granmax Pick Up dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Sehingga spesifikasi yang digunakan disini adalah spesifikasi yang dimiliki oleh mobil GEA Pick Up, Suzuki Carry Pick up, Daihatsu Granmax Pick Up dan Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Dan tabel 3.1, dibawah ini adalah tabel data spesifikasi kendaraan GEA Pick Up,

Tabel 3.1 Data Spesifikasi Kendaraan GEA Pick Up[13]

Spesifikasi Kendaraan GEA Pick Up	
<i>Dimensi</i>	
Jarak sumbu roda	2590 mm
Lebar	1340 mm
Tinggi	1520 mm
<i>Berat</i>	
Massa total	660 kg
Massa depan	380 kg
Massa belakang	280 kg
Berat total ( $W$ )	6474,6 N
Berat depan ( $W_f$ )	3727,8 N
Berat belakang ( $W_r$ )	2746,8 N
<i>Aerodynamic</i>	
Luas frontal ( $A_f$ )	2,04 m <sup>2</sup>
Massa jenis angin ( $\rho$ )	1,23 kg/m <sup>3</sup>
Koefisien drag ( $C_d$ )	0,4
<i>Pengereman</i>	
Jarak pedal rem ke tumpuan (a)	0,28 m
Jarak push rod ke tumpuan (b)	0,09 m
Diameter dalam master silinder	0,03 m
Koefisien gesek pad rem ( $\mu$ )	0,5
<i>Rem Model Cakram ( Single Piston )</i>	
Diameter piston kaliper	0,05 m
Diameter rotor disk	0,23 m
<i>Rem Model Tromol</i>	

Diameter wheel silinder	0,0225 m
Diameter tromol silinder	0,25 m
Lebar kanvas rem tromol	0,04 m
$\theta_1$	20°
$\theta_2$	110°
<b><i>Ban (P 135/60 R13)</i></b>	
Jenis	Radial
Diameter roda	492, 2 mm
Lebar	135 mm
Koefisien adhesi Aspal ( $\mu$ )	0,75
Koefisien adhesi Tana ( $\mu$ )	0,65

Dan berikut adalah tampilan dari kendaraan GEA Pick Up yang akan dianalisa:



Gambar 3.2 Kendaraan GEA Pick Up

Dan berikut adalah tampilan dari kendaraan Suzuki Carry Pick Up yang akan diambil sistem pengeremannya:



Gambar 3.3 Kendaraan Suzuki Carry Pick Up

berikut adalah tampilan dari kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up



Gambar 3.4 Kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up

Dan berikut adalah tampilan dari kendaraan Mitsubishi Colt L300 Pickup Standard



Gambar 3.5 Kendaraan Mitsubishi Colt L300 Pickup Standard

Berikut adalah data spesifikasi komponen pengereman yang akan digunakan dalam pemodelan ini sebagai interchange atas komponen pengereman dari kendaraan GEA yang ada:

Tabel 3.2 Spesifikasi komponen sistem pengereman yang akan digunakan untuk interchange pada komponen sistem pengereman kendaraan GEA Pick Up.

No.	Kendaraan Pickup	Master cylinder (mm)	Piston Caliper (mm)	Piringan Cakram (mm)	Wheel Cylinder (mm)	Drum Brake (mm)
1	Suzuki Carry Pick Up	20,64	44,37	215	19,05	222
2	Daihatsu Granmax Pick Up	22,22	53,97	234	22,22	254
3	Colt L300 Pick up Standard	23,81	57	255	20,60	254

### 3.4 Uji Karakteristik Melalui Simulasi Matlab

Pada tahap melakukan pengujian karakteristik melalui simulasi matlab ini, ada beberapa hal yang perlu dipersiapkan, hal tersebut adalah:

- a. Analisa parameter dalam sistem pengereman
- b. Persamaan Matematis Sistem Pengereman

#### 3.4.1 Analisa parameter dalam sistem pengereman

Dalam tahapan untuk melakukan pemodelan ini, salah satunya adalah dengan melakukan suatu analisa atas parameter yang nantinya dibutuhkan. Dan yang termasuk nantinya dalam analisa parameter ini telah dijelaskan dalam bab sebelumnya. Berikut adalah parameter-parameter yang akan dianalisa:

- a. Gaya Pedal Rem

Gaya pedal adalah gaya yang diberikan pedal untuk untuk selanjutnya diteruskan pada boster rem. Input dari gaya pedal ini adalah injakan dari kaki pengendara sebesar 30 kg. Dan persamaan yang digunakan adalah persamaan 2.1.

b. Tekanan Booster Rem

Tekanan yang ada pada booster rem adalah distribusi dari gaya yang diberikan dari pedal rem saat pengemudi melakukan pengereman. Dalam analisisnya persamaan yang digunakan adalah persamaan 2.2.

c. Tekanan Hidrolik Master Silinder

Masukan pada master silinder berasal dari gaya keluaran booster rem yang ada. Dan persamaan yang digunakan dalam analisisnya adalah persamaan 2.3 dan 2.4.

d. Tekanan Hidrolik Caliper

Tekanan hidrolik dari master silinder mendorong piston yang bersamaan pula dengan terdorongnya pad rem dimana selanjutnya menekan pada *disc rotor* (cakram).

Dan persamaan yang nantinya digunakan dalam melakukan analisa ini adalah persamaan 2.5, 2.6, 2.7.

e. Rem Cakram

Gaya pengereman pada rem cakram adalah gaya yang diberikan oleh *brake pad* pada piringan cakram. Sedangkan dalam analisisnya, nantinya persamaan yang akan digunakan adalah persamaan 2.8, 2.9, 2.10.

f. Rem Tromol

Dalam pemodelan sistem pengereman pada drum brake seperti telah dijelaskan pada bab 2, persamaan yang nantinya akan digunakan adalah persamaan 2.11, 2.12, 2.13, 2.14.

### 3.4.2 Persamaan matematis sistem pengereman

Dalam tahapan membentuk persamaan matematis sistem pengereman ini, terdapat dua hal yang termasuk didalamnya, yaitu dinamika roda dan dinamika kendaraan saat pengereman.

a. Dinamika Roda Saat Pengereman

Seperti tampak pada gambar 2.35, dalam hal ini terdapat empat variabel yang nantinya akan mempengaruhi hasil pengereman kendaraan, yaitu:

- Torsi pengereman
- Perlambatan sudut
- Inersia roda



- Torsi gesek roda dan jalan

Dimana dari keempat variable diatas sudah diketahui persamaan yang mendukung dari setiap variabel yang ada tersebut. Sehingga nantinya untuk dinamika roda saat pengereman ini, persamaannya menjadi :

$$I\alpha = T_f - T_b \dots\dots\dots 3.1$$

Dan karena sistem pengereman adalah LBS sehingga saat roda direm roda tersebut langsung lock (tidak berputar) dan saat direm tidak ada gaya traksi yang bekerja karena saat kendaraan mencapai kecepatan yang ditentukan maka pengendara akan melepas pedal gas dan langsung menginjak pedal rem, maka torsi roling dan torsi traktif tidak bernilai. Dan persamaannya menjadi :

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I} \dots\dots\dots 3.2$$

Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2) \dots\dots\dots 3.3$$

Torsi brake

$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis} \dots\dots\dots 3.4$$

Karena,

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(W_{total} \cdot \mu)R_r - (\mu_{pad}(P_{ms} \cdot A_{pc} + P_{ms} \cdot A_{ws} - \Delta x \cdot k))R_r}{I} \dots 3.5$$

$$F_b = \mu_{pad} (P_{ms} \cdot A_{pc} + P_{ms} \cdot A_{ws} - \Delta x \cdot k) \dots\dots\dots 3.6$$

$$F_b = \mu_{pad} \cdot F_{pc} + \mu_{pad} (F_{ws} - F_{pegas}) \dots\dots\dots 3.7$$

$$F_b = F_{disk} + F_{tromol} \dots\dots\dots 3.8$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(W_{total} \cdot \mu)R_r - (F_b \cdot \mu)R_r}{I} \dots\dots\dots 3.9$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T_f - T_b}{I} \dots\dots\dots 3.10$$

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}; \alpha = \frac{d\omega}{dt} \dots\dots\dots 3.11$$

b. Dinamika Kendaraan Saat Pengereman

Dari gambar 2.36, tampak bahwa dari sinamika kendaraan yang ada maka akan berlaku persamaan:

$$\oplus \leftarrow \Sigma F = M \cdot a$$

$$- F_w - F_{bf \max} - F_{rf} - F_{br \max} - F_{rr} = M \cdot a \dots 3.12$$

Sehingga :

$$a = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{rf} + F_{br \max} + F_{rr})}{M} \dots 3.13$$

Dan seperti pada dinamika roda saat pengereman karena sistem pengereman yang digunakan adalah LBS maka selama pengereman berlangsung roda kendaraan tidak berputar sehingga gaya rolling disini tidak ada. Dan saat direm tidak ada gaya traksi yang bekerja karena ketika kendaraan mencapai kecepatan yang ditentukan maka pengendara akan melepas pedal gas dan langsung menginjak pedal rem. Sehingga persamaannya menjadi :

$$a = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{br \max})}{M} \dots\dots\dots 3.14$$

Dimana

$F_w$  = Gaya hambatan angin (N)

$F_{bf \max}$  &  $F_{br \max}$  = Gaya pengereman depan dan belakang maksimum (N)

Karena,

$$\frac{d^2x}{dt^2} = - \frac{\left( \left( \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - V_w)^2 \right) + (W_{total} \cdot \mu) \right)}{M}; v = \frac{dx}{dt} \dots\dots 3.15$$

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{\left( \left( \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - V_w)^2 \right) + (W_{total} \cdot \mu) \right)}{M} \dots\dots 3.16$$

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{\left( \left( \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_D \cdot (V - V_w)^2 \right) + (W_f \cdot \mu) + (W_r \cdot \mu) \right)}{M} \dots\dots\dots 3.17$$

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{br \max})}{M}; a = \frac{dv}{dt} \dots\dots 3.18$$

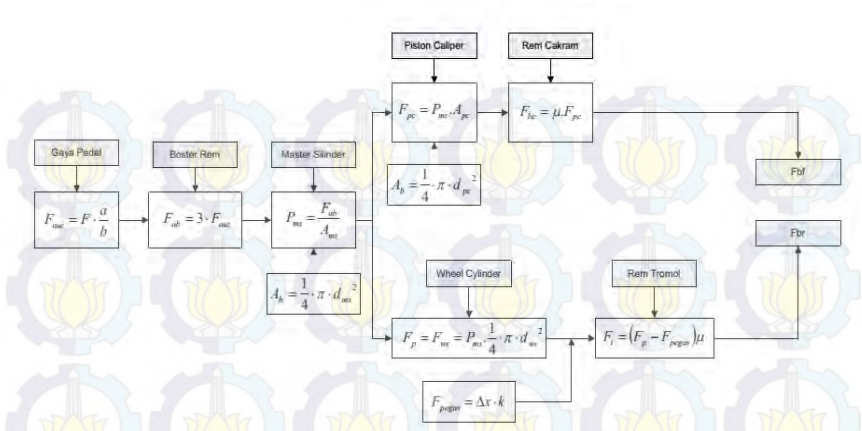
$$a = - \frac{(F_w + F_{bf \max} + F_{br \max})}{M} \dots\dots\dots 3.19$$

Dan dari persamaan ini nantinya yang akan digunakan ketika melakukan pemodelan dengan blok simulink matlab dengan tujuan mencari respon kendaraan dalam bentuk perlambatan dan jarak pengereman yang terjadi.

### 3.4.3 Diagram alir pembentukan block simulink matlab sistem pengereman hidrolik jenis LBS

Dalam penyusunan blok simulink matlab ini, tentu harus mengetahui parameter yang dan rumus yang akan digunakan nantinya, sehingga untuk memudahkan dalam penyusunan blok simulink matlab berdasarkan persamaan diatas disusunlah diagram alir seperti tampak pada gambar dibawah ini:

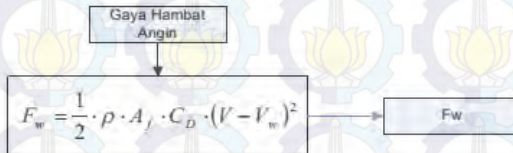
- a. Gaya pengereman depan dan belakang



Gambar 3.8 Diagram alir gaya pengereman depan dan belakang

Gambar 3.7 diatas adalah diagram alir yang memperlihatkan arah pembuatan pemodelan untuk analisa gaya pengereman depan (cakram) dan belakang (tromol).

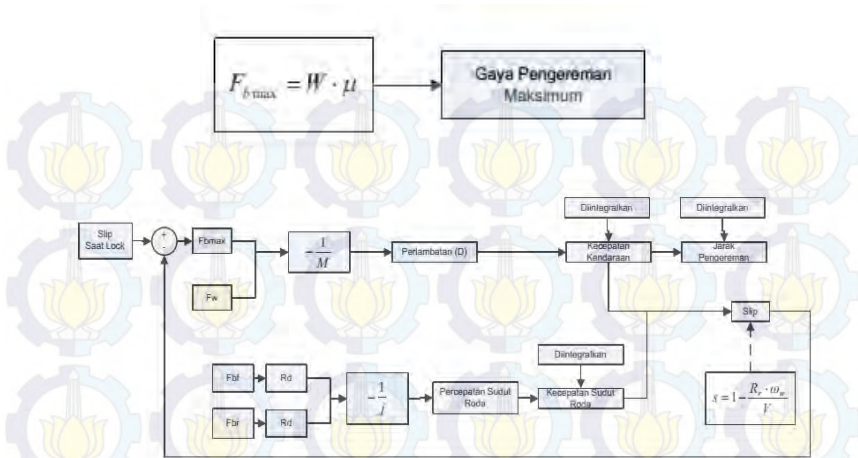
b. Gaya hambat angin



Gambar 3.9 Diagram alir gaya hambat angin

Gambar 3.8 diatas adalah diagram alir untuk analisa gaya hambat angin dimana penjelasan dari setiap parameter yang digunakan dalam persamaan diatas telah dijelaskan dalam bab sebelumnya.

c. Pengereman maksimum, slip, perlambatan dan jarak pengereman



Gambar 3.10 Diagram alir pengereman maksimum, slip, perlambatan, dan jarak pengereman

Dimana gambar 3.9 ini adalah gabungan dari diagram alir dari sistem pengereman yang ada, gaya hambat angin, slip, pengereman maksimum, perlambatan dan jarak pengereman, dan dari gambar 3.9 ini nantinya akan digunakan untuk membuat pemodelan sistem pengereman ini dengan menggunakan blok simulink matlab.

### 3.4.4 Pemodelan Pada Simulink Matlab

Dari persamaan sistem pengereman yang ada maka disusunlah persamaan-persamaan tersebut dalam blok Simulink Matlab. Dimana untuk selanjutnya pemodelan ini akan digunakan untuk mengetahui respon perlambatan yang terjadi dan jarak pengereman yang ada.

## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Analisa Perhitungan Sistem Pengereman Hidrolik Jenis *Lock Braking System***

Berikut ini adalah analisa perhitungan sistem pengereman jenis LBS, dimana tujuannya adalah untuk mengetahui parameter yang akan digunakan dalam pemodelan. Dalam analisa perhitungan ini, yang termasuk didalamnya adalah spesifikasi kendaraan dan analisa perhitungan pada sistem pengereman yang ada untuk menentukan parameter yang sekiranya dibutuhkan dalam penelitian. Dalam analisa perhitungan ini diambil satu contoh untuk satu set sistem pengereman dari kendaraan GEA Pickup.

##### **4.1.1 Spesifikasi Kendaraan**

Untuk spesifikasi dari kendaraan ini digunakan data seperti yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya yaitu pada tabel 3.1, 3.2, 3.3 dan 3.4.

##### **4.1.2 Analisa Perhitungan pada Pedal Rem**

Pedal merupakan masukan dari gaya pengereman, pada pembahasan ini gaya pedal yang diberikan adalah gaya maksimum dari injakan kaki pengemudi rata-rata gaya maksimum injakan kaki pengemudi adalah 300N. Gaya yang dihasilkan dari pengereman akan di salurkan melalui push rod, sehingga dapat dihitung seperti dibawah ini :

$$F_{out} = F \cdot \frac{a}{b}$$

Dengan asumsi gaya pedal yang diberikan dari pengemudi adalah sebesar 300 N, maka besar  $F_{out}$  adalah:

$$F_{out} = 300 \cdot \frac{0,28}{0,09}$$

$$F_{out} = 933,33N$$

#### 4.1.3 Analisa Perhitungan pada Booster Rem

Gaya yang keluar dari push rod akan disalurkan melalui booster, pada saat melewati booster akan mengalami pembesaran gaya. Dalam hal ini, persamaan yang digunakan adalah:

$$F_{ob} = 3 \times F_{out}$$

Dimana nilai 3 disini diperoleh dari pengujian secara langsung oleh peneliti sebelumnya (Lungit Zarista), sehingga :

$$F_{ob} = 3 \times 933,33N$$

$$F_{ob} = 2799,99N$$

#### 4.1.4 Analisa Perhitungan pada Master Cylinder

Gaya yang dikeluarkan dari booster akan diteruskan ke master silinder, dibawah ini adalah perhitungan gaya yang keluar master silinder.

Tekanan master silinder

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{A_{ms}}$$

$$P_{ms} = \frac{279999}{0,25 \cdot \pi \cdot 0,03^2}$$

$$P_{ms} = 3963184,713 Pa$$

#### 4.1.5 Analisa Perhitungan pada Rem Cakram

Sebelum melakukan analisa pada rem cakram akan dianalisa dulu gaya yang berlaku pada piston caliper, yaitu :

$$P_{ms} = P_{pc}$$

$$\frac{F_{ms}}{A_{ms}} = \frac{F_{pc}}{A_{pc}}$$

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc}$$

$$F_{pc} = 3963184,213 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,05^2$$

$$F_{pc} = 7777,75N$$

Disk brake merupakan komponen yang terpasang pada roda yang berfungsi untuk menerima gaya yang dihasilkan dari master caliper dan akan diteruskan pada disk brake untuk menghasilkan gaya pengereman. Dimana gaya gesek pada disk:

$$F_{bc} = \mu \cdot F_{pc}; \text{ dimana harga } \mu \text{ adalah } 0,6 \text{ sehingga :}$$

$$F_{bc} = 0,6 \cdot 7777,75N$$

$$F_{bc} = 4666,65 N$$

Torsi disk:

$$T_{bc} = F_{bc} \cdot (R-r)$$

$$T_{bc} = 4666,65 \cdot (0,115 - 0,025)$$

$$T_{bc} = 419,998 Nm$$

#### 4.1.6 Analisa Perhitungan pada Rem Tromol

Berikut adalah analisa perhitungan pada rem tromol. Dan diawali dengan analisa gaya yang menekan pada rem, yaitu:

$$P_{ws} = P_{ms}; \text{ dimana } ws \text{ adalah wheel cylinder.}$$

$$F_{ws} = P_{ms} \cdot A_{ws}$$

$$F_{ws} = 396314,713 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,025^2$$

$$F_{ws} = 1575,01 N$$

Dimana disini juga terdapat gaya pegas yang terjadi, yaitu :



$$F_{pegas} = \Delta x \cdot k ; \text{dimana } k = 13067 \text{ N/m dan } \Delta x = 0,6 \text{ cm} = 0,006 \text{ m}$$

$$F_{pegas} = 0,006 \cdot 13067$$

$$F_{pegas} = 78,402 \text{ N}$$

Sehingga gaya pengereman yang terjadi pada rem tromol adalah :

$$F_t = (F_{ws} - F_{pegas}) \cdot \mu$$

$$F_t = (157501 - 78402) \cdot 0,6$$

$$F_t = 897,9648 \text{ N}$$

Dan besar torsi pengereman pada rem tromol :

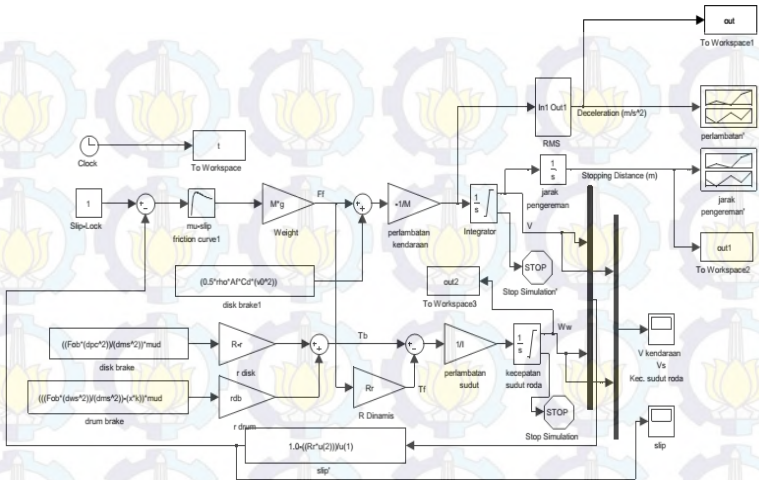
$$T_{bt} = F_t \cdot r$$

$$T_{bt} = 897,9648 \cdot 0,125$$

$$T_{bt} = 112,2456 \text{ Nm}$$

#### **4.2 Pemodelan Sistem Pengereman Hidrolik Jenis Lock Brake System**

Sesuai dengan penjelasan pada bab sebelumnya (BAB III), bahwa dalam pemodelan sistem pengereman jenis LBS ini melihat dari persamaan dinamika kendaraan dan roda saat pengereman, dan selain melihat persamaan-persamaan tersebut, digunakan pula parameter-parameter yang telah dianalisa sebelumnya. Sehingga dengan melihat itu semua maka didapatkan block simulink matlab dari sistem pengereman hidrolik jenis LBS, yaitu sebagai berikut:



Gambar 4.1 Block Simulink Matlab Sistem Pengereman Hidrolik Jenis LBS

Dan berikut adalah m-file yang berisi data parameter yang akan digunakan dalam pemodelan ini:

```
clc;
```

```
clear all;
```

```
Fob = 2800;
```

```
dms = 0.03;
```

```
dpc = 0.05;
```

```
dws = 0.0225;
```

```
% gaya keluaran booster rem (N)
```

```
% diameter dalam master cylinder (m)
```

```
% GEA 0.03; SUZUKI CARRY PICK
```

```
UP 0.02064; COLT L300 PICKUP
```

```
STANDARD 0.02381; DAIHATSU
```

```
GRANMAX PICK UP 0.02222
```

```
% diameter piston caliper
```

```
% GEA 0.05; SUZUKI CARRY PICK
```

```
UP 0.04437; COLT L300 PICKUP
```

```
STANDARD 0.057; DAIHATSU
```

```
GRANMAX PICK UP 0.05397
```

```
% diameter wheel cylinder
```

$R = 0.115;$

$r = 0.025;$

$rdb = 0.125;$

$\pi = 3.14;$

$\mu = 0.6;$

$x = 0.0006;$

$k = 13067;$

$v_0 = 2.77778;$

$R_r = 0.28;$

$I = 29.643408;$

% GEA 0.0225; SUZUKI CARRY PICK UP 0.01905; COLT L300 PICKUP STANDARD 0.02060; DAIHATSU GRANMAX PICK UP 0.02222

% jari-jari piringan cakram (m)

% GEA 0.115; SUZUKI CARRY PICK UP 0.1075; COLT L300 PICKUP STANDARD 0.1275; DAIHATSU GRANMAX PICK UP 0.117

% jari-jari piston caliper (m)

% GEA 0.025; SUZUKI CARRY PICK UP 0.022185; COLT L300 PICKUP STANDARD 0.0285; DAIHATSU GRANMAX PICK UP 0.026985

% jari-jari rem model tromol (m)

% GEA 0.125; SUZUKI CARRY PICK UP 0.111; COLT L300 PICKUP STANDARD 0.127; DAIHATSU GRANMAX PICK UP 0.127

% koefisien gesek pad brake (bahan gesek cetakan/pasta)

% delta x (m) (defleksi pegas pada rem tromol)

% kekakuan pegas N/m

% range kecepatan yang digunakan (10:5:70) m/s ;10=2.77778; 20=5.55556; 30=8.33333; 40=11.11111; 50=13.88889; 60=16.66667; 70=19.44444

% Radius dinamis roda

(jari-jari roda ( $R_w$ )-defleksi ban ( $z$ )=0.295-0.015)

% inersia roda  $\text{kgm}^2$   $\frac{1}{2}m(r_1^2 - r_2^2)$   
53.19 ;118.57

$M = 1780$ ; %massa kendaraan kg  
 $g = 9.81$ ; % percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )  
 $\rho = 1.23$ ; %massa jenis udara (angin)  
 $A_f = 2.04$ ; %luas frontal  $m^2$   
 $C_d = 0.6$ ; %Koefisien drag  
 $slip = (0:.05:1.0)$ ; %koefisien gesek  
 $\mu = [0.4 \ .8 \ .97 \ 1.0 \ .98 \ .96 \ .94 \ .92 \ .9 \ .88 \ .855 \ .83 \ .81 \ .79 \ .77 \ .75$   
 $\ .73 \ .72 \ .71 \ .7]$ ;

dari pemodelan diatas terdapat beberapa block yang menunjukkan fungsi tertentu, block tersebut adalah sebagai berikut:

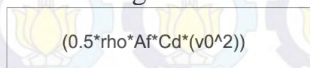
a. Constant yaitu konstanta keluaran yang sudah ditentukan nilainya. Dalam pemodelan ini digunakan beberapa block simulink untuk fungsi constant. Block tersebut adalah sebagai berikut:

- 1) Konstanta dengan nilai 1 (satu) dikarenakan sistem pengereman yang digunakan adalah LBS sehingga diasumsikan ketika kendaraan di rem, langsung terjadi lock 100%. Dan simbol block simulinknya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.2 Constant Block Slip 100%

- 2) Fungsi dari gaya hambat angin. Dan simbol block simulinknya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.3 Constant Block Gaya Hambat Angin

- 3) Nilai dari gaya pengereman yang terjadi pada komponen pengereman yang ada (rem cakram). Dan simbol block simulinknya adalah sebagai berikut:

$$((Fob*(dpc^2))/(dms^2))*mud$$

Gambar 4.4 Constant Block Gaya Pengereman Cakram

- 4) Nilai dari gaya pengereman yang terjadi pada komponen pengereman yang ada (rem tromol). Dan simbol block simulinknya adalah sebagai berikut:

$$(((Fob*(dws^2))/(dms^2))-(x*k))*mud$$

Gambar 4.5 Constant Block Gaya Pengereman Tromol

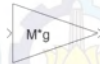
- b. Lookup table yaitu memperlihatkan linier interpolasi 1-D dari nilai masukan menggunakan tabel yang sudah ditentukan terlebih dahulu. Dalam hal ini lookup table yang digunakan adalah nilai koefisien gesek roda dan jalan dengan besarnya nilai lock yang terjadi. Dan simbolnya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.6 Lookup Table Block

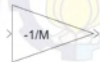
- c. Gain yaitu faktor pengali. Dalam pemodelan ini, digunakan beberapa block gain untuk parameter tertentu, berikut adalah simbol gain block beserta keterangannya:

- 1) Gaya berat total kendaraan.



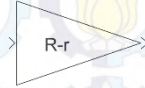
Gambar 4.7 Gain Gaya Berat Kendaraan

- 2) Merupakan pengali yang berfungsi untuk menjadikan sebagai perlambatan kendaraan.



Gambar 4.8 Gain Perlambatan Kendaraan

- 3) Nilai/parameter yang tertera pada block menunjukkan jarak efektif disk brake yang mengalami tekanan oleh piston caliper.



Gambar 4.9 Gain Jari-Jari Piringan Cakram

- 4) Nilai/parameter untuk bisa mencapai percepatan sudut dari roda kendaraan.



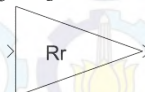
Gambar 4.10 Gain Perlambatan Sudut

- 5) Nilai/parameter jari-jari rem model tromol.



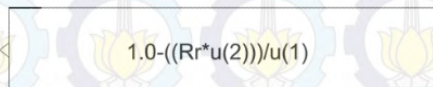
Gambar 4.11 Gain Jari-Jari Drum Brake

- 6) Nilai/parameter dari jari-jari dinamis roda.



Gambar 4.12 Gain Jari-Jari Dinamis Roda

- d. Fcn yaitu block yang digunakan untuk mengekspresikan persamaan matematika yang ditentukan. Dari block fcn ini menunjukkan ekspresi matematika untuk slip pada kendaraan. Dan simbol block simulinknya adalah sebagai berikut:

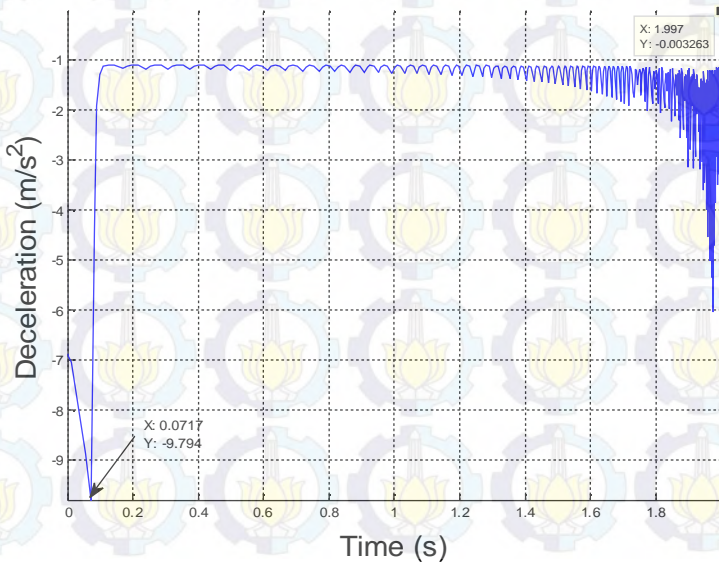


Gambar 4.13 Fcn Block

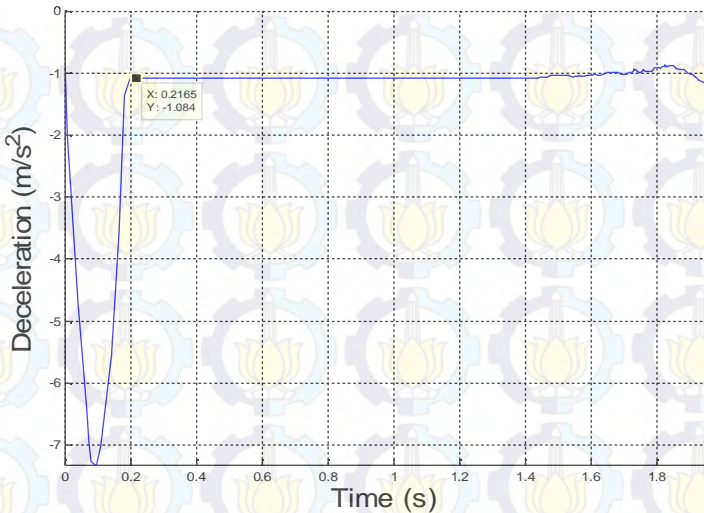
### 4.3 Hasil Simulasi

Seperti telah dijelaskan pada bab sebelumnya bahwa hasil pemodelan yang akan dianalisa disini adalah dari *stopping distance* dan *deceleration* kendaraan selama pengereman. Dan berdasarkan *block simulink matlab* yang ada berikut adalah hasil simulasi dari sistem pengereman hidrolik jenis LBS pada kendaraan multiguna model pickup. Dimana untuk data lengkap dari hasil simulasi ini tersaji dalam lampiran pada bagaian akhir dari Tugas Akhir ini.

Dan berikut diambil 2 grafik atas hasil simulasi yang dilakukan, yaitu untuk nilai perlambatan dari kendaraan GEA Pick Up dengan penerapan komponen pengereman yang telah ditentukan dari kendaraan GEA Pick Up pada kecepatan 10 km/h dan Jarak pengereman pada kendaraan GEA Pick Up dengan penerapan komponen pengereman yang telah ditentukan dari kendaraan Mitsubishi Colt L300 PickUp pada kecepatan 10 km/h.



(a)

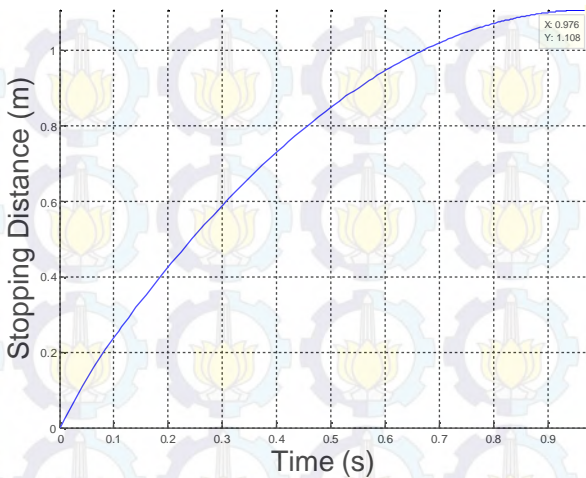


(b)

Gambar 4.14 Perlambatan dengan penerapan komponen dari kendaraan GEA Pick Up (a) sistem tanpa RMS block. (b) sistem dengan RMS block.

Dari grafik diatas tampak nilai dari perlambatan untuk penerapan komponen pengereman dari kendaraan GEA Pick Up sendiri. Dimana pada gambar (a) adalah perlambatan untuk sistem yang tidak dilengkapi dengan block RMS dimana terdapat nilai yang fluktuatif sehingga sulit untuk menentukan berapa nilai perlambatannya. Sehingga di gunakanlah block RMS. Sehingga tampak grafik seperti gambar (b) dimana nilai perlambatan yang terjadi adalah sebesar  $-1,084 m/s^2$ . Pada grafik (b) tampak bahwa nilai akhir pada perlambatan yang ada tidak berada pada nilai 0 (nol) yang menandakan kendaraan berhenti. Hal ini dikarenakan block RMS yang digunakan. Dimana fungsi dari block RMS ini adalah mengkuadratkan, rata-rata, lalu melakukan akar kuadrat atas hasil tersebut. Sehingga hasil dari gambar (b) adalah nilai rata-rata.





Gambar 4.15 Jarak pengereman dari

Dari gambar diatas tampak ada hubungan antara kecepatan dan jarak pengereman. Dimana dari grafik diatas terlihat pula waktu pengereman hingga kendaraan tersebut berhenti.

Untuk grafik secara keseluruhan dari seluruh kecepatan berikut adalah grafik perlambatan dan jarak pengereman untuk setiap kendaraan:

Dan sebagai rangkuman dari hasil simulasi yang ada, maka hasil tersebut ditabelkan pada tabel dibawah ini:

Tabel 4.1 Data Hasil Simulasi

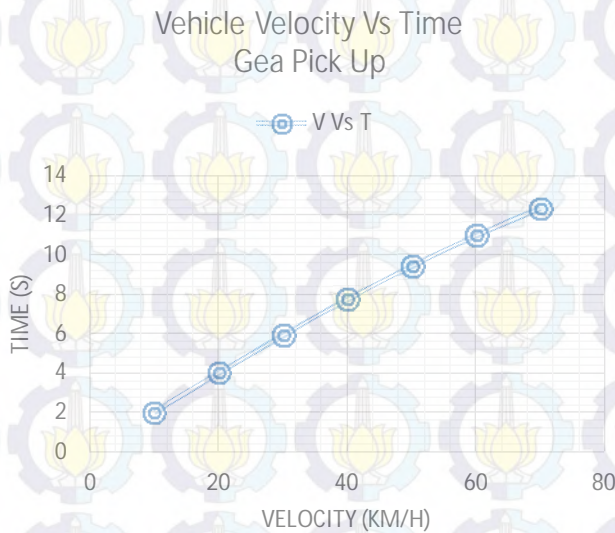
No.	Kendaraan	Kecepatan (km/h)	Stopping Distance (m)	Deceleration (m/s <sup>2</sup> )	Time (s)
1	GEA Pick Up	10	2.245	-1.084	2.017
		20	8.899	-1.088	4
		30	19.73	-1.11	5.908

		40	34.38	-1.133	7.726
		50	52.37	-1.156	9.417
		60	73.18	-1.197	10.96
		70	96.24	-1.235	12.34
2	Suzuki Carry Pick Up	10	1.485	-1.653	1.322
		20	5.907	-1.664	2.613
		30	13.16	-1.681	3.905
		40	23.09	-1.704	5.149
		50	35.48	-1.733	6.31
		60	50.07	-1.765	7.424
		70	66.59	-1.806	8.454
3	Daihatsu Grandmax Pick Up	10	1.116	-2.229	0.9849
		20	4.443	-2.242	1.957
		30	9.926	-2.259	2.917
		40	17.47	-2.281	3.847
		50	26.96	-2.309	4.749
		60	38.25	-2.344	5.602
		70	51.16	-2.384	6.422
4	Colt L300 Pick Up Standard	10	1.108	-2.251	0.976
		20	4.415	-2.257	1.943
		30	9.864	-2.277	2.899
		40	17.37	-2.297	3.82
		50	26.8	-2.325	4.725
		60	38.02	-2.362	5.573
		70	50.86	-2.407	6.388

#### 4.4 Hubungan Antar Parameter Hasil Pemodelan

Dari hasil pemodelan diatas, akan diolah keterkaitan atau hubungan atas parameter hasil pemodelan yang telah dilakukan. Beberapa hubungan tersebut yaitu kecepatan kendaraan dengan waktu pengereman tiap kendaraan, kecepatan kendaraan dengan jarak pengereman tiap kendaraan, kecepatan kendaraan dengan perlambatan yang terjadi tiap kendaraan, kecepatan kendaraan dengan waktu pengereman untuk keempat kendaraan, kecepatan kendaraan dengan jarak pengereman keempat kendaraan, dan kecepatan kendaraan dengan perlambatan yang terjadi pada keempat kendaraan.

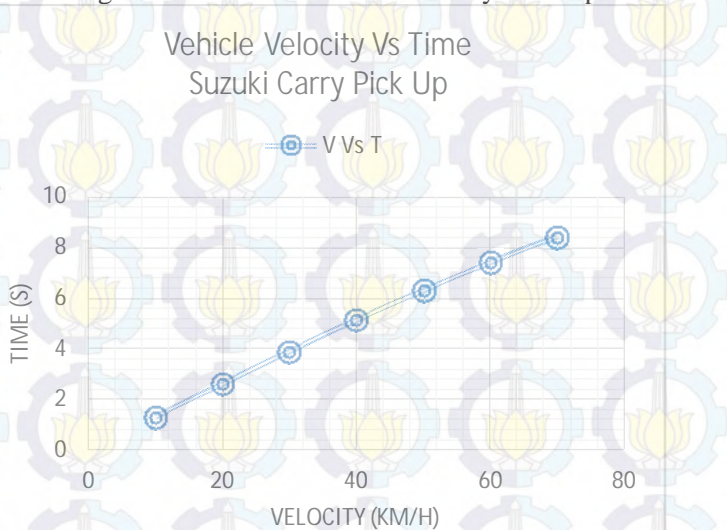
##### a. Kecepatan Kendaraan dengan Waktu (Time) Pengereman Sistem Pengereman Kendaraan GEA Pickup



Gambar 4.14 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman GEA Pick Up

Pada gambar diatas tampak bahwa terdapat hubungan antara kecepatan kendaraan dan waktu bagi kendaraan GEA Pick Up dengan membawa beban 1000 kg hingga berhenti. Dimana waktu terendahnya adalah 2,017 detik yaitu pada kecepatan 10 km/h. Dan waktu tertingginya berada pada 12,34 detik yaitu saat kecepatan 70 km/h. Dari grafik tersebut tampak bahwa semakin cepat kendaraan melaju, maka semakin lama pula kendaraan akan berhenti.

b. Kecepatan Kendaraan dengan Waktu (Time) Pengereman Sistem Pengereman Kendaraan Suzuki Carry Pick Up

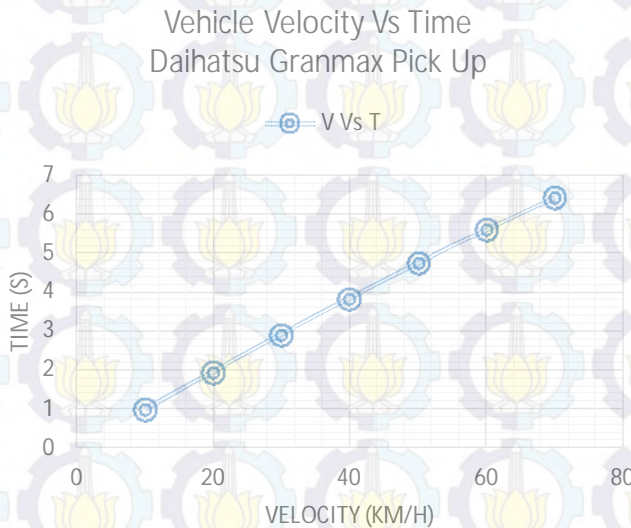


Gambar 4.15 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Suzuki Carry Pick Up

Tidak berbeda dengan kendaraan GEA, begitu pula bagi sistem pengereman dari kendaraan Suzuki Carry Pick Up, dengan pembebanan kendaraan sebesar 1000 kg, dimana terdapat trendline yang terus meningkat dari waktu pengereman terhadap kecepatan kendaraan. Dimana nilai terendah dari

waktu yang ada adalah 1,322 detik yaitu pada kecepatan 10 km/h dan tertinggi dengan waktu 8,454 detik pada kecepatan 70 km/h. Dari grafik diatas tampak pula bahwa waktu bagi kendaraan untuk berhenti akan semakin lama dengan bertambah tinggi kecepatan kendaraan yang ada.

c. Kecepatan Kendaraan dengan Waktu (Time) Pengereman Sistem Pengereman Kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up

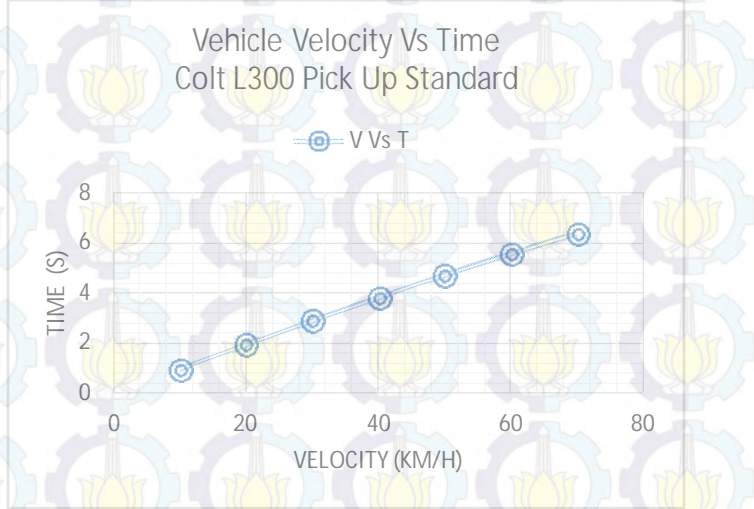


Gambar 4.16 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Daihatsu Granmax Pick Up

Begitu pula dengan sistem pengereman dari kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up yang diaplikasikan sistem pengeremannya dengan membawa beban 1000 kg. Dimana waktu terendahnya adalah berada pada 0,9849 detik yaitu pada kecepatan 10 km/h dan tertinggi dengan waktu 6,422 detik yaitu saat kecepatan 70 km/h. Dari grafik diatas tampak pula bahwa

semakin tinggi kecepatan kendaraan maka semakin lama pula kendaraan akan berhenti.

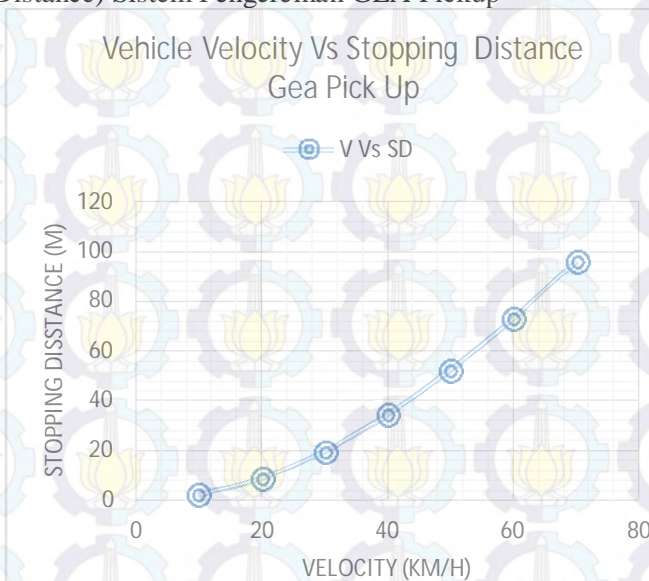
d. Kecepatan Kendaraan dengan Waktu (Time) Pengereman Sistem Pengereman Kendaraan Colt L300 Pick Up Standard



Gambar 4.17 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Colt L300 Pick Up Standard

Untuk sistem pengereman dari Kendaraan Colt L300 Pick Up Standard, tidak berbeda pula dengan kendaraan yang lainnya dimana semakin tinggi kecepatan kendaraan yang teraplikasi saat melakukan pengereman, maka semakin lama pula waktu yang dibutuhkan kendaraan untuk berhenti. Dalam hal ini kendaraan juga dibebani dengan massa sebesar 1000 kg. Dan dari grafik diatas tampak bahwa waktu terendah yang didapat adalah 0,976 detik yaitu saat kendaraan melaju dengan kecepatan 10 km/h dan waktu terlama yang didapat adalah 6,388 detik yaitu saat kendaraan direm pada saat melaju dengan kecepatan 70 km/h.

e. Kecepatan Kendaraan dengan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Sistem Pengereman GEA Pickup

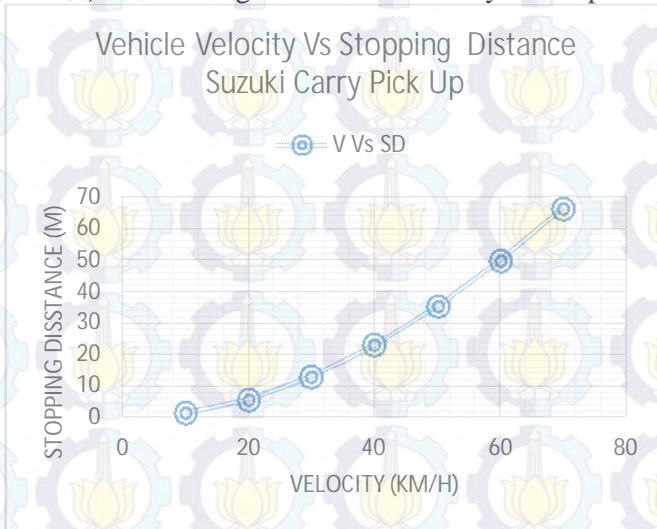


Gambar 4.18 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) GEA Pick Up

Pada grafik diatas menunjukkan hubungan kecepatan kendaraan saat terjadi pengereman terhadap nilai jarak pengereman (stopping distance) hingga kendaraan tersebut berhenti. Pada grafik diatas tampak bahwa jarak pengereman terpendek adalah 2,245 m yaitu saat kecepatan kendaraan berada pada posisi 10 km/h. Sedangkan jarak terjauhnya adalah 96,24 m yaitu saat kendaraan melaju pada kecepatan 70 km/h. Dalam hal ini kendaraan GEA ini dimodelkan dengan membawa beban 1000 kg. Dari grafik diatas pula terlihat adanya trendline grafik yang terus meningkat terhadap kecepatan kendaraan yang ada. Hal ini mengindikasikan bahwa

jarak pengereman akan semakin meningkat dengan meningkatnya kecepatan kendaraan yang ada.

f. Kecepatan Kendaraan dengan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Sistem Pengereman Suzuki Carry Pick Up

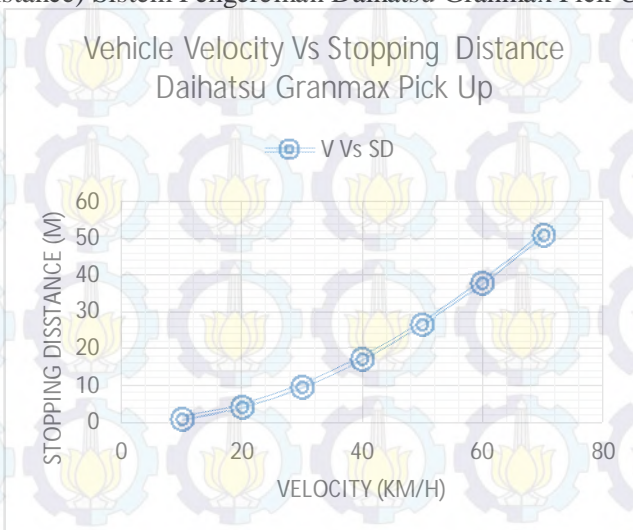


Gambar 4.19 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Suzuki Carry Pick Up

Begitu pula pada sistem pengereman dari kendaraan Suzuki Carry Pick Up, bahwa dari hasil pemodelan sistem pengereman ini untuk stopping distance, terdapat hubungan jarak pengereman yang semakin mengkat seiring meningkatnya kecepatan kendaraan yang digunakan. Hal tersebut tampak pada trendline grafik yang terus mengkat antara fungsi kecepatan dan jarak pengereman. Dimana jarak pengereman terpendek adalah sebesar 1,485 m pada kecepatan 10 km/h dan jarak terjauh adalah 66,59 m saat kecepatan kendaraan 70 km/h.



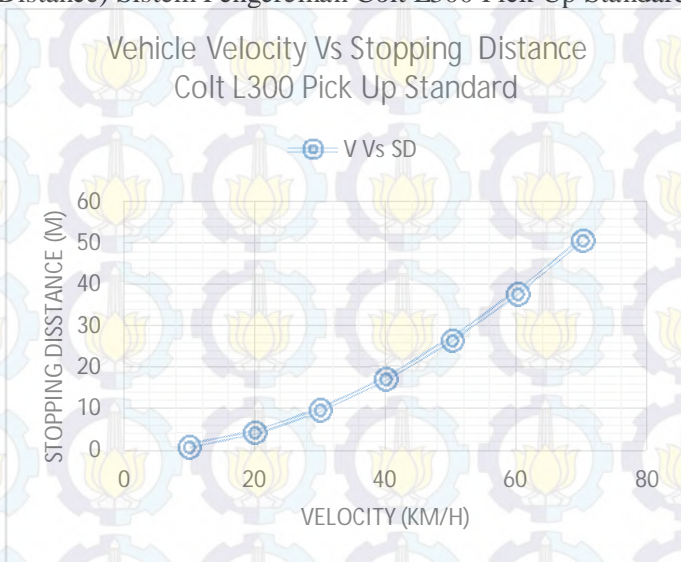
g. Kecepatan Kendaraan dengan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Sistem Pengereman Daihatsu Granmax Pick Up



Gambar 4.20 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Daihatsu Granmax Pick Up

Sedangkan pada sistem pengereman dari kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up, seperti tampak pada grafik diatas bahwa jarak pengereman terpendek adalah sebesar 1,116 m yaitu saat kendaraan melaju dengan kecepatan 10 km/h. Dan jarak pengereman terjauh yaitu saat kecepatan 70 km/h yaitu sebesar 51,16 m. Dari hal tersebut mengindikasikan bahwa peningkatan kecepatan yang diterapkan pada kendaraan akan mengakibatkan peningkatan jarak pengereman yang terjadi. Hal ini dapat dilihat pula dari trendline grafik yang meningkat pada fungsi jarak pengereman terhadap kecepatan kendaraan yang ada.

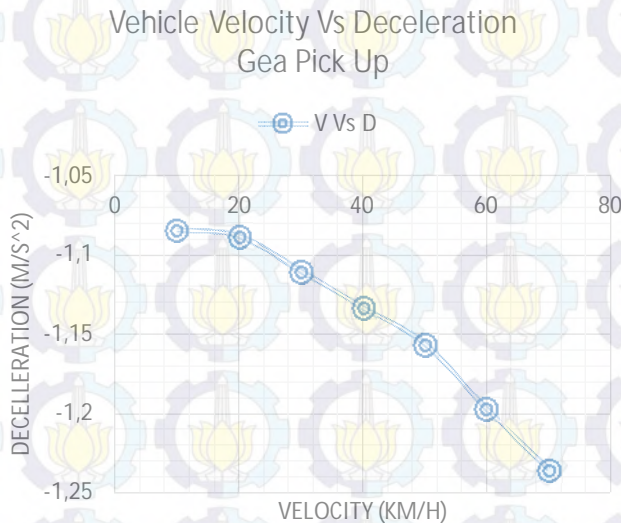
#### h. Kecepatan Kendaraan dengan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Sistem Pengereman Colt L300 Pick Up Standard



Gambar 4.21 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Colt L300 Pick Up Standard

Dari grafik diatas tampak pula hal yang tidak jauh berbeda dengan grafik yang diberikan oleh sistem pengereman dari kendaraan yang lain. Yang berbeda disini adalah besarnya jarak pengereman terpendek dan terjauh. Dimana jarak terpendek yang dihasilkan adalah sebesar 1,108 m yaitu saat kendaraan melaju pada kecepatan 10 km/h. Sedangkan jarak pengereman terjauh adalah sebesar 50,86 m yaitu saat kendaraan melaju dengan kecepatan 70 km/h. Sehingga dari peningkatan jarak pengereman tersebut mengindikasikan bahwa dengan meningkatnya kecepatan kendaraan yang ada maka jarak pengeremannya pun akan meningkat (semakin jauh) pula. Hal tersebut sesuai dengan trendline grafik diatas yang terus meningkat pada jarak pengereman terhadap kecepatan yang ada.

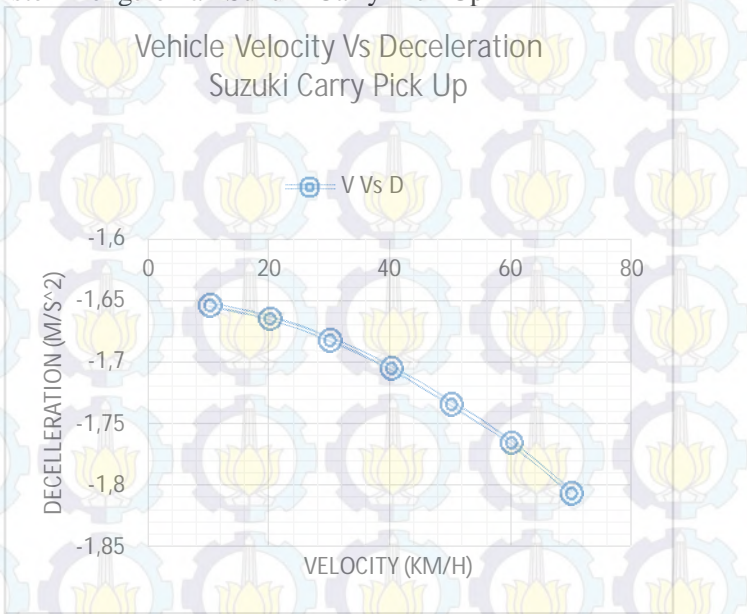
i. Kecepatan Kendaraan dengan perlambatan (deceleration)  
Sistem Pengereman GEA Pickup



Gambar 4.22 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration)GEA Pick Up

Grafik diatas menunjukkan hubungan antara kecepatan kendaraan dan perlambatan yang terjadi pada sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up. Dimana perlambatan itu sendiri adalah perubahan kecepatan (dari kecepatan tinggi ke rendah atau berhenti) dalam satuan waktu<sup>[28]</sup>. Dari grafik diatas tampak adanya trendline grafik yang miningkat dari perlambatan yang terjadi terhadap peningkatan kecepatan yang ada. Dimana harga perlambatan yang paling kecil adalah berada saat kendaraan melaju dengan kecepatan 10 km/h yaitu dengan nilai  $-1,084 \text{ m/s}^2$ . Sedangkan perlambatan terbesar adalah sebesar  $-1,235 \text{ m/s}^2$  yaitu saat kecepatan kendaraan sebesar 70 km/h.

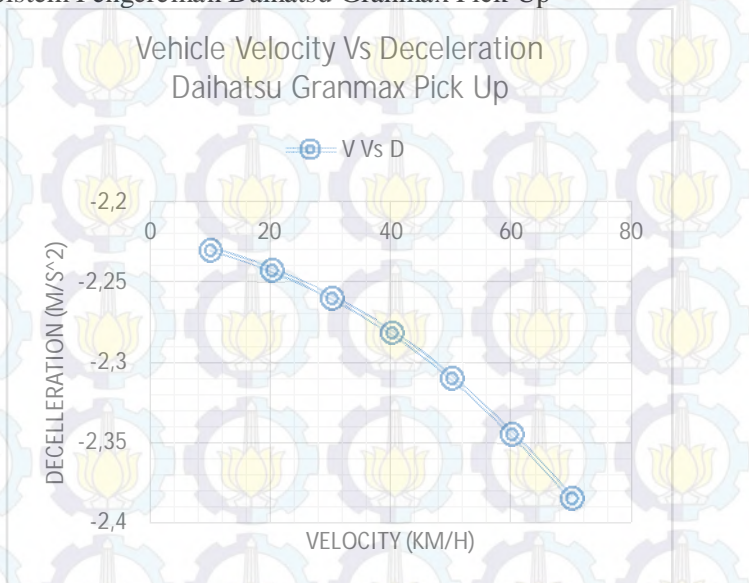
j. Kecepatan Kendaraan dengan perlambatan (deceleration)  
Sistem Pengereman Suzuki Carry Pick Up



Gambar 4.23 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Suzuki Carry Pick Up

Begitu pula dengan perlambatan yang terjadi pada sistem pengereman dari kendaraan Suzuki Carry Pick Up seperti tampak pada grafik diatas. Dari grafik diatas tampak pula bahwa peningkatan kecepatan kendaraan menyebabkan naiknya nilai perlambatan yang terjadi. Dimana pada kecepatan kendaraan 10 km/h besarnya perlambatan yang terjadi adalah -1,653 m/s<sup>2</sup>. Sedangkan pada kecepatan 70 km/h nilai dari perlambatan tersebut adalah -1,806 m/s<sup>2</sup>.

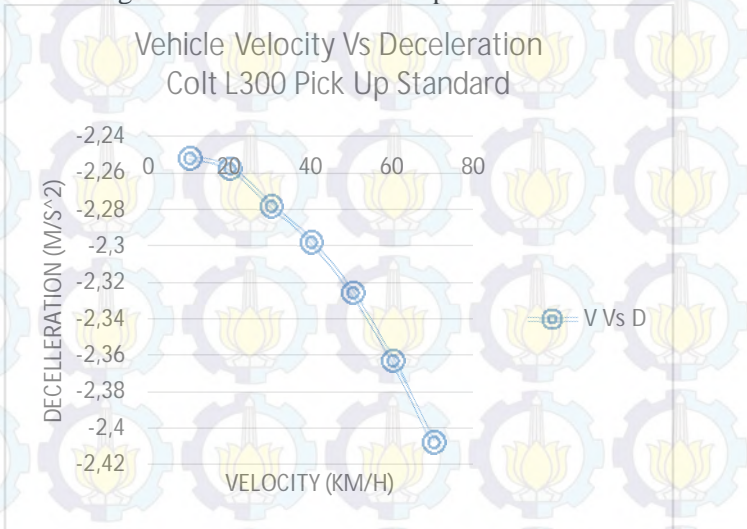
k. Kecepatan Kendaraan dengan perlambatan (deceleration)  
Sistem Pengereman Daihatsu Granmax Pick Up



Gambar 4.24 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Daihatsu Granmax Pick Up

Grafik diatas menunjukkan hubungan antara kecepatan kendaraan dengan perlambatan (Deceleration) pada sistem pengereman dari kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up Standar. Dimana dari grafik diatas tampak adanya trendline yang meningkat pada perlambatan kendaraan terhadap kecepatan yang diterapkan pada kendaraan. Yang mengartikan bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan saat itu menyebabkan perlambatan yang semakin bear pula pada kendaraan. Nilai perlambatan terendah dicapai pada saat kecepatan 10 km/h yaitu sebesar  $-2,229 \text{ m/s}^2$ . Sedangkan nilai tertinggi dicapai pada saat kecepatan 70 km/h yaitu sebesar  $-2,384 \text{ m/s}^2$ .

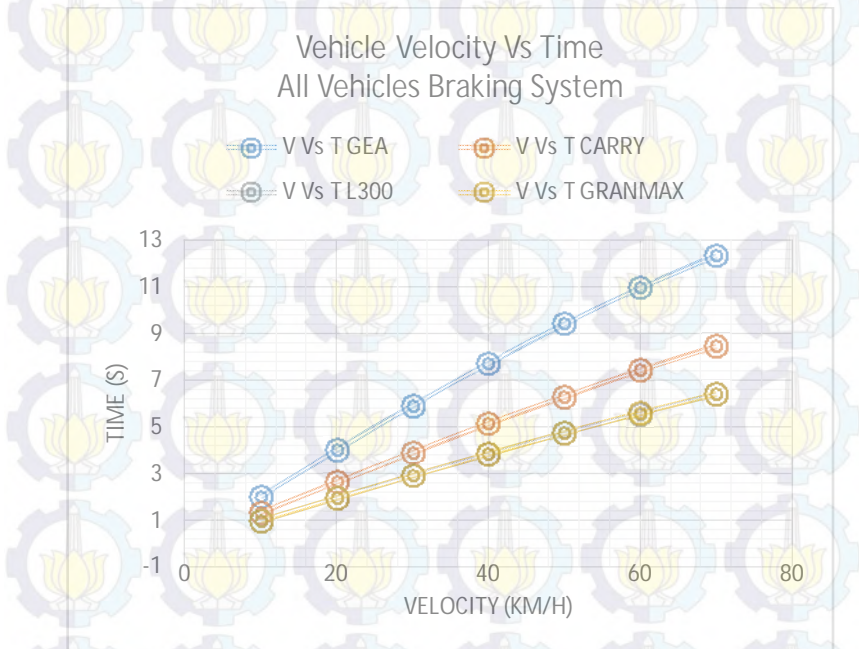
### 1. Kecepatan Kendaraan dengan perlambatan (deceleration) Sistem Pengereman Colt L300 Pick Up Standard



Gambar 4.25 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Colt L300 Pick Up Standard

Sedangkan untuk sistem pengereman dari kendaraan Colt L300 Pick Up Standard, pada grafik diatas tampak bahwa pada kecepatan kendaraan 10 km/h besarnya perlambatan yang ada adalah sebesar  $-2,251 \text{ m/s}^2$ . Dan pada kecepatan 70 km/h perlambatan yang ada sebesar  $-2,407 \text{ m/s}^2$ . Hal ini menunjukkan hal yang tidak jauh berbeda dengan respon pada kendaraan yang lainnya. Dimana peningkatan kecepatan kendaraan menyebabkan naiknya perlambatan pada kendaraan. Hal ini tampak seperti pada grafik diatas dari trendlinenya.

m. Kecepatan Kendaraan dengan Waktu (Time) pengereman Keempat Sistem Pengereman dari Kendaraan yang ada

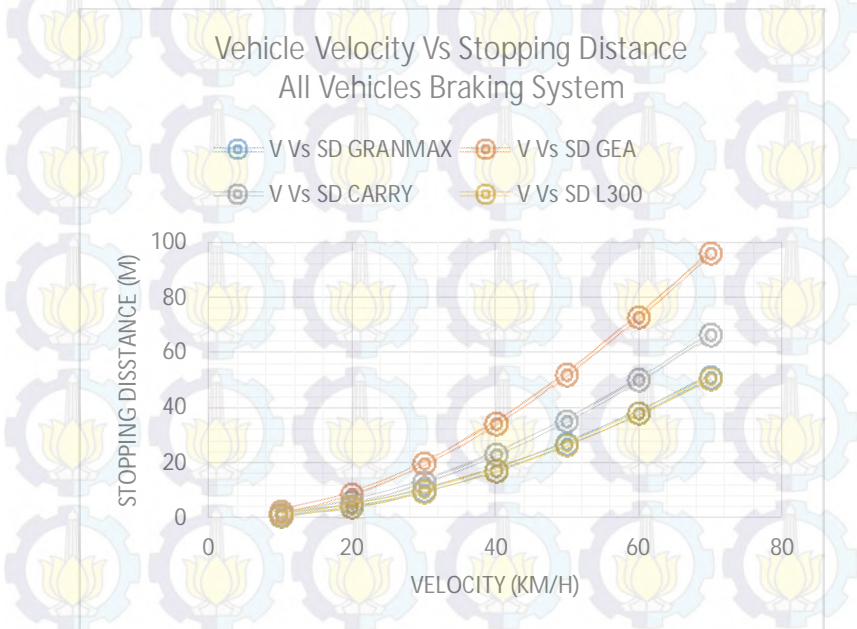


Gambar 4.26 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Waktu Pengereman Seluruh Kendaraan

Dari grafik diatas, seperti telah dijelaskan sebelumnya bahwa semakin tinggi kecepatan suatu kendaraan ketika melaju, maka waktu yang dibutuhkan kendaraan tersebut untuk berhenti pun akan semakin lama. Dimana dari grafik diatas, tampak perbandingan waktu yang ditempuh dari setiap kendaraan untuk berhenti pada kecepatan yang telah ditentukan dalam pemodelan ini. Dari grafik diatas, yang memiliki waktu pengereman paling lama adalah dari sistem pengereman kendaraan GEA Pickup yaitu waktu terpendeknya adalah 2,017 detik dan waktu terlama nya adalah 12,34 detik, yang disusul

oleh sistem pengereman dari kendaraan Suzuki Carry Pick Up dengan waktu terpendeknya adalah 1,322 detik dan terlama adalah 8,454 detik. Dan untuk sistem pengereman dari kendaraan Daihatsu Granmax Pick Up memiliki waktu terpendeknya adalah 0,9849 detik dan waktu terlamanya adalah 6,422 detik. Dan untuk waktu pengereman terpendek dari keempat kendaraan tersebut berada pada sistem pengereman dari kendaraan Colt L300 Pick Up Standard, dimana waktu terpendeknya adalah selama 0,976 detik dan waktu terlamanya adalah 6,388 detik.

- n. Kecepatan Kendaraan dengan Jarak Pengereman (Stopping Distance) Keempat Sistem Pengereman dari Kendaraan yang ada

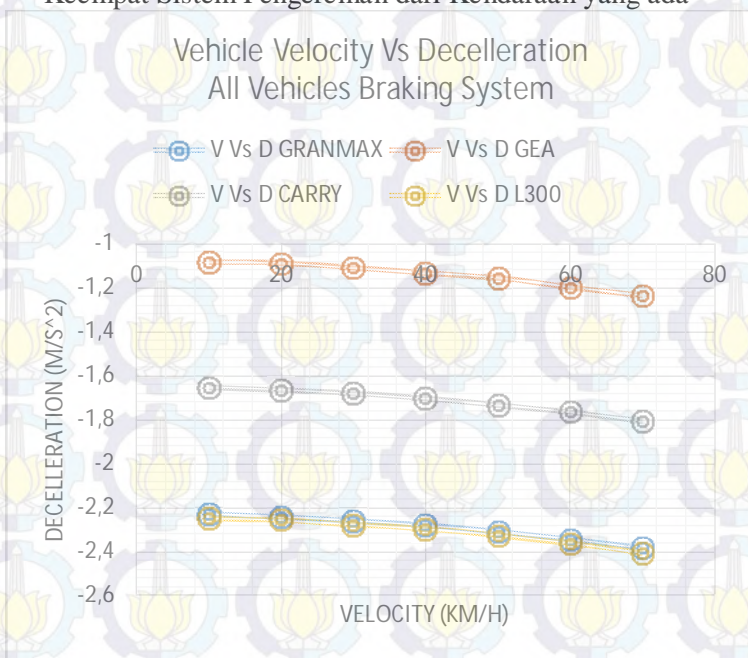


Gambar 4.27 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Stopping Distance Seluruh Kendaraan



Grafik diatas memperlihatkan hubungan antara kecepatan kendaraan yang terjadi dan jarak pengereman (stopping disatance) untuk semua kendaraan yang digunakan. Dimana jarak pengereman terjauh saat kecepatan kendaraan 70 km/h adalah ada pada sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up yaitu 96,24 m, sedangkan yang terpendek adalah pada sistem pengereman dari kendaraan L300 yaitu 50,86 m. Dan saat kecepatan kendaraan adalah 10 km/h jarak terjauh masih berada pada sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up yaitu 2,245 dan yang terpendek oleh sistem pengereman dari kendaraan L300 yaitu 1,108 m.

- o. Kecepatan Kendaraan dengan perlambatan (deceleration) Keempat Sistem Pengereman dari Kendaraan yang ada



Gambar 4.28 Hubungan Kecepatan Kendaraan dan Perlambatan (Deceleration) Seluruh Kendaraan

Grafik diatas adalah menggambarkan hubungan antara kecepatan kendaraan dengan perlambatan yang ada. dimana perlambatan terbesar dicapai pada sistem pengereman dari kendaraan L300 yaitu sebesar  $-2,407 \text{ m/s}^2$ , perlambatan ini diukur pada saat kecepatan kendaraan 70 km/h. Dan pada kecepatan 70 km/h pula perlambatan terendah ada pada sistem pengereman dari kendaraan GEA yaitu sebesar  $-1,235 \text{ m/s}^2$ . Dan saat kecepatan kendaraan berada pada 10 km/h, perlambatan terbesar dicapai oleh kendaraan sistem pengereman dari L300 pula yaitu sebesar  $-2,251 \text{ m/s}^2$ , dan yang terendah dicapai oleh sistem pengereman dari kendaraan GEA Pick Up yaitu sebesar  $-1,084 \text{ m/s}^2$ .

#### 4.5 Perhitungan Gaya Pengereman

Dalam bagian ini akan dianalisa mengenai perhitungan gaya pengereman dari setiap komponen kendaraan yang telah ditentukan sebelumnya. Dimana hal ini bertujuan sebagai validasi yang dipandang dari sudut teoritis atas hasil pemodelan yang dilakukan.

##### 4.5.1 Penerapan komponen kendaraan GEA pick up pada model sistem pengereman

Dalam perhitungan atas penerapan komponen dari kendaraan GEA ini sudah dilakukan pada awal dari bab IV ini sebagai salah satu contoh perhitungan dari sistem pengereman yang sudah ada. Dan hasilnya adalah sebagai berikut:

- Gaya keluaran booster rem =  $2799,99 \approx 2800 \text{ N}$
- Tekanan keluaran master silinder =  $3963185,713 \text{ Pa}$
- Gaya pada rem cakram =  $4666,65 \text{ N}$
- Torsi pengereman pada rem cakram =  $419,998 \text{ Nm}$

76 Gaya pada rem tromol =  $897,9648 \text{ N}$

Dan berdasarkan persamaan 2.18 dan 2.19 maka didapatkan perlambatan sudut sebesar :

$$I\alpha = T_f - T_b$$

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

- Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 1780 \cdot (0,2461^2 + 0,1651^2)$$

$$I = 78,16 \text{ kgm}^2$$

- Torsi brake,

$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis}$$

$$T_b = (4666,65 + 897,9648) \cdot 0,28$$

$$T_b = 1558,09 \text{ Nm}$$

- Torsi gesek,

$$T_f = (W_{total} \cdot \mu) R_r$$

$$T_f = (17461,8 \cdot 0,75) \cdot 0,28$$

$$T_f = 3666,978 \text{ Nm}$$

Sehingga:

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

$$\alpha = \frac{3666,978 - 1558,09}{78,16} = 26,98 \text{ rad/s}^2$$

#### 4.5.2 Penerapan komponen kendaraan Suzuki Carry pick up pada model sistem pengereman

Berikut adalah perhitungan untuk penerapan komponen dari Suzuki Carry Pick Up. Dimana untuk booster rem adalah sama nilainya. Dan diketahui:

- Diameter dalam master silinder = 0,02064 m
- Diameter piston caliper = 0,04437 m

- Diameter piringan cakram = 0,215 m
- Diameter wheel cylinder 0,01905 m
- Diameter drum brake = 0,222 m
- Gaya keluaran booster rem = 2799,99  $\approx$  2800 N

Sehingga :

- Tekanan keluaran master silinder

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{A_{ms}}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot \pi \cdot d_{ms}^2}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02064^2} = 8372766,672 \text{ Pa}$$

- Gaya pada rem cakram
  - Gaya pada piston caliper,

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc}$$

$$F_{pc} = 8372766,672 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_{pc}^2$$

$$F_{pc} = 8372766,672 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,04437^2 = 12939,5 \text{ N}$$

- Gaya rem cakram

$$F_{bc} = \mu \cdot F_{pc}$$

$$F_{bc} = 0,6 \cdot 12939,5 = 7763,7 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem cakram

$$T_{bc} = F_{bc} \cdot (R - r)$$

$$78 \quad T_{bc} = 7763,7 \cdot (0,1075 - 0,022185) = 662,36 \text{ Nm}$$

- Gaya pada rem tromol

- Gaya pada wheel cylinder

$$F_p = F_{ws} = P_{ms} \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{ws}^2$$

$$F_p = F_{ws} = 8372766,672 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,01905^2$$

$$F_{ws} = 2385,22 \text{ N}$$

- Gaya pegas

$$F_{pegas} = \Delta x \cdot k$$

$$F_{pegas} = 78,402 \text{ N}$$

- Gaya pada rem tromol

$$F_t = (F_p - F_{pegas}) \mu$$

$$F_t = (2385,22 - 78,402) \cdot 0,6$$

$$F_t = 1384,09 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem tromol

$$T_{br} = F_t \cdot r$$

$$T_{br} = 1384,09 \cdot 0,111 = 153,63 \text{ Nm}$$

Dan berdasarkan persamaan 2.18 dan 2.19 maka didapatkan perlambatan sudut sebesar :

$$I\alpha = T_f - T_b$$

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

- Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 1780 \cdot (0,2461^2 + 0,1651^2)$$

$$I = 78,16 \text{ kgm}^2$$

- Torsi brake,

$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis}$$

$$T_b = (7763,7 + 153,63) \cdot 0,28$$

$$T_b = 2216,8524 \text{ Nm}$$

- Torsi gesek,

$$T_f = (W_{total} \cdot \mu)R_r$$

$$T_f = (17461,8 \cdot 0,75)0,28$$

$$T_f = 3666,978 \text{ Nm}$$

Sehingga:

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

$$\alpha = \frac{3666,978 - 2216,8524}{78,16} = 18,55 \text{ rad/s}^2$$

#### 4.5.3 Penerepan komponen kendaraan Daihatsu Granmax pick up pada model sistem pengereman

Berikut adalah perhitungan untuk penerapan komponen dari Daihatsu Granmax Pick Up. Dimana untuk booster rem adalah sama nilainya. Dan diketahui:

- Diameter dalam master silinder = 0,02222 m
- Diameter piston caliper = 0,05397 m
- Diameter piringan cakram = 0,234 m
- Diameter wheel cylinder 0,02222 m
- Diameter drum brake = 0,254 m
- Gaya keluaran booster rem = 2799,99  $\approx$  2800 N

Sehingga :

- Tekanan keluaran master silinder

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{A_{ms}}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot \pi \cdot d_{ms}^2}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02222^2} = 7224374,739 \text{ Pa}$$

- Gaya pada rem cakram

- Gaya pada piston caliper,

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc}$$

$$F_{pc} = 7224374,739 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_{pc}^2$$

$$F_{pc} = 7224374,739 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,05397^2$$

$$= 16518,66 \text{ N}$$

- Gaya rem cakram

$$F_{bc} = \mu \cdot F_{pc}$$

$$F_{bc} = 0,6 \cdot 16518,66 = 9911,19 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem cakram

$$T_{bc} = F_{bc} \cdot (R - r)$$

$$T_{bc} = 9911,19 \cdot (0,117 - 0,026985) = 892,156 \text{ Nm}$$

- Gaya pada rem tromol

- Gaya pada wheel cylinder

$$F_p = F_{ws} = P_{ms} \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{ws}^2$$

$$F_p = F_{ws} = 7224374,739 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,02222^2$$

$$F_{ws} = 2800 \text{ N}$$

- Gaya pegas

$$F_{pegas} = \Delta x \cdot k$$

$$F_{pegas} = 78,402 \text{ N}$$

- Gaya pada rem tromol

$$F_t = (F_p - F_{pegas}) \mu$$

$$F_t = (2800 - 78,402) \cdot 0,6$$

$$F_t = 1632,959 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem tromol

$$T_{bt} = F_t \cdot r$$

$$T_{bt} = 1632,959 \cdot 0,127 = 207,386 \text{ Nm}$$

Dan berdasarkan persamaan 2.18 dan 2.19 maka didapatkan perlambatan sudut sebesar :

$$I\alpha = T_f - T_b$$

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

- Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 1780 \cdot (0,2461^2 + 0,1651^2)$$

$$I = 78,16 \text{ kgm}^2$$

- Torsi brake,

$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis}$$

$$T_b = (9911,19 + 1632,959) \cdot 0,28$$

$$T_b = 3232,363 \text{ Nm}$$

- Torsi gesek,

$$T_f = (W_{total} \cdot \mu) R_r$$

82

$$T_f = 3666,978 \text{ Nm}$$

Sehingga:

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

$$\alpha = \frac{3666,978 - 3232,363}{78,16} = 5,56 \text{ rad/s}^2$$



#### 4.5.4 Penerepan komponen kendaraan Mitsubishi Colt L300 pick up pada model sistem pengereman

Berikut adalah perhitungan untuk penerapan komponen dari Mitsubishi Colt L300 Pick Up. Dimana untuk booster rem adalah sama nilainya. Dan diketahui:

- Diameter dalam master silinder = 0,02381 m
- Diameter piston caliper = 0,057 m
- Diameter piringan cakram = 0,255 m
- Diameter wheel cylinder 0,02060 m
- Diameter drum brake = 0,254 m
- Gaya keluaran booster rem = 2799,99  $\approx$  2800 N

Sehingga :

- Tekanan keluaran master silinder

$$P_{ms} = \frac{F_{ob}}{A_{ms}}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot \pi \cdot d_{ms}^2}$$

$$P_{ms} = \frac{2800}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02381^2} = 6291722,851 \text{ Pa}$$

- Gaya pada rem cakram
  - Gaya pada piston caliper,

$$F_{pc} = P_{ms} \cdot A_{pc}$$

$$F_{pc} = 6291722,851 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_{pc}^2$$

$$F_{pc} = 6291722,851 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,057^2$$

$$= 16046,82 \text{ N}$$

- Gaya rem cakram

$$F_{bc} = \mu \cdot F_{pc}$$

$$F_{bc} = 0,6 \cdot 16046,82 = 9628,09 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem cakram

$$T_{bc} = F_{bc} \cdot (R - r)$$

$$T_{bc} = 9628,09 \cdot (0,1275 - 0,0285) = 953,18 \text{ Nm}$$

- Gaya pada rem tromol

- Gaya pada wheel cylinder

$$F_p = F_{ws} = P_{ms} \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{ws}^2$$

$$F_p = F_{ws} = 6291722,851 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,0206^2$$

$$F_{ws} = 2095,92 \text{ N}$$

- Gaya pegas

$$F_{pegas} = \Delta x \cdot k$$

$$F_{pegas} = 78,402 \text{ N}$$

- Gaya pada rem tromol

$$F_t = (F_p - F_{pegas}) \mu$$

$$F_t = (2095,92 - 78,402) \cdot 0,6$$

$$F_t = 1209,908 \text{ N}$$

- Torsi pengereman pada rem tromol

$$T_{bt} = F_t \cdot r$$

$$T_{bt} = 1209,908 \cdot 0,127 = 153,66 \text{ Nm}$$

Dan berdasarkan persamaan 2.18 dan 2.19 maka didapatkan perlambatan sudut sebesar :

$$I\alpha = T_f - T_b$$

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

- Inersia roda

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_{tire}^2 + r_w^2)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 1780 \cdot (0,2461^2 + 0,1651^2)$$

$$I = 78,16 \text{ kgm}^2$$

- Torsi brake,

$$T_b = F_b \cdot r_{dinamis}$$

$$T_b = (9628,09 + 1209,908) \cdot 0,28$$

$$T_b = 3034,64 \text{ Nm}$$

- Torsi gesek,

$$T_f = (W_{total} \cdot \mu) R_r$$

$$T_f = (17461,8 \cdot 0,75) \cdot 0,28$$

$$T_f = 3666,978 \text{ Nm}$$

Sehingga:

$$\alpha = \frac{T_f - T_b}{I}$$

$$\alpha = \frac{3666,978 - 3034,64}{78,16} = 8,09 \text{ rad/s}^2$$

Sehingga dari semua perhitungan diatas untuk komponen dari empat kendaraan ini, dapat disajikan dalam tabel berikut ini:

Tabel 4.2 Hasil perhitungan dengan setiap spesifikasi komponen pada setiap kendaraan

No.	Kendaraan	Gaya Pengereman (N)	Perlambatan Sudut ( $\alpha$ ) (rad/s <sup>2</sup> )
1	GEA Pick Up	5564,6148	26,98
2	Suzuki Carry Pick Up	7917,33	18,55
3	Daihatsu Granmax Pick Up	11544,149	5,56
4	Mitsubishi Colt L300 Pick Up	9837,998	8,09

Dari gaya pengereman yang ada tersebut tampak bahwa nilai perlambatan sudut yang ada dari setiap penerapan komponen pengereman akan memberikan performansi pengeremana yang berbeda pada sistem pengereman pada kendaraan GEA pick up. Hal ini bisa dilihat dengan menggunakan persamaan :

$$\omega_{r2} = \omega_{r1} + \alpha \cdot t$$

Dimana :

$$\omega_{r2} = \text{Kecepatan sudut roda akhir} \quad (\text{rad/s})$$

$$\omega_{r1} = \text{Kecepatan sudut roda awal} \quad (\text{rad/s})$$

$$\alpha = \text{perlambatan sudut kendaraan} \quad (\text{rad/s}^2)$$

$$t = \text{waktu yang ditempuh dalam pengereman} \quad (\text{s})$$

Sehingga dari persamaan diatas bisa diketahui harga t dari setiap penerapan kendaraan. Dengan nilai  $\omega_{r1}$  adalah diambil dari hasil pemodelan yang sudah ada. dalam hal ini akan diambil satu contoh untuk penerapan komponen pengereman dari kendaraan L300. Dimana dari pemodelan nilai kecepatan sudut awal adalah 9,921 rad/s. Sehingga didapatkan nilai t pada kecepatan 10 km/h =

$$t = \frac{\omega_{r2} - \omega_{r1}}{\alpha}$$

$$t = \frac{0 - 9.921}{8,09} = 1,23 \text{ detik.}$$

Dalam pemodelan yang ada didapatkan waktu pengereman untuk 10 km/h sebesar 0,976 detik. Sehingga akurasi pemodelan yang ada jika dilihat dari waktu pengereman tersebut adalah :

$$t = \frac{0,976}{1,23} = 0,79 \approx 80\%$$

Prosentase diatas bisa benilai demikian dikarenakan dalam penentuan waktu pengereman tidak hanya dilihat sekilas dari perlambatan sudut yang terjadi dengan melihat kecepatan yang ada. hal ini juga melihat gaya angin yang terlibat.



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berikut adalah kesimpulan yang dapat diambil dalam penelitian ini:

- a. Ada pengaruh atas kecepatan terhadap perlambatan dan jarak pengereman yang ada.
- b. Dalam pemodelan ini faktor yang paling berpengaruh terhadap nilai perlambatan yang terjadi dengan hubungannya terhadap kecepatan kendaraan adalah gaya hambat angin. Hal ini dikarenakan dalam pemodelan sistem rem yang digunakan adalah LBS sehingga ketika direm asumsi roda tidak berputar sehingga dalam hal ini yang berpengaruh adalah gaya gesek antara roda dan jalan. Tetapi gaya gesek ini adalah bernilai konstan. Sehingga gaya yang terdapat hubungan dengan nilai perlambatan yang ada karena pengereman ini adalah gaya angin.
- c. Semakin tinggi kecepatan suatu kendaraan, maka semakin jauh pula jarak pengereman yang terjadi. Hal ini karena energi kinetik yang hilang dari benda yang bergerak ini biasanya diubah menjadi panas karena gesekan. Energi kinetik meningkat sebanyak pangkat dua. Ini berarti bahwa jika kecepatan suatu kendaraan meningkat, ia memiliki kelipatan dua lebih banyak energi. Rem harus membuang dua kali lipat lebih banyak energi untuk menghentikannya dan konsekuensinya, jarak yang dibutuhkan untuk pengereman juga dua kali lipat lebih jauh. Hal ini adalah hubungan dari  $F_b \cdot s = 0,5 mv^2$ .
- d. Ada perbedaan respon atas tiap parameter yang digunakan terhadap hasil performansi yang ada. Hal ini dikarenakan gaya pengereman yang ada adalah berbeda-beda. Sehingga karena pada dinamika roda perlambatan sudut yang ada dipengaruhi oleh gaya gesek antara roda-jalan dan gaya pengereman yang ada, dimana besar gaya gesek adalah tetap

maka nilai perlambatan sudut antara kendaraan satu dan lainnya dipengaruhi oleh gaya pengeremannya. Sehingga karena nilai  $\alpha$  yang berbeda-beda dan dari persamaan  $\omega_{r2} = \omega_{r1} + \alpha \cdot t$ , maka waktu pengereman antara penerapan komponen kendaraan satu dan lainnya akan berbeda-beda pula. Hal inilah yang menyebabkan performansi pengereman berbeda-beda.

- e. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan performansi terbaik ada pada saat interchange atas komponen pengereman yang berasal dari kendaraan Mitsubishi Colt L300 Pick Up yang diterapkan pada pemodelan sistem pengereman hidrolik kendaraan GEA Pick Up ini. Hal ini jika dilihat dari besarnya gaya pengereman yang ada berbeda dengan aplikasi dari kendaraan Granmax. Hal ini bisa terjadi karena pertama akurasi pemodelan yang ada masih memiliki error sebesar 20%. Selain itu dalam analisa akurasi tersebut masih belum dimasukkannya pengaruh gaya angin yang ada, sehingga akan mempengaruhi hasil tersebut.

## 5.2 Saran

Dalam pelaksanaan tugas akhir ini tentunya ada suatu harapan agar sekiranya jika dilakukan penelitian yang serupa agar bisa menjadi lebih baik. Oleh karenanya berikut adalah saran yang bisa penulis berikan:

- a. Sebaiknya untuk penulisan selanjutnya komponen boster rem dimasukkan dalam komponen-komponen yang di interchange.
- b. Dalam pemodelan ini sebaiknya apabila menitik beratkan pada kendaraan tertentu, jika memungkinkan dilakukan pengujian dalam skala lapangan pula.
- c. Untuk penelitian selanjutnya untuk hasil yang lebih baik, sebaiknya analisa pressure drop dan engine brake dimasukkan.

## DAFTAR PUSTAKA

Sutantra, I Nyoman, dkk. 2010. *Teknologi Otomotif Edisi Ke-Dua*. Surabaya: Guna Widya.

Toyota. Tanpa Tahun. *Toyota Service Manual New Step 1 Training Manual*. Jakarta: Toyota.

Institute for Industrial Information Systems, Karlsruhe Univ., Germany, 'Model based calculation of friction curves between tyre and road surface,' Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications (Cat.No.95CH35764) 1995, ISBN- 0 7803 2550 8

James Walker, Jr. 2005. *The Physics of Braking System*. California: Stop Tech LLC.

Kusano, Akihito dan Tetsuya Kuno. 2004. *Hydraulic Brake System for Vehicles*. US: Advics Co., Ltd.

<http://pertamax.mywapblog.com/sistem-rem-brake-system.xhtml>.  
Diakses: 17 Juli 2013 , 21.00

<http://medukasi.net/online/2008/servicerem/komponen%20rem.html> .  
Diakses: 17 Juli 2013, 21.00.

<http://www.otomotif.web.id/sistem-rem-a42.html> . Diakses: 17 Juli 2013, 21.00.

Ehsani, Mehrdadi, dkk. 2010. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design Second Edititon*. USA: CRC Press LLC.

Gillespie, Thomas D. Tanpa Tahun. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of automotive engineers.inc.



Incropera , Frank P., dkk. 2007. *Fundamental of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. USA: John Willey & Sons.

Saeed Abu Alyazeed Albatlan. Tanpa Tahun. *Investigation of Parameters Affecting Hydraulic Brake Load Sensing Valve Performance*. Egypt: Higher Technological Institute, 10<sup>th</sup> of Ramadan City.

Mortimer, R. G., dkk. 1970. *Brake Force Requirement Study : Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables*. Washington, D.C.: National Highway Safety Bureau, U.S. Department of Transportation.

Febriantio, Devid. 2012. *Analisa Pengereman Kendaraan Pedesaan Produk Dalam Negeri*. Surabaya: ITS.

Tanpa nama. Tanpa tahun. Lexus Technical Training-Brake Booster. USA: Lexus, Inc.

<http://ryan-juwana.blogspot.com/2010/12/sistem-rem.html> .  
Diakses 9 September 2013, 10:00.

Anggono, Agus D. 2000. *Teknik Kendaraan*. Surakarta: UMS.

Waroni, Rofit. 2011. *Analisa Kinerja Anti Lock dan Lock Braking System Pada Kendaraan Multiple Purpose Vehicle*. Surabaya. Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.

<http://www.howacarworks.com/basics/how-the-braking-system-works-1>. Diakses 21 Oktober 2013, 21:48.

Greibe, Poul. 2007. *Braking Distance, Friction and Behaviour-Finding, Analysis and Recommendations Based on Braking Trials*. Denmark: Trafitec.

Andrew Markel. 2010. Brake Math: Calculating The Force Needed To Stop Car.

[http://www.brakeandfrontend.com/Article/79680/brake\\_math\\_calculating\\_the\\_force\\_needed\\_to\\_stop\\_a\\_car.aspx](http://www.brakeandfrontend.com/Article/79680/brake_math_calculating_the_force_needed_to_stop_a_car.aspx). Diakses 30 Oktober 2013, 23:32.

The Mathwork, Inc. 2008. Modeling An Anti-Lock Braking System. USA: The Mathwork, Inc.

<http://www.csgnetwork.com/stopdistinfo.html>. Diakses 11 Januari 2014, 7.33.

PT. Astra Daihatsu Motor, 2012. Brosur Granmax Pickup. PT.Astra Daihatsu Motor .

[http://www.ktb.co.id/produk/spesifikasi/12\\_26/colt-1300-pick-up-standard](http://www.ktb.co.id/produk/spesifikasi/12_26/colt-1300-pick-up-standard) . Diakses 12 Januari 2014, 10:43.

<http://e-suzukicar.blogspot.sg/2011/08/suzuki-carry-10-pick-up-specifications.html> . Diakses 12 Januari 2014, 10:00.

<http://en.wikipedia.org/wiki/Acceleration> . Diakses 12 Januari 2014, 17:00.

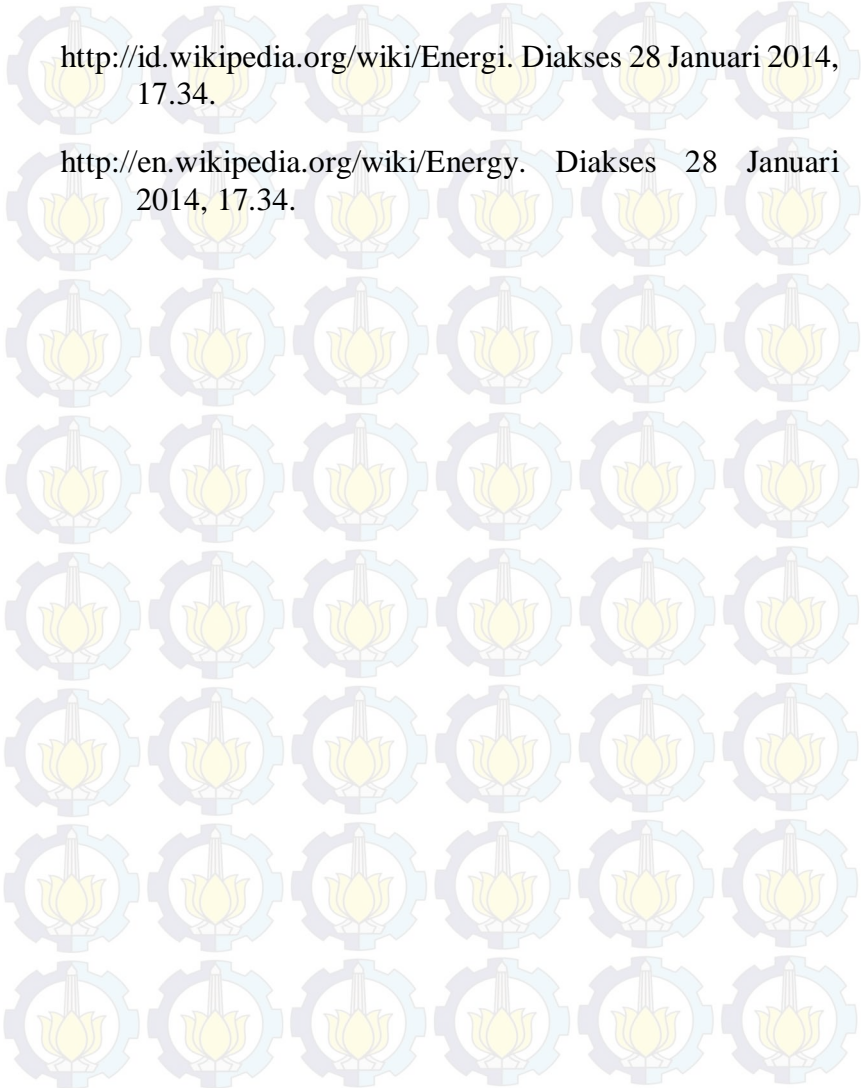
<http://id.wikipedia.org/wiki/GEA> . Diakses 14 Januari 2014, 15:38.

<http://id.wikipedia.org/wiki/MATLAB> . Diakses 15 Januari 2014, 1:40.

<http://id.wikipedia.org/wiki/Simulink> . Diakses 15 Januari 2014, 1:40.

<http://id.wikipedia.org/wiki/Energi>. Diakses 28 Januari 2014, 17.34.

<http://en.wikipedia.org/wiki/Energy>. Diakses 28 Januari 2014, 17.34.



## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Purworejo, 25 Maret 1988, merupakan anak ke-3 dari 5 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Indriyasana Kutoarjo (1993-1994), SD N 2 Katerban (1994 - 2001), SMP N 5 Purworejo (2001 - 2004), SMA N 7 Purworejo (2004 - 2007) dan Politeknik Negeri Semarang (2007 - 2011). Setelah lulus studi politeknik yaitu tahun 2011, penulis melanjutkan studi ke tahap sarjana melalui program Lintas Jalur di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

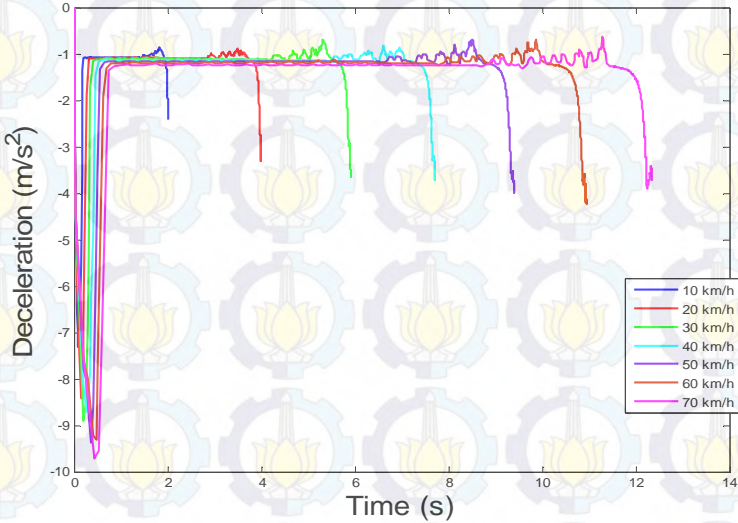
Dan diterima pada tahun 2011 dengan NRP 2111106021 dan menyelesaikan pada bulan Januari 2014. Penulis memiliki hobi olah raga, membaca dan menonton film. Keinginan untuk selalu belajar dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil topik Tugas Akhir “Pemodelan Dan Simulasi Sistem Pengereman Hidrolik Jenis *Lock Brake System* (LBS) Pada Kendaraan GEA Pick Up Dengan Variasi Komponen Pengereman yang Ditentukan dari Kendaraan Niaga Jenis Lainnya”. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat [wisnusubrantas@rocketmail.com](mailto:wisnusubrantas@rocketmail.com)

## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1: Deceleration (GEA Pick Up) .....	93
Lampiran 2: Stopping Distance (GEA Pick Up).....	93
Lampiran 3: Deceleration (Suzuki Carry Pick Up) .....	94
Lampiran 4: Stopping Distance (Suzuki Carry Pick Up) .....	94
Lampiran 5: Deceleration (Daihatsu Granmax Pick Up).....	95
Lampiran 6: Stopping Distance (Daihatsu Granmax Pick Up).....	95
Lampiran 7: Deceleration (Mitsubishi Colt L300 Pick Up) .....	96
Lampiran 8: Stopping Distance (Mitsubishi Colt L300 Pick Up) .....	96

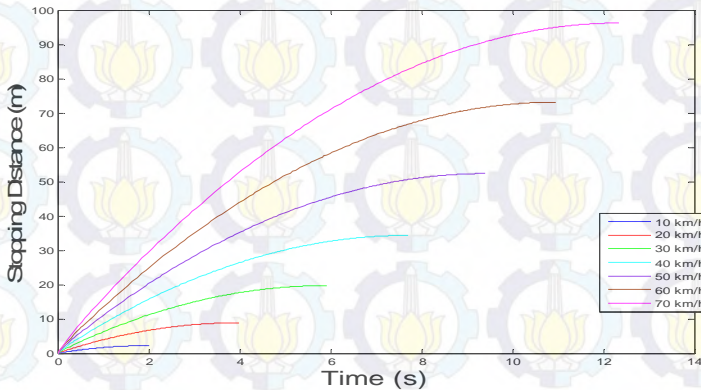
### Lampiran 1: Deceleration (GEA Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari perlambatan (deceleration) untuk seluruh kecepatan,



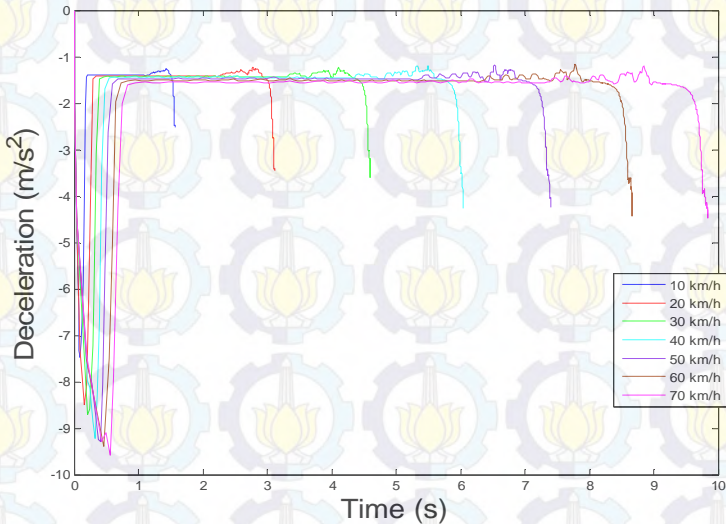
### Lampiran 2: Stopping Distance (GEA Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari Jarak Pengereman (Stopping Distance) untuk seluruh kecepatan,



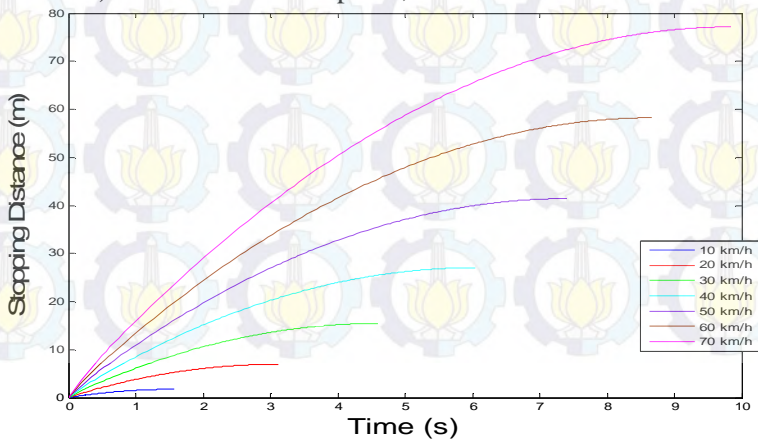
### Lampiran 3: Deceleration (Suzuki Carry Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari perlambatan (deceleration) untuk seluruh kecepatan,



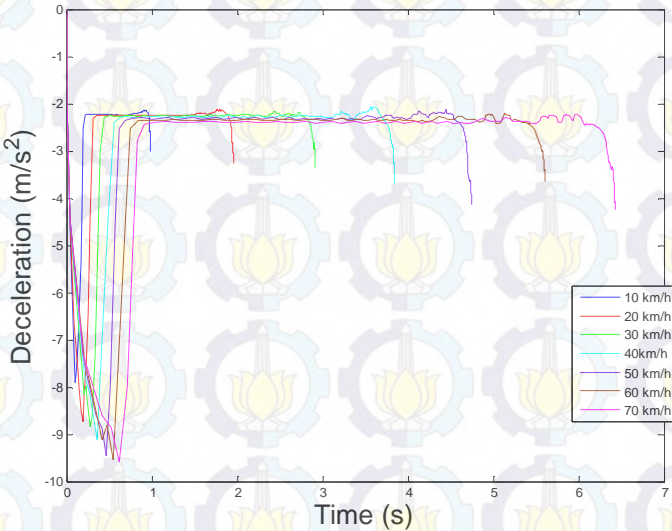
### Lampiran 4: Stopping Distance ((Suzuki Carry Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari Jarak Pengereman (Stopping Distance) untuk seluruh kecepatan,



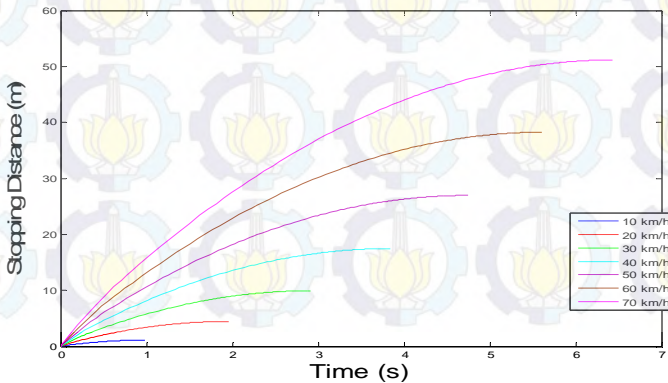
### Lampiran 5: Deceleration (Daihatsu Granmax Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari perlambatan (deceleration) untuk seluruh kecepatan,



### Lampiran 6: Stopping Distance (Daihatsu Granmax Pick Up)

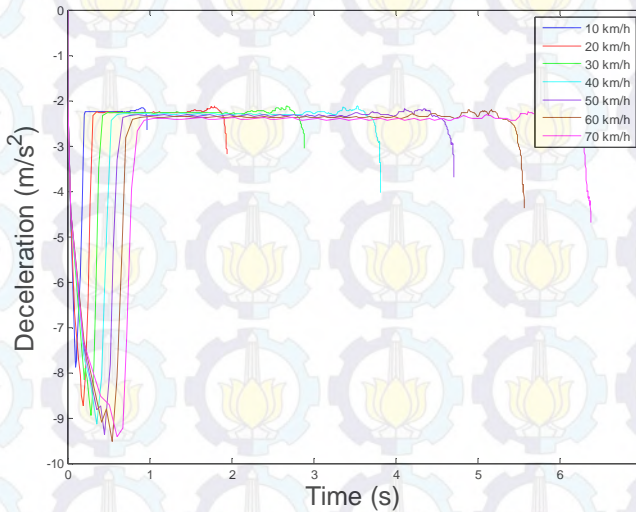
Berikut data hasil simulasi dari Jarak Pengereman (Stopping Distance) untuk seluruh kecepatan,





### Lampiran 7: Deceleration (Mitsubishi Colt L300 Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari perlambatan (deceleration) untuk seluruh kecepatan,



### Lampiran 8: Stopping Distance (Mitsubishi Colt L300 Pick Up)

Berikut data hasil simulasi dari Jarak Pengereman (Stopping Distance) untuk seluruh kecepatan,

