



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 184835  
**PEMODELAN PROTOTYPE SERIES ACTIVE VARIABLE  
GEOMETRY SUSPENSION**

DICKO ILHAM AMARTA  
NRP 02111540000132

Dosen Pembimbing  
Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng. Sc., Dr.Eng.  
NIP. 197805102001121001

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2021





**TUGAS AKHIR - TM 184835**  
**PEMODELAN PROTOTYPE SERIES ACTIVE**  
**VARIABLE GEOMETRY SUSPENSION**

DICKO ILHAM AMARTA  
NRP 02111540000132

Dosen Pembimbing  
Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng. Sc., Dr.Eng.  
NIP. 197805102001121001

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2021





**FINAL PROJECT - TM 184835**  
**MODELING PROTOTYPE SERIES ACTIVE**  
**VARIABLE GEOMETRY SUSPENSION**

DICKO ILHAM AMARTA  
NRP 02111540000132

Academic Supervisor  
Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng. Sc., Dr.Eng.  
NIP. 197805102001121001

Departement of Mechanical Engineering  
Faculty of Industrial Technology and Manipulation System  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2021



**PEMODELAN PROTOTYPE  
SERIES ACTIVE VARIABLE GEOMETRY SUSPENSION**

**TUGAS AKHIR**

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

OLEH:

**DICKO ILHAM AMARTA**

NRP : 02111540000132

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Unggul Wasiwiono, S.T., M.Eng.  
NIP : 197805102001121001
2. Dr. Latifah Nurahmi, S.T., M.Sc.  
NIP : 1986201712037
3. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.  
NIP : 198604012015041001



**SURABAYA, MARET 2021**



# PEMODELAN PROTOTYPE SERIES ACTIVE VARIABLE GEOMETRY SUSPENSION

**Nama Mahasiswa : Dicko Ilham Amarta**  
**NRP : 0211154000132**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,  
M.Eng.**

## ABSTRAK

*Suspensi aktif adalah suatu inovasi pada teknologi otomotif. Pada saat ini, terdapat berbagai jenis suspensi aktif, salah satu nya adalah Series Active Variable Geometry Suspension (SAVGS). Pada suspensi aktif SAVGS, posisi linkage diatur sesuai dengan kondisi jalan. Respon tertentu akan dihasilkan berdasarkan pengaturan posisi linkage tersebut, dan akan dihasilkan peforma tertentu. Sedangkan peforma suspensi dinilai berdasarkan percepatan sasis, defleksi suspensi, dan defleksi ban. Kenyamanan sebuah kendaraan dapat diukur berdsarkan percepatan sasis, sedangkan keamanan didefinisikan berdasarkan defleksi ban. Kondisi aman terjadi ketika kendaraan tersebut dapat dikendalikan. Suatu kendaraan dapat dikendalikan apabila roda berada di permukaan jalan, sehingga grip yang baik akan diperoleh ban. Pada kondisi normal, ketika defleksi ban yang terjadi sangat besar, maka roda tidak berada di permukaan tanah. Akibatnya, kendaraan akan sulit untuk dikendalikan, sehingga keamanan pengemudi dan penumpang berkurang. Kemudian, gaya yang bekerja pada suspensi ditandai dengan defleksi suspensi. Kondisi tersebut berhubungan dengan spesifikasi shockabsorber yang akan digunakan pada suspensi.*

*Pada penelitian ini, sebuah model  $\frac{1}{4}$  kendaraan dengan sistem suspensi double wishbone ber skala 1:10 digunakan sebagai*

*objek penelitian. Model tersebut dilengkapi 2 aktuator, aktuator 1 dipasang pada shockabsorber dan aktuator lain dipasang pada cham yang disebut sebagai road disturbance. Model dilengkapi dengan shockabsorber RC Car, dan load support yang diletakan pada sasis. Kemudian, sasis dihubungkan pada sepasang railway sehingga model tersebut dapat bergerak naik turun. Kesetimbangan model akan diganggu oleh gerakan road disturbance. Suspensi aktif SAVGS dimodelkan dengan menghubungkan kontroller ke aktuator 1, dimana kontroller di-design dengan LQR. Sedangkan suspensi pasif dimodelkan tanpa kontroller, sehingga aktuator 1 tidak bergerak. Setiap model suspensi pasif dan aktif tersebut di-simulasikan selama 7 detik di Simscape Multibody. Setelah itu, dilakukan variasi pada dimensi linkage suspensi aktif SAVGS hingga dihasilkan 3 konfigurasi suspensi aktif SAVGS. Kemudian, masing-masing konfigurasi di-simulasikan dengan Simscape Multibody. Dengan waktu simulasi yang sama, peforma setiap konfigurasi kemudian dibandingkan sehingga pengaruh variasi dimensi linkage terhadap peforma suspensi aktif SAVGS dapat dipahami.*

*Berdasarkan hasil penelitian, diketahui bahwa percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif SAVGS lebih rendah hingga 7.6% dibandingkan suspensi pasif, sedangkan defleksi suspensi yang dihasilkan lebih tinggi hingga 1.175% dibandingkan suspensi pasif. Kemudian, berdasarkan variasi terhadap dimensi linkage, diketahui bahwa percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif dengan lower arm lebih panjang lebih rendah 4.6%, sedangkan percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif SAVGS dengan upper arm lebih panjang lebih tinggi 10.52%. Kondisi tersebut juga berpengaruh terhadap defleksi suspensi dan ban. Dengan demikian, dapat diketahui bahwa variasi terhadap dimensi linkage*

*berpengaruh terhadap respon yang dihasilkan suspensi aktif SAVGS.*

**Kata kunci : Suspensi akti, savgs, dimensi linkage, percepatan sasis, defleksi suspensi**

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **MODELING PROTOTYPE SERIES ACTIVE VARIABLE GEOMETRY SUSPENSION**

**Student's Name** : Dicko Ilham Amarta  
**NRP** : 0211154000132  
**Department** : Mechanical Engineering FTIRS-ITS  
**Lecture** : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.

### **ABSTRACT**

*Active Suspension is an innovation in automotive industry. There are any type of Active Suspension, one of them called Series Active Variable Geometry Suspension (SAVGS). This Active Suspension has an ability to set the position of suspension's linkage, resulting different geometry of suspension. The reason is certain response, which is certain performance. Suspension's performance evaluated from chassis's acceleration, suspension deflection, and tire deflection. The vehicle's comfort evaluated from chassis acceleration, and vehicle's safety evaluated from tire deflection. Vehicle's safety defined controllability. To make sure that vehicle was controllable, the tire must locate on the road, where bigger tire deflection shall not happen. When tire deflection come bigger than their own ability, it can not maintain their position on road, then the passenger will be faced by fatal risk. Suspension's performance evaluated from suspension's deflection too, which allow designer to choose shockabsorber properly.*

*This research used 1:10 scaled Quarter Car double wishbone suspension's model. It had 2 actuators, 1 actuator mounted on shockabsorber, the other installed on a cam called road disturbance. It was equipped with RC Car's*

*shockabsorber, and a load support. It was connected to railway, so that it could move up and down. The equilibrium's position would be disturbed by road disturbance. Active Suspension defined from the actuator that was connected to shockabsorber's by a link called single link. According to assembly, the suspension could be set on any geometry by actuator's rotation, while actuator's rotation controlled by controller designed with LQR. It could be passive one too, basically the current assembly without controller. The performance of this model was known by doing simulation on Simscape Multibody, first simulation was to compared the performance between Passive and Active model at constant and variaty speed, where the other one was in active model only, while linkage dimensions would be varied.*

*From simulation, chassis acceleration of Active model was 7.6% lower than the passive one, while the suspension deflection was 1.175% higher. Then, from variation of road disturbance's angular velocity known that overall performance of active suspension's model was decrease as long as the speed increase, but the performance is still better than passive model. From variation of the suspension's linkage, chassis acceleration of Active Suspension compared to unmodified model SAVGS with longer upper arm was higher 10.52% while the other one with longer lower arm was decreased by 4.6%. From this condition, known that suspension's performance affected by linkage's dimension.*

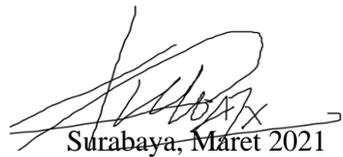
**Key words : Aktif suspension, savgs, linkage dimension, chassis acceleration, suspension's deflection, tire deflection**

## **KATA PENGANTAR**

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini Penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukung baik secara moral maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain :

1. Orang Tua saya yang telah mendukung saya selama kuliah di Teknik Mesin ITS ini.
2. Bapak Dr. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng., selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabaran Bapak selama membimbing Penulis.
3. Ibu Dr. Latifah Nurahmi, S.T., M.Sc., dan bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T., selaku dosen penguji tugas akhir Penulis, yang telah memberikan ilmu, saran dan masukan untuk perbaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Sampurno, MT. selaku dosen wali Penulis serta seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTI ITS. Terima kasih atas ilmu dan bimbingannya selama ini.
5. Ari sebagai partner ketika touring yang sudah sangat sabar menghadapi karakter Penulis.
6. Dzikri, Ogik, dan da Dani yang sudah memberi bantuan, dan motivasi untuk Penulis.
7. Seluruh warga Laboratorium Sistem Rekayasa Industri dan Otomasi atas kerjasama selama masa perkuliahan dan penyelesaian tugas akhir ini.
8. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

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



Surabaya, Maret 2021

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	I
<b>ABSTRACT</b> .....	V
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	VII
.....	XIV
<b>BAB 1</b> .....	1
<b>PENDAHULUAN</b> .....	1
<b>1.1 Latar Belakang</b> .....	1
<b>1.2 Rumusan Masalah</b> .....	2
<b>1.3 Batasan Masalah</b> .....	2
<b>1.4 Tujuan Penelitian</b> .....	2
<b>1.5 Manfaat Penelitian</b> .....	2
<b>BAB 2</b> .....	3
<b>DASAR TEORI</b> .....	3
<b>2.1 Sejarah Perkembangan Suspensi Kendaraan</b> .....	3
<b>2.1.1 Berdasarkan Mekanisme Kerja</b> .....	3
<b>2.1.2 Berdasarkan Konstruksi</b> .....	7
<b>2.2 Series Active Variable Geometri Suspension (SAVGS)</b> .....	9
<b>2.3 Design SAVGS</b> .....	9
<b>2.3.1 Geometri Suspensi</b> .....	9
<b>2.3.2 Mekanisme Single Link</b> .....	14
<b>2.3.3 Mekanisme Road Disturbation</b> .....	15
<b>2.4 Design Sistem Kontrol</b> .....	15
<b>2.5 Linier Quadratic Regulator (LQR)</b> .....	18
<b>2.5.1 Menurunkan Persamaan Gerak dari Model non Linier menjadi Linier</b> .....	19
<b>2.5.2 Menentukan Matriks <math>Q</math> dan <math>R</math></b> .....	20
<b>2.5.3 Menentukan Matriks <math>P</math></b> .....	20
<b>2.5.4 Menentukan Nilai Gain Feedback <math>K</math></b> .....	21
<b>2.6 Low Bandwith Active Suspension (LBAS)</b> .....	21
<b>BAB 3</b> .....	23
<b>METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	23
<b>3.1 Flow Chart Penelitian</b> .....	23

3.2	Model Linier SAVGS .....	24
3.3	Penurunan Persamaan Gerak SAVGS.....	24
3.4	Sintesis LQR .....	26
3.4.1	Matriks SAVGS.....	26
3.4.2	Menentukan Matriks $Q$ dan $R$ .....	27
3.4.3	Menentukan Matriks $P$ .....	28
3.4.4	Matriks <i>Feedback</i> $K$ .....	28
3.5	Menentukan Matriks <i>Low Pass Filter</i> .....	28
3.6	Implementasi <i>Prototype</i> .....	29
3.7	Variasi Dimensi Upper dan Lower Arm .....	30
3.8	Simulasi Simscape Multibody .....	32
3.8.1	Setting Parameter .....	32
<b>BAB 4</b> .....		35
<b>ANALISA DAN PEMBAHASAN</b> .....		35
4.1	Analisa Pengaruh Variasi Dimensi <i>Linkage</i> .....	35
4.1.1	Contoh Perhitungan.....	35
4.1.2	Hasil Variasi Dimensi Upper dan Lower Arm.....	40
4.2	Analisa Simulasi SAVGS .....	45
4.2.1	Komparasi Peforma SAVGS Konfigurasi 1,2 dan 3 .....	48
<b>BAB 5</b> .....		53
<b>KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....		53
5.1	Kesimpulan .....	53
5.2	Saran.....	53
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....		55
<b>LAMPIRAN</b> .....		57
	Lampiran 1 .....	58
	Lampiran 2 .....	59
	Lampiran 3 .....	60
	Lampiran 4 .....	61
	Lampiran 5 .....	62
	Lampiran 6 .....	63

## DAFTAR GAMBAR, GRAFIK, dan DIAGRAM

<b>Gambar 2.1</b> model linier suspensi pasif .....	4
<b>Gambar 2.2</b> model linier suspensi semi aktif .....	5
<b>Gambar 2.3</b> model linier suspensi aktif .....	6
<b>Gambar 2.4</b> konstruksi suspensi <i>mc pherson</i> .....	8
<b>Gambar 2.5</b> konstruksi suspensi double wishbone .....	9
<b>Gambar 2.6</b> konstruksi SAVGS .....	10
<b>Gambar 2.7</b> model non linier $\frac{1}{4}$ kendaraan SAVGS.....	12
<b>Gambar 2.8</b> analisa kinematika model non linier SAVGS .....	13
<b>Gambar 2.9</b> konversi bentuk non linier menjadi linier pada SAVGS, (a) model linier (b) model non linier .....	16
<b>Gambar 2.10</b> skema kontroller SAVGS.....	18
<b>Gambar 2.11</b> LQR kontroller.....	19
<b>Gambar 3.12</b> flowchart penelitian SAVGS dengan kontrol LQR .....	23
<b>Gambar 3.13</b> free body SAVGS .....	24
<b>Gambar 3.14</b> konstruksi model prototype SAVGS.....	31
<b>Gambar 3.15</b> pemodelan SAVGS di <i>Simscape Multibody</i> .....	33
<b>Gambar 3.16</b> pemodelan Contact Force di Simscape Multibody .....	33
<b>Gambar 3.17</b> pemodelan Transform Sensor di Simscape Multibody .....	34
<b>Gambar 4.18</b> analisa kinematika linkage SAVGS .....	37
<b>Gambar 4.19</b> pengaruh perubahan dimensi upper dan lower arm terhadap (a) $\alpha$ , (b) $R_{sus}$ .....	41
<b>Gambar 4.20</b> Pengaruh perubahan dimensi upper dan lower arm terhadap (a) $k_{eq}$ , (b) $c_{eq}$ .....	43
<b>Gambar 4.21</b> peforma suspensi pasif vs SAVGS: (a) percepatan suspensi, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban .....	46
<b>Gambar 4.22</b> pengaruh perubahan kecepatan terhadap peforma suspensi: (a) Percepatan sasis, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban .....	48

<b>Gambar 4.23</b> Komparasi sinyal input aktuator ( <i>dotted line</i> : konfigurasi 1, <i>dashed line</i> : konfigurasi 2, <i>solid line</i> : konfigurasi 3) .....	49
<b>Gambar 4.24</b> Komparasi peforma suspensi aktif SAVGS: (a) percepatan sasis, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban .....	50

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3.1</b> parameter-parameter pada permodelan <i>Quarter car</i> SAVGS .....	30
<b>Tabel 3.2</b> dimensi upper dan lower arm pada masing-masing konfigurasi SAVGS .....	31
<b>Tabel 4.3</b> konstanta persamaan polinomial $\alpha_n$ SAVGS .....	44

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dunia otomotif pada masa ini termasuk bagian yang tidak terpisahkan dengan kehidupan manusia. Selain sebagai penunjang aktifitas kehidupan, otomotif pada masa kini sudah dijadikan sebagai gaya hidup, hobi, dan sarana baru untuk bersosialisasi. Sebagai contoh, berbagai kegiatan *long riding* atau sering dikenal dengan istilah *touring* yang diadakan oleh suatu komunitas baik itu roda 4 atau 2 sebagai bentuk refreasing dari berbagai aktifitas kehidupan mereka. Selain itu, berbagai kegiatan positif lain seperti konser atau penggalangan dana sebagai bentuk bantuan untuk daerah atau masyarakat tertentu yang ditimpa bencana alam juga diadakan oleh komunitas tersebut. Namun, tentu juga ada beberapa kegiatan yang negatif, seperti tawuran, geng motor arogan dan lain-lain. Beberapa contoh diatas terkait dengan dunia otomotif.

Dunia otomotif sudah berkembang selama beberapa dekade. Sebagai contoh, dunia otomotif roda 4 dengan aplikasi berbagai fitur agar kenyamanan dan kestabilan kendaraan dapat ditingkatkan sehingga kendaraan dapat dikemudikan dengan baik. Berbagai fitur tersebut seperti aplikasi *power steering*, penerapan design baru pada suspensi dan lain-lain. Untuk suspensi kendaraan, juga terdiri atas beberapa tipe, yang diawali oleh suspensi tipe *mc person* seperti pada VW beetle model tahun 1970 sampai 1980-an, kemudian dikembangkan menjadi *double wishbone*, *multi-link*, *independent suspension*, dan lain-lain. Namun, seiring dengan kemajuan teknologi, aplikasi sistem kontrol pun juga diterapkan pada suspensi sehingga terdapat suspensi berjenis semi aktif dan aktif.

Terdapat berbagai jenis suspensi aktif, salah satu nya disebut Series Active Variable Geometry Suspension (SAVGS). Penelitian ini dilakukan untuk memahani mekanisme dan karakteristik dari SAVGS. Dengan demikian, setelah penelitian ini selesai, diharapkan pengetahuan mengenai cara kerja dari SAVGS, parameter yang berpengaruh terhadap karakteristik dari SAVGS

dan bagaimana respon dari SAVGS terhadap berbagai kondisi jalan dapat dipahami.

### **1.2 Rumusan Masalah**

- Bagaimana dimensi linkage mempengaruhi performa dari SAVGS?

### **1.3 Batasan Masalah**

- Suspensi yang dimodelkan berjenis double wishbone
- Penelitian diterapkan pada model  $\frac{1}{4}$  kendaraan.
- Desain kontroler menggunakan LQR

### **1.4 Tujuan Penelitian**

- Mengetahui pengaruh dimensi linkage terhadap performa dari SAVGS

### **1.5 Manfaat Penelitian**

- Dengan dilakukannya penelitian ini, diharapkan pengetahuan mengenai cara kerja dari SAVGS, parameter yang berpengaruh terhadap karakteristik dari SAVGS dan bagaimana respon dari SAVGS terhadap berbagai kondisi jalan dapat dipahami.

## **BAB 2**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Sejarah Perkembangan Suspensi Kendaraan**

Suspensi adalah kumpulan komponen yang berfungsi meredam getaran yang terjadi pada kendaraan akibat kondisi jalan yang tidak rata. Suspensi kendaraan terletak di antara bodi (sasis) dengan roda. Secara umum, sistem suspensi dapat dibedakan berdasarkan mekanisme kerja dan konstruksi.

##### **2.1.1 Berdasarkan Mekanisme Kerja.**

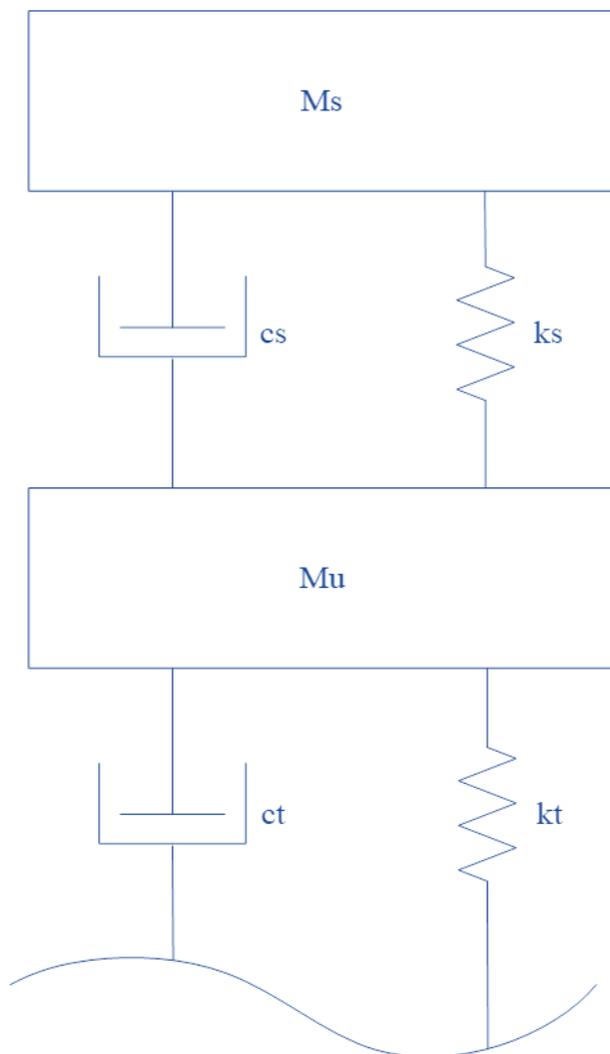
###### **2.1.1.1 Suspensi Pasif**

Jenis suspensi yang tidak memberikan usaha (gaya) untuk mengatur kondisi dari mekanisme *linkage*. Berdasarkan gambar 2.1, diketahui bahwa massa  $M_s$  akan memberikan gaya terhadap pegas dan damper dengan nilai  $k_s$  dan  $c_s$  tertentu, sedangkan  $k_t$  dan  $c_t$  kemudian bereaksi berdasarkan kondisi jalan. Resultan gaya kemudian terjadi pada massa  $M_u$  dan  $M_s$ , sehingga terjadi perubahan posisi  $M_s$  dan  $M_u$ . Massa  $M_s$ , mewakili massa dari sasis, spring dan shockbreaker. Kemudian, massa  $M_u$  mewakili massa dari lower arm, upper arm, dan roda.

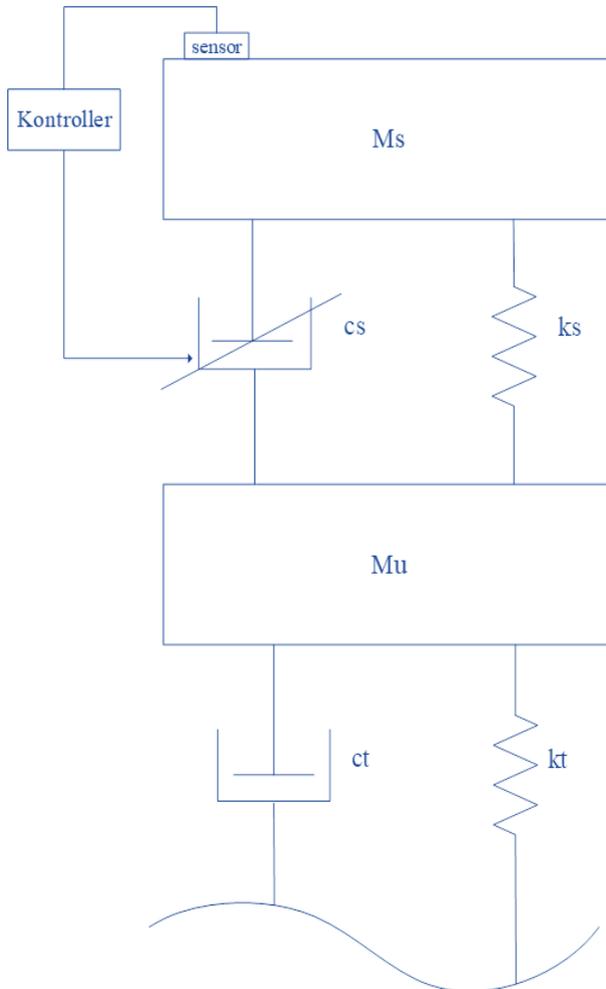
###### **2.1.1.2 Suspensi Semi Aktif**

Jenis suspensi yang secara tidak langsung memberikan usaha (gaya) untuk mengatur kondisi dari mekanisme linkage, dengan cara mengubah parameter-parameter yang berpengaruh terhadap resultan gaya pada  $M_s$  dan  $M_u$ . Salah satu jenis suspensi semi aktif, berkerja dengan mengubah nilai dari keefisien damping. Berdasarkan gambar 2.2, pada suspensi semi aktif terdapat sensor posisi yang dipasang pada  $M_s$ . Hasil sensing kemudian diterima oleh kontroller, kemudian kontroller memberi input terhadap aktuator sehingga terjadi perubahan nilai koefisien damping ( $c_s$ ).

Perubahan  $c_s$  menyebabkan terjadi resultan gaya pada  $M_s$  dan  $M_u$  bernilai sama untuk berbagai kondisi jalan. Kondisi tersebut menyebabkan perubahan posisi  $M_s$  dan  $M_u$  menjadi minimal, sehingga kenyamanan dan kestabilan kendaraan dapat ditingkatkan.



Gambar 2.1 model linier suspensi pasif



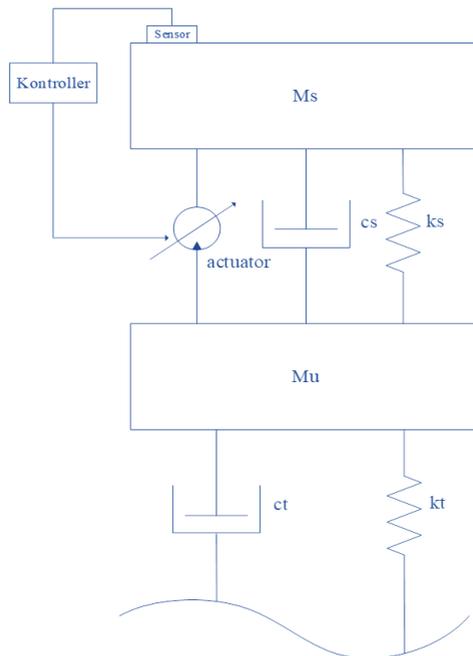
Gambar 2.2 model linier suspensi semi aktif

### 2.1.1.3 Suspensi Aktif

Jenis suspensi yang secara langsung memberikan usaha (gaya) untuk mengatur posisi dari mekanisme linkage, perubahan posisi linkage akan menghasilkan resultan gaya yang berbeda. Perubahan posisi linkage dilakukan dengan memasang suatu

aktuator. Salah satu jenis suspensi aktif adalah Series Active Variable Geometri Suspension (SAVGS).

Suspensi aktif bekerja dengan mengatur jarak antara  $M_s$  dengan  $M_u$ . Berdasarkan gambar 2.3, diketahui bahwa sensor dipasang pada  $M_s$ , hasil sensing kemudian diterima kontroller. Ketika  $M_s$  bergerak hingga posisi tertentu, kontroller mengirim sinyal ke aktuator untuk bergerak dengan jarak tertentu. Gerakan aktuator tersebut akan mempengaruhi posisi dari  $M_u$ . Perubahan posisi tersebut menyebabkan perubahan panjang spring dan kecepatan damping, sehingga akan menyebabkan resultan gaya pada  $M_s$  dan  $M_u$  bernilai sama untuk berbagai kondisi jalan. Dengan demikian, kenyamanan dan kestabilan kendaraan dapat ditingkatkan.



Gambar 2.3 model linier suspensi aktif

## **2.1.2 Berdasarkan Konstruksi.**

### **2.1.2.1 Suspensi Rigid.**

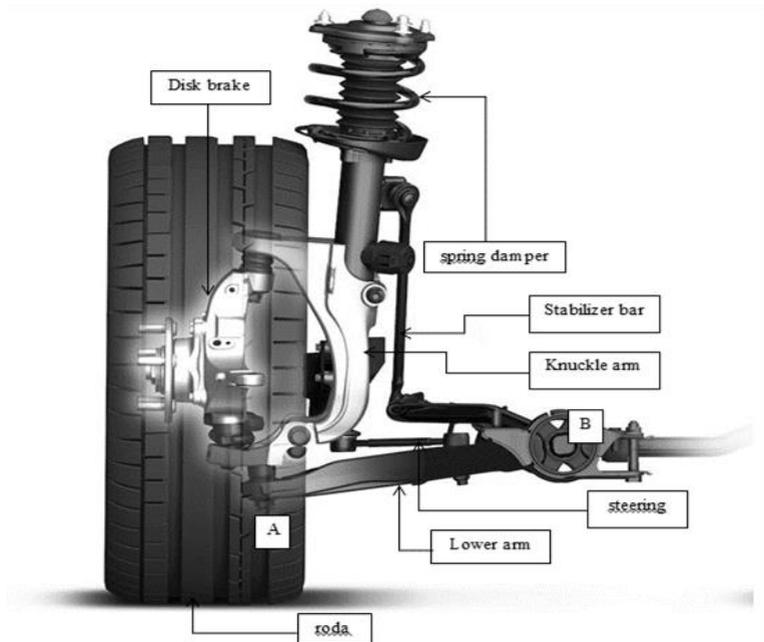
Pada suspensi ini, roda kiri dan kanan dihubungkan oleh *axle* tunggal. *Axle* kemudian dihubungkan ke sasis dengan spring dan damper. Secara umum, terdapat dua jenis spring yang digunakan, yaitu *leaf spring* dan *coil spring*. *Leaf spring* umumnya digunakan oleh truk, *pick up*, dan kendaraan barang lain.

### **2.1.2.2 Suspensi Independen.**

Pada suspensi ini, roda kiri dan kanan tidak dihubungkan secara langsung pada *axle* tunggal. Kedua roda dapat bergerak secara bebas tanpa saling mempengaruhi. Mekanisme *linkage* dihubungkan ke sasis dengan spring. Biasanya suspensi model bebas ini digunakan pada roda depan mobil penumpang dan truk kecil. Suspensi Independen secara umum terdiri 2 tipe, yaitu: *Mcpherson Strut* dan *Double Wishbone*.

#### **2.1.2.2.1 Tipe McPherson**

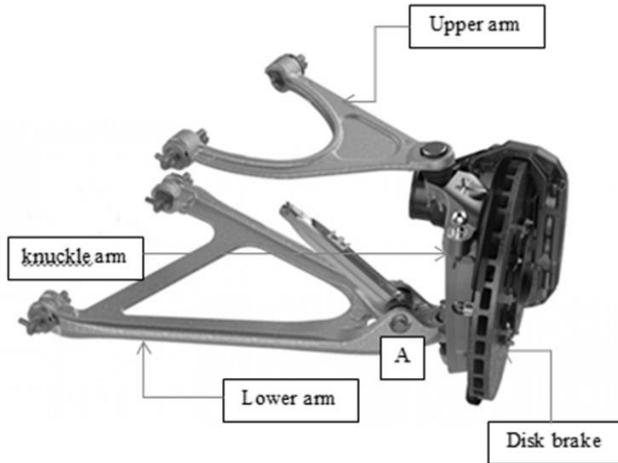
Suspensi tipe ini banyak digunakan pada roda depan. Berdasarkan gambar 2.4, diketahui konstruksi dari suspensi tipe *Mcpherson* adalah: *lower arm*, *stabilizer bar*, spring damper, *disk brake*, dan *knuckle arm*. Bagian B *lower arm* dipasang pada *suspension member* melalui *bushing* karet dan dapat bergerak naik turun, sedangkan bagian A dipasang ke *steering* dan *knuckle arm* melalui *ball joint*. Spring dan damper berperan menahan dan menyerap getaran yang ditimbulkan akibat kondisi jalan. *Stabilizer bar* berperan untuk menjaga kestabilan kendaraan. *Knuckle arm* berperan sebagai penempatan roda dan rem, sekaligus sebagai penghubung antara *disk brake* dengan *lower arm*, *steering*, dan spring damper.



Gambar 2.4 konstruksi suspensi Mcpherson

#### 2.1.2.2.2 Tipe *Double Wishbone*

Perkembangan dari suspensi *Mcpherson* adalah *Double Wishbone*. Suspensi *Double Wishbone* bertujuan untuk mengurangi perubahan pada sudut chamber akibat kondisi jalan. Berdasarkan gambar 2.5, diketahui konstruksi *Double Wishbone* terdiri atas *upper arm*, *upper arm*, *lower arm*, *disk brake*, dan *knuckle arm*. *Upper arm* dan *lower arm* dihubungkan ke *steering* dan *knuckle arm* dengan *ball joint*. *Knuckle arm* berfungsi sebagai penempatan roda dan rem. Suspensi dihubungkan ke sasis dengan menggunakan spring dan damper melalui bagian A.



Gambar 2.5 konstruksi suspensi double wishbone

## 2.2 Series Active Variable Geometri Suspension (SAVGS)

SAVGS memiliki berbagai kelebihan, tidak membutuhkan power yang besar untuk menggerakkan aktuator, tidak mempengaruhi *clearance* kendaraan, dan lain-lain.

Berdasarkan gambar 2.6, dapat disimpulkan bahwa SAVGS bekerja dengan memanfaatkan gerakan aktuator yang dihubungkan pada spring damper ( $EF$ ) oleh sebuah link  $FG$ . Gerakan aktuator menyebabkan perubahan posisi *linkage*. Hal ini bertujuan untuk mengurangi getaran yang diterima oleh *sprung mass* (bodi/sasis) kendaraan pada berbagai kondisi jalan.

### 2.3 Design SAVGS

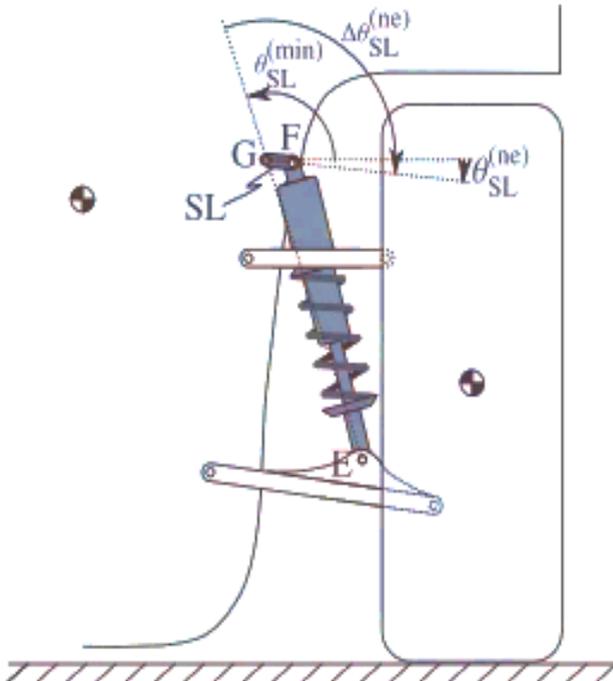
Untuk membuat permodelan  $\frac{1}{4}$  kendaraan SAVGS, terdapat beberapa design yang dikerjakan.

#### 2.3.1 Geometri Suspensi

Suspensi yang akan digunakan dalam uji SAVGS ini berjenis *double wishbone*. Design dari geometri suspensi diawali dengan membuat model non linier dari SAVGS. Selain itu, design dari geometri suspensi akan menghasilkan parameter rasio instalasi ( $R_{sus}$ ). Berdasarkan perubahan kondisi jalan ( $dI_z$ ) dan panjang

spring damper linier ( $dl_{sus}$ ), maka ( $R_{sus}$ ) dapat diketahui melalui persamaan:

$$(R_{sus}) = \frac{dl_{sus}}{dl_z} \quad (1)$$



Gambar 2.6 konstruksi SAVGS (Sumber: Carlos Arana,2016)

Kemudian, besarnya total gaya yang bekerja pada *shockbreaker* dan *unsprung mass* ( $m_u$ ) pada kondisi *static equilibrium* ( $se$ ) dapat diketahui dari persamaan:

$$\left( F_{sus}^{(se)} \times \Delta l_{sus} \right) + (m_u \times g \times \Delta Z_I) = F_{tZ}^{(se)} \times \Delta Z_H \quad (2)$$

dimana  $F_{sus}^{(se)}$  adalah besarnya gaya yang bekerja pada spring damper dan  $F_{tZ}^{(se)}$  merupakan gaya vertikal yang bekerja pada roda

pada kondisi *statis equilibrium*. Kondisi statis dicapai ketika resultan gaya pada suspensi bernilai 0 dan equilibrium dicapai ketika terjadi kesetaraan antara model linier dan model non linier. Kondisi ini akan dibahas pada subab 2.4. Kemudian, besarnya setiap gaya ditentukan oleh persamaan:

$$F_{sus}^{(se)} = k_s \times (l_{sus} - l_{sus}^{(se)}) \quad (3)$$

$$F_{tZ}^{(se)} = (m_s + m_u) \times g \quad (4)$$

Sedangkan nilai dari  $I_{sus}$  dapat diketahui dengan melakukan analisa kinematik berdasarkan model non linier dari SAVGS. Analisa kinematic diawali dengan membuat model non linier dari SAVGS.

Berdasarkan gambar 2.7, dapat diketahui diagram kinematika dari SAVGS. Sehingga, dengan mengetahui diagram kinematika model, maka dapat dilakukan analisa terhadap kinematika dari SAVGS. Kemudian, berdasarkan gambar 2.8, maka panjang suspensi ( $FJ$ ) dapat diketahui dengan persamaan:

$$I_{sus} = \sqrt{\{DG_z + [A] + [C]\}^2 + \{-DG_y + [D] + [B]\}^2} \quad (5)$$

dimana :

$$A : DJ \times \sin(\alpha_{la})$$

$$B : DJ \times \cos(\alpha_{la})$$

$$C : FG \times \sin(\alpha_{sl})$$

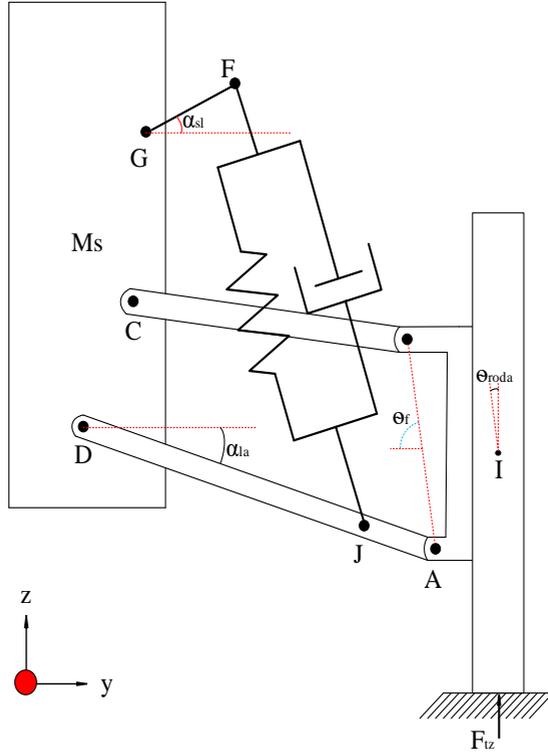
$$D : FG \times \cos(\alpha_{sl})$$

Kemudian, dengan menguraikan variable-variabel pada persamaan (1), maka  $R_{sus}$  dapat dihitung dengan persamaan:

$$R_{sus} = \frac{\partial l_{sus}}{\partial l_z} = \frac{\partial l_{sus}}{\partial \alpha_{la}} \times \frac{\partial \alpha_{la}}{\partial l_z} \quad (6)$$

Berdasarkan persamaan (6),  $\frac{\partial l_{sus}}{\partial \alpha_{la}}$  dapat diketahui dengan menurunkan persamaan (5) terhadap  $\alpha_{la}$ , sehingga:

$$\frac{\partial l_{sus}}{\partial \alpha_{la}} = \frac{1}{I_{sus}} \{ [\langle DG_z + C + (A \times D) \rangle] - [C \times (B - DG_y - D)] \} \quad (7)$$



Gambar 2.7 model non linier  $\frac{1}{4}$  kendaraan SAVGS  
Kemudian, bentuk  $\frac{\partial \alpha_{la}}{\partial I_z}$  dapat disesuaikan menjadi:

$$\frac{\partial \alpha_{la}}{\partial I_z} = 1 / \frac{\partial I_z}{\partial \alpha_{la}} \quad (8)$$



$$\theta_{roda} = \theta_f - \arccos\left(\frac{AC_y}{AC}\right) - \arccos\left(\frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2 \times AB \times AC}\right) \quad (10)$$

dengan  $\theta_f$  merupakan sudut antara  $AB$  dan garis vertikal ( $z$ ). Sedangkan  $\frac{\partial \theta_{roda}}{\partial \alpha_{la}}$  dapat diketahui dengan menurunkan  $\theta_{roda}$  terhadap  $\alpha_{la}$ , dimana untuk penurunan tersebut dibutuhkan  $\frac{\partial AC}{\partial \alpha_{la}}$  sehingga:

$$\frac{\partial AC}{\partial \alpha_{la}} = \frac{AD}{AC} \times \{[\sin(\alpha_{la}) \times CD_y] + [\cos(\alpha_{la}) \times CD_z]\} \quad (11)$$

Kemudian,  $AC$  dapat diketahui berdasarkan analisa kinematik pada linkage suspensi SAVGS, sehingga menghasilkan persamaan:

$$AC = \sqrt{\{AC_y\}^2 + \{AC_z\}^2} \quad (12)$$

### 2.3.2 Mekanisme *Single Link*

Mekanisme *single link* berfungsi untuk mengubah posisi dari spring damper. Dengan mengatur perubahan posisi dari spring damper, maka sudut-sudut yang terbentuk diantara *link* suspensi dengan *sprung mass* ikut berubah. Hal ini bertujuan untuk mengurangi osilasi yang diterima system suspensi akibat perubahan kondisi jalan. Dengan mengurangi tingkat osilasi tersebut, diharapkan kenyamanan dapat ditingkatkan. Selain itu, perubahan posisi spring damper akan menjaga traksi pada ban, sehingga kondisi understeer atau oversteer dapat dihindarkan dan kestabilan kendaraan terjaga.

Untuk dapat menggerakkan *single link*, dibutuhkan torsi dengan nilai tertentu. Besarnya torsi yang dibutuhkan tersebut berbanding lurus dengan besarnya kerja yang dilakukan oleh spring damper, hal ini dapat diketahui melalui persamaan:

$$T_{sl} \times \partial \alpha_{sl} = F_{sus} \times \partial I_{sus} \quad (13)$$

### 2.3.3 Mekanisme Road Disturbation

Mekanisme ini berfungsi sebagai gambaran tentang kondisi jalan, *design* bertujuan untuk memberikan efek osilasi pada *sprung* dan *unsprung mass*. Secara umum mekanisme ini terdiri dari sebuah cam yang digerakan oleh aktuator.

Cam menggambarkan kondisi jalan, sehingga roda akan menyentuh cam pada titik tertentu. Hal ini menyebabkan setiap gerakan cam akan mempengaruhi posisi roda secara vertikal. Pengaruh gerakan cam ( $\Delta\theta_{cam}$ ) terhadap posisi vertikal roda ( $Z_r$ ) dapat diketahui dari persamaan:

$$Z_r = \frac{h_{CAM}}{2} \times (1 - \Delta\theta_{CAM}) \quad (14)$$

dengan  $h_{CAM}$  sebagai jarak antara titik pusat rotasi cam dengan  $Z_r$ .

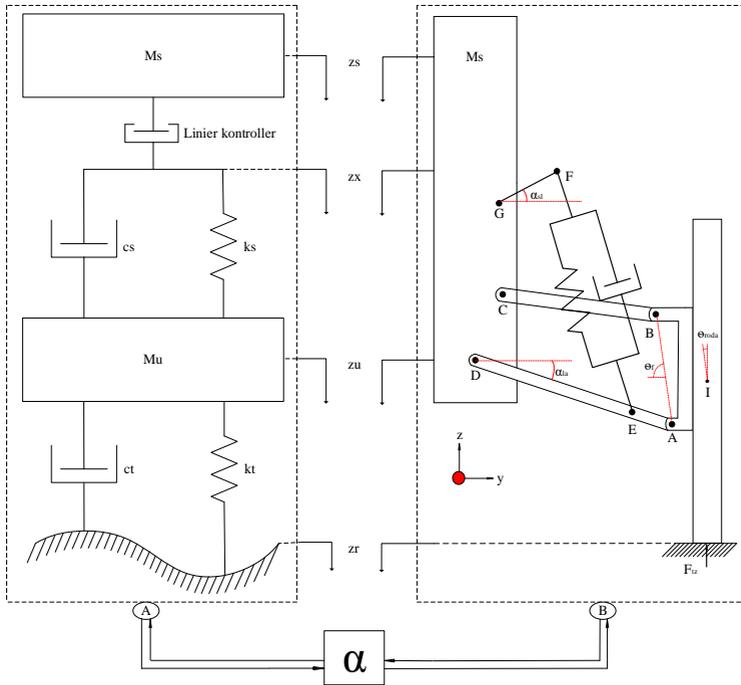
### 2.4 Design Sistem Kontrol

Seperti suspensi aktif pada umumnya, SAVGS juga dikendalikan oleh sistem kontrol. *Design* sistem kontrol dilakukan dengan mengonversikan model non linier menjadi model linier, dengan tujuan untuk mendapatkan *Linier Equivalent Model* dari sistem. Konversi dari model non linier menjadi linier menggunakan suatu konstanta tetap agar diperoleh nilai yang ekuivalen pada kedua model (Min Yuu ,2019).

Berdasarkan gambar 2.9, diketahui bahwa perubahan model dari non linier menjadi linier dilakukan melalui suatu konstanta konversi  $\alpha$ , dimana:

$$\alpha = \Delta z_{lin} / \Delta \alpha_{SL} \quad (15)$$

dengan  $\Delta z_{lin}$  merupakan gerakan aktuator pada model linier ( $mm/s$ ) dan  $\Delta \alpha_{SL}$  adalah gerak rotasi *single link* ( $rad/s$ ).



Gambar 2.9 konversi bentuk non linier menjadi linier pada SAVGS, (a) model linier (b) model non linier

Kemudian, dengan substitusi persamaan (3), (4), dan (7) ke (2), diketahui panjang suspensi pada model linier, dimana:

$$I_{sus}^{(eq)} = I_{sus} - \frac{m_s \times g}{k_{sus} \times R_{sus}}. \quad (16)$$

Gerak rotasi aktuator dari model non linier dengan gerakan linier aktuator pada model linier memiliki *output power* yang sama, sehingga:

$$T_{SL} \times \dot{\alpha}_{SL} = F_{sus}^{(eq)} \times \dot{z}_{lin} \quad (17)$$

dimana  $F_{sus}^{(eq)}$  merupakan gaya pegas pada model linier, diketahui dari persamaan:

$$F_{sus}^{(eq)} = R_{sus} \times F_{sus} \quad (18)$$

Karena  $F_{sus} = k_s \times \partial I_{sus}$ , maka:

$$F_{sus}^{(eq)} = k_{eq} \times \partial I_{sus}^{(eq)} \quad (19)$$

sehingga:

$$k_{eq} = (k_s \times R_{sus}^2) - \left[ F_{sus} \times R_{sus} \times \left( \frac{dR_{sus}}{dI_z} \right) \right] \quad (20)$$

Sedangkan koefisien damping equivalent ( $c_{eq}$ ) diketahui dari persamaan:

$$c_{eq} = c_s \times R_{sus}^2 \quad (21)$$

Kemudian, persamaan (15) diuraikan menjadi:

$$\alpha = \frac{dI_z}{dI_{sus}} \times \frac{dI_{sus}}{dI_{sl}} \quad (22)$$

sehingga substitusi persamaan (6) ke persamaan (22) menghasilkan persamaan baru untuk faktor konversi  $\alpha$ , dengan:

$$\alpha = \frac{1}{R_{sus}} \times \frac{\partial I_{sus}}{\partial \alpha_{sl}} \quad (23)$$

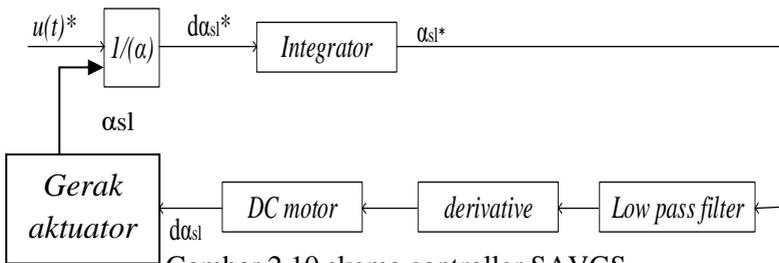
dan dengan mengetahui bahwa:

$$\dot{u} = \alpha \times \partial \alpha_{sl} \quad (24)$$

Maka substitusi persamaan (24) ke persamaan (25) menghasilkan persamaan:

$$\dot{u} = - \left( \frac{1}{R_{sus}} \times \frac{\partial I_{sus}}{\partial \alpha_{sl}} \right) \times d\alpha_{sl} \quad (25)$$

Berdasarkan persamaan (24), (25), dan (26), dapat dilakukan design terdapat sistem kontrol dari SAVGS. Berdasarkan gambar 2.10, koefisien  $u(t)^*$  merupakan output model linier SAVGS. dengan persamaan (25), dilakukan konversi sehingga dihasilkan  $d\alpha_{sl}^*$ , merupakan kecepatan putar single link. Kemudian dilakukan integrasi sehingga menghasilkan  $\alpha_{sl}^*$ , merupakan sudut single link. Sesuai dengan tujuan dari SAVGS, posisi single link berubah sesuai dengan kondisi permukaan jalan, dan DC motor bergerak pada kecepatan putar tertentu.



Gambar 2.10 skema controller SAVGS

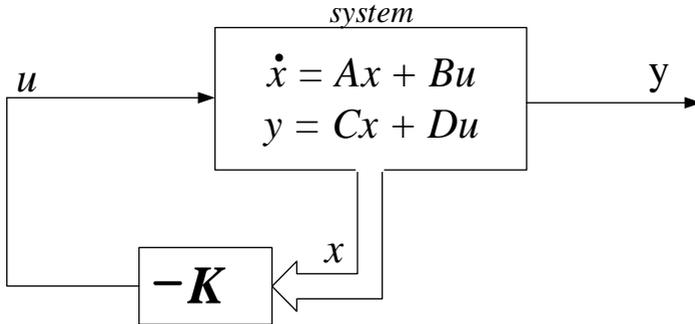
## 2.5 Linier Quadratic Regulator (LQR)

Dengan menentukan nilai vektor kendali optimal ( $t$ ) untuk sistem yang dinyatakan dalam persamaan state space, maka diperoleh indeks performansinya, sesuai persamaan

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (26)$$

Tujuan utama dari sistem kendali optimal adalah untuk meminimalkan indeks performansinya sehingga sistem menjadi stabil. Dengan menggunakan LQR, dapat diperoleh system kontrol optimal dengan memaksimalkan parameter” yang sudah ada.

Berdasarkan gambar 2.11, diketahui bahwa LQR bekerja dengan mengatur besar gain  $K$ , sehingga akan berpengaruh terhadap respon state space. Sedangkan proses tuning terhadap gain  $K$  dipengaruhi oleh matriks  $Q$  dan  $R$ .



Gambar 2.11 LQR Controller

Terdapat beberapa langkah yang dilakukan untuk men-design suatu sistem kontrol dengan menggunakan LQR, yaitu:

### 2.5.1 Menurunkan Persamaan Gerak dari Model non Linier menjadi Linier

Untuk menganalisa suatu sistem, terlebih dahulu harus didapatkan persamaan (model matematika) dari sistem yang akan mewakili unjuk kerja dari sistem tersebut. Dari persamaan tersebut kemudian direpresentasikan ke dalam persamaan ruang keadaan (state space). Persamaan dasar dari suatu representasi ruang keadaan adalah sebagai berikut:

$$\dot{x} = Ax(t) + Bu(t) \quad (27)$$

$$y = Cx(t) + Du(t) \quad (28)$$

Persamaan tersebut menjelaskan suatu kondisi ( $\dot{x}$ ) dan ( $y$ ) pada waktu tertentu ( $t$ ), dimana:

- (A) : matriks konstan berorde ( $n \times n$ ),
- (B) : matriks konstan berorde ( $n \times r$ ),
- (C) : matriks konstan berorde ( $m \times n$ ),
- (D) : matriks konstan berorde ( $m \times r$ ),
- (n) : jumlah variabel keadaan,
- (r) : jumlah masukan, dan
- (m) : menyatakan jumlah keluaran.

### 2.5.2 Menentukan Matriks $Q$ dan $R$

Kegiatan ini bertujuan untuk menemukan gain matriks  $Q$  dan  $R$  yang mampu meminimumkan indeks performansi kuadratik ( $J$ ) sesuai persamaan (27). Menentukan matriks  $Q$  dan  $R$  dilakukan secara trial and error hingga menghasilkan performa yang optimal.

### 2.5.3 Menentukan Matriks $P$

Berdasarkan penurunan persamaan Hamilton:

$$H = \frac{1}{2} x^T Q x + \frac{1}{2} u^T \hat{R} u + \lambda^T [Ax + Bu] \quad (29)$$

diperoleh persamaan:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ \dot{\lambda}(t) &= -Qx(t) - A^T \lambda(t) \end{aligned} \quad (30)$$

dan pada kondisi stasioner, penurunan persamaan Hamilton akan menghasilkan

$$\frac{\partial H}{\partial u} = \hat{R}u(t) + B^T \lambda = 0 \quad (31)$$

dengan:

$$\hat{R}u(t) = -B^T \lambda \quad (32)$$

$$u(t) = -\hat{R}^{-1} B^T \lambda \quad (33)$$

Dengan melakukan substitusi persamaan (34) pada persamaan (28), didapatkan matriks persamaan baru:

$$\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{\lambda} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & -B\hat{R}^{-1}B^T \\ -Q & -A^t \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \lambda \end{pmatrix}$$

Sedangkan penyelesaian  $\lambda(t)$  dapat diketahui dari persamaan:

$$\lambda(t) = P(t)x(t) \quad (34)$$

Persamaan (35) kemudian diturunkan, sehingga:

$$\dot{\lambda}(t) = \dot{P}x + P\dot{x} \quad (35)$$

Dengan melakukan substitusi dan penyelesaian menggunakan persamaan (30), (32), (33), (34), dan (35), maka diketahui persamaan baru yang disebut persamaan Ricatti

$$A^T P + PA - PB\hat{R}^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (36)$$

#### 2.5.4 Menentukan Nilai Gain Feedback $K$

Kegiatan ini bertujuan untuk mendapatkan matriks kontrol atas sistem. Nilai gain feedback  $K$  diketahui dari persamaan:

$$u(t) = -Kx(t) \quad (37)$$

Namun, berdasarkan langkah penurunan persamaan Ricatti, diketahui bahwa  $u(t)$  setara dengan  $-\hat{R}^{-1}B^T Px$ . Dengan penyelesaian secara matematis, matriks gain  $K$  dapat diketahui dengan persamaan:

$$u(t) = -\hat{R}^{-1}B^T Px(t) = -Kx(t),$$

dengan:

$$K = \hat{R}^{-1}B^T Px(t) \quad (38)$$

Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa tujuan utama dari design sistem kontrol adalah untuk mengetahui nilai gain  $K$  yang sesuai sehingga menghasikan system dapat menghasilkan output tertentu.

#### 2.6 Low Bandwidth Active Suspension (LBAS)

Pada prinsipnya, LBAS membatasi sinyal yang dihasilkan oleh kontroller ( $\alpha_{sl}^*$ ) untuk menghasilkan sinyal baru ( $\alpha_{sl}$ ) sebagai input pada aktuator. Sinyal dibatasi pada range tertentu menggunakan filter yang disebut *low pass filter*. Hal ini bertujuan agar dihasilkan sinyal yang baik sebagai input ke aktuator.

*Low pass filter* dapat dipahami berdasarkan persamaan:

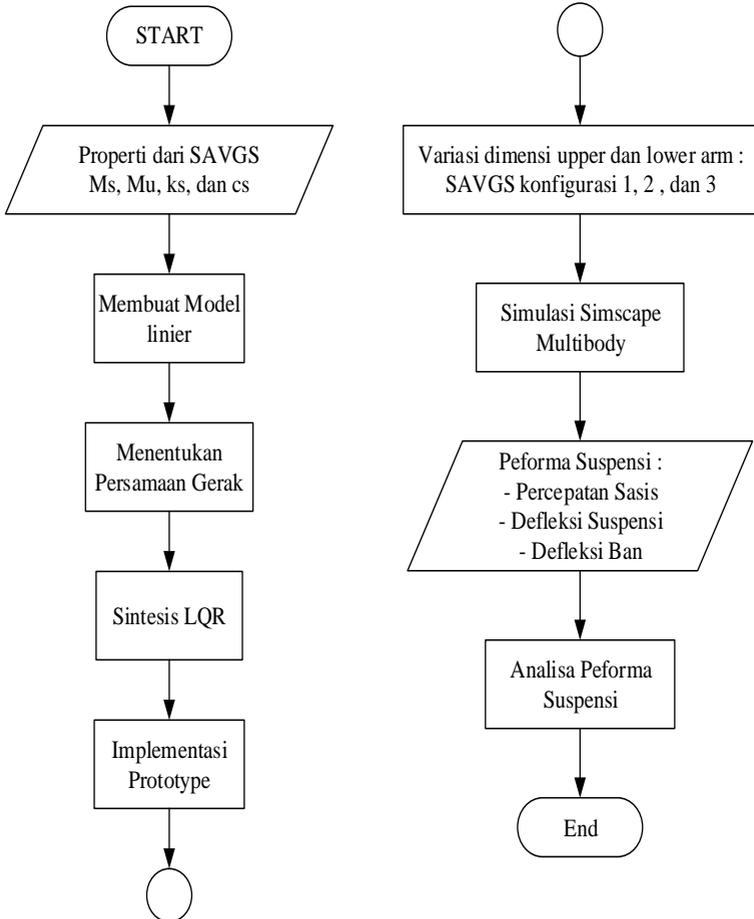
$$\ddot{u} + (2 \times \zeta_f \times w_c)\dot{u} + (w_c^2)u = (w_c^2)u^* \quad (39)$$

Frekuensi *cut off* ( $w_c$ ) ditetapkan pada range nilai tertentu, dan  $\zeta_f$  merupakan *low pass filter damping ratio*

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Flow Chart Penelitian

Gambar 3.12 menampilkan flowchart penelitian suspensi aktif SAVGS dengan controller LQR:



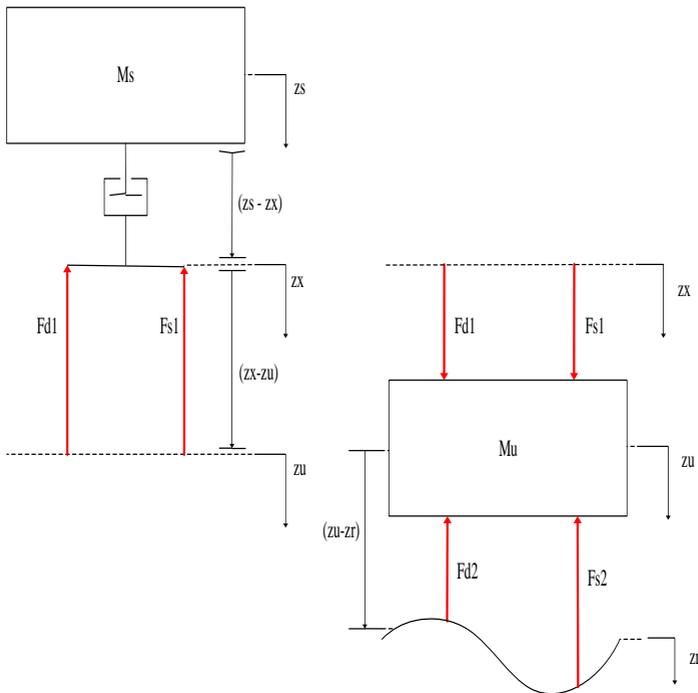
Gambar 3.12 flowchart penelitian SAVGS dengan kontrol LQR

### 3.2 Model Linier SAVGS

Dijelaskan pada gambar 2.9(a).

### 3.3 Penurunan Persamaan Gerak SAVGS

Penurunan persamaan gerak diawali dengan analisa gaya yang terjadi pada model linier SAVGS. Analisa gaya dilakukan melalui *free body diagram* berdasarkan model linier SAVGS. Gambar 3.13 menampilkan *free body diagram* dari model linier SAVGS:



Gambar 3.13 Free body diagram SAVGS

Berdasarkan gambar 3.13, diketahui bahwa  $z_s$  merupakan posisi dari sprung mass terhadap bidang  $z_r$ ,  $z_x$  merupakan posisi dari linier controller terhadap bidang  $z_r$ , dan  $z_u$  merupakan posisi

dari unsprung mass terhadap bidang  $z_r$ . Pada model linier tersebut, selain dipengaruhi oleh resultan gaya yang terjadi pada sprung mass dan unsprung mass, defleksi suspensi ( $z_s - z_u$ ) juga dipengaruhi oleh gerakan linier controller, sehingga:

$$(z_s - z_u) = (z_s - z_x) + (z_x - z_u) \quad (40)$$

dan dengan asumsi (1) bahwa " $z_s - z_x = u$ " dan (2) " $z_r = W$ ", maka:

$$\begin{aligned} \Sigma F &= m_s \times \ddot{z}_s \\ -k_s \times (z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) &= m_s \times \ddot{z}_s \\ k_s \times (z_x - z_u) + c_s(\dot{z}_x - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) - c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) \\ &= m_u \times \ddot{z}_u \end{aligned} \quad (41)$$

Substitusi asumsi (1), (2) pada persamaan (41) menghasilkan:

$$\begin{aligned} -k_s \times (z_s - z_u) - c_s \times (\dot{z}_s - \dot{z}_u) &= m_s \ddot{z}_s \\ k_s \times (z_s - z_u - u) + c_s \times (\dot{z}_s - \dot{z}_u - \dot{u}) - k_t \times (z_u - W) \\ - c_t \times (\dot{z}_u - \dot{W}) &= m_u \times \ddot{z}_u \end{aligned} \quad (42)$$

dimana:

$$\begin{aligned} z_u - W &: \text{defleksi ban} \\ \dot{z}_s &: \text{kecepatan gerak sprung mass } (m/s) \\ \dot{z}_u &: \text{kecepatan gerak unsprung mass } (m/s) \end{aligned}$$

Kemudian, dengan asumsi (3):

$$\begin{aligned}
z_s - z_u &= x_1 \\
z_u - W &= x_2 \\
\dot{z}_s &= x_3 \\
\dot{z}_u &= x_4
\end{aligned}$$

variabel-variabel tersebut di-subtitusikan ke persamaan (42), sehingga:

$$\begin{aligned}
-k_s x_1 - c_s(x_3 - x_4) &= m_s \dot{x}_3 \\
k_s(x_1 - u) + c_s(x_3 - x_4 - \dot{u}) - k_t x_2 - c_t(x_4 - \dot{W}) &= m_u \dot{x}_4
\end{aligned} \tag{43}$$

Sebagai suspensi aktif, terdapat sistem kontrol yang akan mengatur respon SAVGS terhadap berbagai kondisi jalan. *Design* sistem kontrol tersebut kemudian menggunakan LQR. Design sistem kontrol dengan LQR diawali dengan membuat persamaan state space dari model SAVGS tersebut.

### 3.4 Sintesis LQR

#### 3.4.1 Matriks SAVGS

Berdasarkan persamaan (45), terdapat 4 variabel yang digunakan pada persamaan state space, yaitu  $x_1, x_2, x_3,$  dan  $x_4$ , dimana:

$$\begin{aligned}
x_1 &: \text{defleksi suspensi } (m) \\
x_2 &: \text{defleksi ban } (m) \\
x_3 &: \text{kecepatan sprung mass } (m/s) \\
x_4 &: \text{kecepatan unsprung mass } (m/s)
\end{aligned}$$

Dengan menyusun persamaan tersebut ke dalam model state space, maka dapat diketahui matriks SAVGS, sehingga:

$$\dot{x} = Ax(t) + B_1W(t) + B_2u(t) \tag{44}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + [B1][W] - [B2][\dot{u}]$$

dengan :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_s/m_s & 0 & -c_s/m_s & c_s/m_s \\ k_s/m_u & -k_t/m_u & c_s/m_u & -c_s/m_u - c_t/m_u \end{bmatrix}$$

$$B1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ c_t/m_u \end{bmatrix}$$

$$B2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m_u + c_s/m_u \end{bmatrix}$$

Besar sinyal yang dihasilkan dari sistem kendali kemudian dapat ditentukan dengan menetapkan nilai gain  $Q$  dan  $R$ .

### 3.4.2 Menentukan Matriks $Q$ dan $R$ .

Setelah mengetahui matriks setiap persamaan gerak suspensi pasif dan SAVGS, langkah selanjutnya adalah menentukan matriks  $Q$  dan  $R$ . Namun, karena penentuan nilai matriks tersebut sulit dilakukan, maka nilai matriks dilakukan secara *trial and error* hingga menghasilkan performa yang dianggap optimal. Pada tahap awal, diagonal matriks  $Q$  dan  $R$  diberi nilai 1, sehingga:

$$Q = I_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, R = [1]$$

### 3.4.3 Menentukan Matriks $P$

Matriks  $P$  dapat ditentukan melalui persamaan Ricatti. Berdasarkan persamaan state space SAVGS, maka dapat disimpulkan bahwa matriks  $P$  adalah matriks berorde  $4 \times 4$ .

### 3.4.4 Matriks *Feedback* $K$

Matriks *feedback*  $K$  dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (39), sehingga:

$$K = [1][0 \quad 0 \quad 0 \quad 1/m_u + c_s/m_u][P]$$

Dengan orde matriks  $[P]$  pada sub bab 3.3.3.

### 3.5 Menentukan Matriks *Low Pass Filter*

Untuk mengetahui matriks *low pass filter*, dilakukan asumsi (4) dengan  $u = x_5$ ,  $\dot{u} = x_6$ , dan  $\ddot{u} = \dot{x}_6$ . Kemudian, dengan mengetahui bahwa ( $x_6 = \dot{x}_5$ ), dilakukan substitusi asumsi (4) ke persamaan (39), sehingga:

$$\dot{x}_6 + (2 \times \zeta_f \times w_c)x_6 + (w_c^2)x_5 = (w_c^2)u^* \quad (45)$$

Berdasarkan persamaan (45), matriks *low pass filter* dapat diketahui dengan menyusun persamaan tersebut dalam bentuk state space, sehingga:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -w_c^2 & -2 \times \zeta_f \times w_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ w_c^2 \end{bmatrix} [u^*]$$

### 3.6 Implementasi *Prototype*

Implementasi *design* sistem kontrol pada *prototype* bertujuan untuk mengetahui perbedaan yang terjadi antara suspensi pasif dengan SAVGS. Implementasi diterapkan pada model *Quarter Car tes rig* dengan suspensi jenis double wishbone. Berdasarkan gambar 3.14, diketahui model *prototype* ¼ kendaraan untuk penelitian SAVGS ini terdiri atas beberapa komponen:

- 1 : *chassis*
- 2 : *support railway*
- 3 : *shockbreaker*
- 4 : *railway*
- 5 : *base*
- 6 : motor servo 1
- 7 : *cam (single link)*
- 8 : roda
- 9 : *cam (road disturbance)*
- 10 : motor servo 2

Sedangkan *A* dan *B* secara berturut-turut merupakan upper dan lower arm. Model *prototype* tersebut di-design dengan spesifikasi tertentu. Beberapa data mengenai spesifikasi model *prototype* SAVGS dapat ditemui pada tabel 3.1.

Beban dengan massa tertentu ditempatkan pada bagian atas dari sasis, adanya beban menyebabkan sasis bergerak turun pada *railway*, namun gerak tersebut akan berhenti pada suatu waktu akibat adanya gaya pegas yang menahan gaya beban. Sementara komponen 7 berfungsi sebagai *single link*. Sasis dapat bergerak naik turun akibat dari perputaran komponen 9. Hal ini disebabkan karena komponen 9 tidak ditempatkan secara ko-sentris terhadap servo.

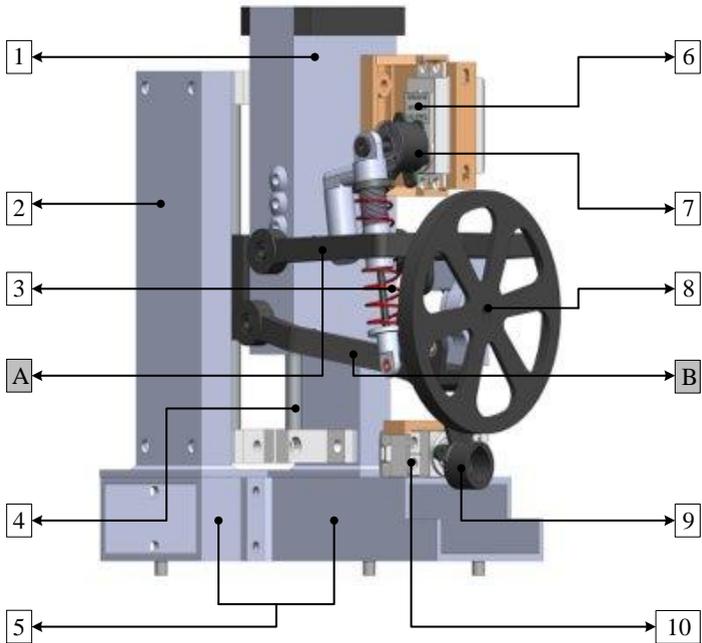
Koefisien elastisitas spring shockbreaker (N/m)	$k_s$	652.447
Koefisien damping shockbreaker (Ns/m)	$c_s$	42.265
Koefisien elastisitas ban	$k_t$	27500
Koefisien damping ban	$c_t$	3
Massa sasis (kg)	$m_s$	0.45727
Massa suspensi	$m_u$	0.19201
Frekuensi Cut Off (hz)	$f_c$	2.6
<i>Low Pass Filter damping ratio</i>	$\zeta_f$	0.707
<i>Low Pass Filter cut off frequency</i>	$w_c$	$2 \times \pi \times f_c$

Tabel 3.1 parameter-parameter pada permodelan *Quarter car* SAVGS

Pada model prototipe, variasi dapat dilakukan dengan mengatur putaran motor servo 2. Variasi putaran motor servo 2 menyebabkan SAVGS bergerak naik turun dengan kecepatan yang berbeda. Variasi tersebut bertujuan untuk mengetahui peforma dari prototype SAVGS.

### 3.7 Variasi Dimensi Upper dan Lower Arm

Variasi bertujuan untuk mengetahui pengaruh dimensi upper dan lower arm terhadap nilai konversi ( $\alpha$ ), rasio instalasi  $R_{sus}$ , nilai koefisien elastisitas ekuivalen ( $k_{eq}$ ), dan koefisien damping ( $c_{eq}$ ). Pada variasi ini, terdapat 3 jenis konfigurasi yang digunakan, dimana dimensi upper dan lower arm pada setiap



Gambar 3.14 konstruksi model protoype SAVGS

konfigurasi (*mm*) dijelaskan pada tabel 3.2. Karena variasi yang dilakukan hanya pada dimensi upper dan lower arm, maka perubahan dimensi upper dan lower arm yang terlalu ekstrim dapat menyebabkan perubahan pada sudut kemiringan roda ( $\theta_{roda}$ ). Sehingga perubahan dimensi upper dan lower dilakukan dengan tetap menjaga agar sudut  $\theta_{roda}$  tidak berubah ( $0^0$ ).

	Konfigurasi 1	Konfigurasi 2	Konfigurasi 3
Upper arm	80.5	80.5	81.5
Lower arm	100.5	118	100.5

Tabel 3.2 dimensi upper dan lower arm pada setiap konfigurasi SAVGS

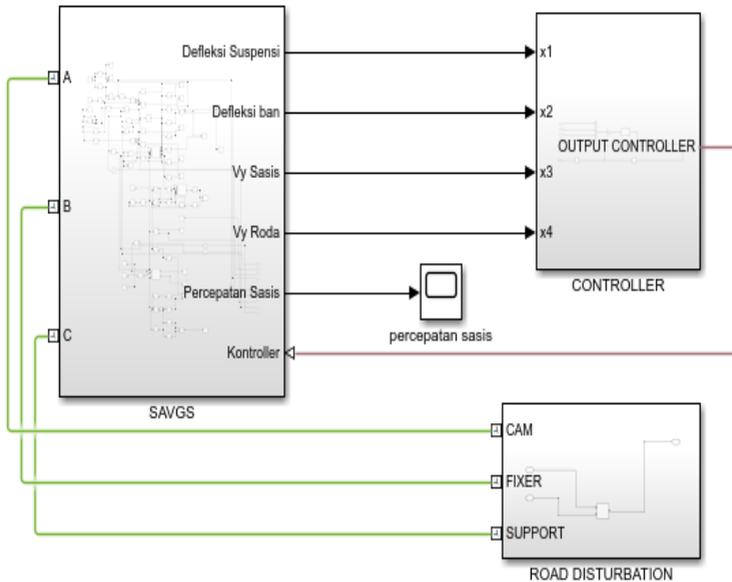
### 3.8 Simulasi Simscape Multibody

Pada implementasi prototype *Quarter car* SAVGS memiliki beberapa kekurangan dan kendala, sehingga menyebabkan pengujian performa SAVGS pada prototype tidak dapat dilakukan. Untuk mengatasi kondisi tersebut, dilakukan simulasi pada design dari *Quarter Car* SAVGS dengan menggunakan *Simscape Multibody* pada Matlab. *Simscape Multibody* adalah fitur pada matlab yang memungkinkan melakukan simulasi *physical model*. Untuk melakukan simulasi design SAVGS pada *Simscape Multibody*, parameter-parameter pada tabel 3.1 kemudian diimplementasikan pada *Simscape Multibody Link*. Selain itu, dilakukan penyesuaian terhadap beberapa settingan pada *Simscape Multibody* untuk mendapatkan hasil simulasi yang mampu mencerminkan performa dari prototype.

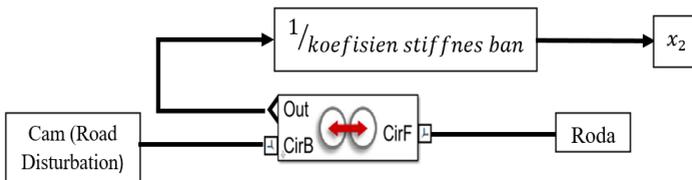
#### 3.8.1 Setting Parameter

Berdasarkan gambar 3.15, terdapat sistem SAVGS, dengan *road disturbance* sebagai input *disturbance* terhadap SAVGS. Perubahan kondisi yang terjadi pada SAVGS akibat *road disturbance* kemudian menjadi input ke controller. Sinyal tersebut kemudian diolah menjadi output controller, yaitu berupa gerak aktuator *single link*. Gerakan aktuator *single link* kemudian akan mengubah geometri dari SAVGS sesuai dengan kondisi jalan. Perubahan geometri SAVGS tersebut diharapkan mampu menjaga kestabilan sistem.

Berdasarkan gambar 3.15, terdapat beberapa parameter yang menjadi input ke controller, parameter  $x_1$  dapat diketahui berdasarkan defleksi suspensi pada model SAVGS. Kemudian, parameter  $x_2$  dapat diketahui berdasarkan defleksi yang terjadi pada ban. Untuk mengetahui defleksi yang terjadi pada ban, kondisi awal yang harus dicapai adalah bagaimana mendefinisikan kontak yang terjadi antara ban dengan *road disturbance*. Pada

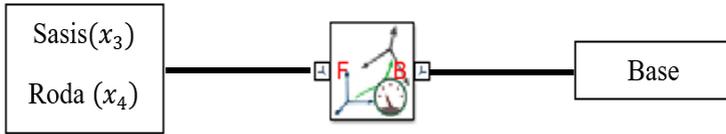


Gambar 3.15 permodelan SAVGS pada *Simscape Multibody*



Gambar 3.16 permodelan *Contact Force* pada *Simscape Multibody*

*Simscape Multibody Link*, kontak antara roda dan cam dapat didefinisikan dengan blok *Contact Force*. Sesuai dengan namanya, *Contact Force* mendefinisikan kontak antara dua permukaan pada simulink. Kontak yang terjadi dapat berupa kontak antar 2 lingkaran, lingkaran dengan persegi, antar 2 persegi, dan lain-lain. Berdasarkan gambar 3.16, blok *Contact Force* ini menghasilkan output berupa gaya yang terjadi antar 2 permukaan, sehingga untuk



Gambar 3.17 permodelan *transform sensor* pada *Simscape Multibody Link*.

mendefinisikan output sinyal  $x_2$ , output gaya pada *contact force* dikalikan dengan  $1/\text{koefisien stiffness}$  dari roda ( $k_t$ ).

Kemudian, terdapat parameter  $x_3$  dan  $x_4$  sebagai input ke kontroller. Parameter  $x_3$  merupakan kecepatan gerak sasis, sedangkan parameter  $x_4$  merupakan kecepatan roda. Pada kondisi real, parameter  $x_3$  dan  $x_4$  dapat diketahui dengan memasang sensor pada model. Sedangkan pada *Simscape Multibody Link*, peran sensor tersebut dilakukan oleh suatu blok yang disebut *Transform Sensor*. Sesuai dengan namanya, blok tersebut berfungsi seperti sensor untuk mengetahui besar setiap perubahan pada sistem SAVGS akibat gerakan dari *road disturbance*. Dengan menggunakan transform sensor, dapat diketahui perubahan posisi, kecepatan dan percepatan suatu sistem baik ke arah  $x, y$ , dan  $z$ .

Pada transform sensor, terdapat parameter *Base* dan *Follower*. Parameter base merupakan acuan dari pengukuran, sedangkan follower merupakan suatu sistem yang ingin diukur. Berdasarkan gambar 3.17, permodelan transform sensor pada *simscape multibody* menghasilkan parameter  $x_3$  dan  $x_4$

**BAB 4**  
**ANALISA DAN PEMBAHASAN**

**4.1 Analisa Pengaruh Variasi Dimensi Linkage**

**4.1.1 Contoh Perhitungan.**

Gambar 2.8 menampilkan analisa kinematika model SAVGS, dengan dimensi  $AB$  31.62 mm,  $CD_z$  30 mm,  $CD_y$  10 mm,  $FG$  5 mm,  $BC$  80.5 mm,  $AD$  100.5 mm,  $AJ$  31 mm,  $DG_y$  25 mm, dan  $DG_z$  70 mm. Besar sudut  $\theta_{roda}$  dijaga pada  $0^0$ , kondisi tersebut menyebabkan sudut lower arm ( $\alpha_{la}$ ) bernilai  $0,694^0$ . Kemudian, apabila  $DJ = AD - AJ$ , dimana  $DJ = 100.5 - 31 = 69.5$  mm, dan ketika sudut single link  $\alpha_{sl}$   $28.7^0$ , maka panjang suspensi  $FJ$  dapat diketahui dengan persamaan (5), dimana:

$$I_{sus} = \sqrt{\{70 + [A] + [C]\}^2 + \{-25 + [D] + [B]\}^2}$$

dengan:

$$A : 69,5 \times \sin(0,694) = 0,842$$

$$B : 69,5 \times \cos(0,694) = 69,495$$

$$C : 5 \times \sin(28,7) = 2,401$$

$$D : 5 \times \cos(28,7) = 4,386$$

sehingga:

$$FJ = 83.50611444 \text{ mm}$$

Kemudian,  $\frac{\partial l_{sus}}{\partial \theta_{la}}$  dapat diketahui dengan menurunkan persamaan (5) terhadap  $\alpha_{la}$ , sehingga:

$$\frac{\partial l_{sus}}{\partial \alpha_{la}} = \frac{1}{I_{sus}} \{[(70 + C + (A \times D))] - [C \times (B - 25 - D)]\}$$

$$\frac{\partial l_{sus}}{\partial \alpha_{la}} = 60.54940535$$

Kemudian,  $\frac{\partial \alpha_{la}}{\partial I_z}$  disesuaikan menjadi:

$$\frac{\partial \alpha_{la}}{\partial I_z} = \frac{1}{\frac{\partial I_z}{\partial \alpha_{la}}}$$

Sedangkan besar  $\frac{\partial I_z}{\partial \alpha_{la}}$  dapat diketahui dari penurunan persamaan  $I_z$  terhadap  $\alpha_{la}$ , dimana  $I_z$  merupakan perubahan posisi titik tengah roda. Besar nilai  $\frac{\partial I_z}{\partial \alpha_{la}}$  dapat diketahui dari persamaan:

$$\frac{\partial I_z}{\partial \alpha_{la}} = \left\{ \frac{\partial \theta_{roda}}{\partial \alpha_{la}} [E - F] \right\} - AD \times \cos(\Delta \alpha_{la})$$

dimana:

$$E : AI_y \times \cos(\theta_{roda})$$

$$F : AI_z \times \cos(\theta_{roda})$$

dengan  $AI_y$  19 mm dan  $AI_z$  14.75 mm diketahui berdasarkan dimensi dari model SAVGS, sedangkan  $\frac{d\theta_{roda}}{d\alpha_{la}}$  diketahui dari penurunan persamaan sudut yang dibentuk oleh garis tengah roda dengan sumbu vertikal. Besar  $\theta_{roda}$  dapat diketahui dengan persamaan:

$$\theta_{roda} = \theta_f - \arccos\left(\frac{AC_y}{AC}\right) - \arccos\left(\frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2 \times AB \times AC}\right)$$

Besar sudut  $\theta_f$  71.56<sup>0</sup> diketahui berdasarkan dimensi dari model SAVGS, sedangkan  $AC$  diketahui berdasarkan analisa kinematik dari model SAVGS. Berdasarkan gambar 4.18, maka besar  $AC$  dapat diketahui dengan persamaan:

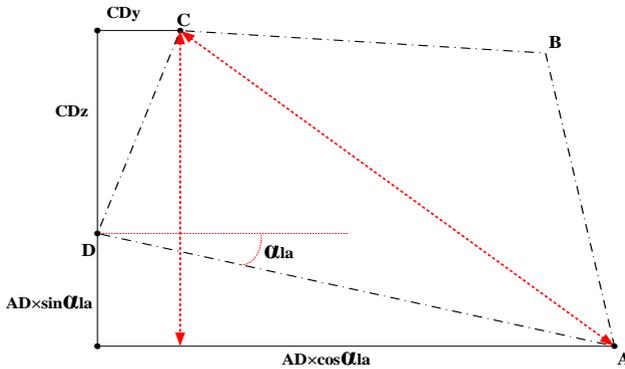
$$AC = \sqrt{\{AC_y\}^2 + \{AC_z\}^2}$$

$$AC = \sqrt{\{[\cos(\alpha_{la}) \times AD] - CD_y\}^2 + \{[\sin(\alpha_{la}) \times AD] + CD_z\}^2}$$

dengan  $CD_z$  30 mm,  $AD$  100.5 mm, dan  $CD_y$  10 mm, maka:

$$AC = \sqrt{\{[\cos(0.694) \times 100.5] - 10\}^2 + \{[\sin(0.694) \times 100.5] + 30\}^2}$$

$$AC = 95.7528 \text{ mm}$$



Gambar 4.18 analisa kinematika *linkage* SAVGS

Kemudian, untuk mendapatkan persamaan  $\frac{d\theta_{roda}}{d\alpha_{la}}$ , bentuk  $\frac{d\theta_{roda}}{d\alpha_{la}}$  diuraikan terlebih dahulu, sehingga:

$$\frac{d\theta_{roda}}{d\alpha_{la}} = \frac{d\theta_{roda}}{dAC} \times \frac{dAC}{d\alpha_{la}}$$

dengan  $\frac{\partial AC}{\partial \alpha_{la}}$  diketahui dari persamaan:

$$\frac{\partial AC}{\partial \alpha_{la}} = \frac{AD}{AC} \times \{[\sin(\alpha_{la}) \times CD_y] + [\cos(\alpha_{la}) \times CD_z]\}$$

sehingga:

$$\frac{\partial AC}{\partial \theta_{la}} = \frac{100.5}{95.7528} \times \{[\sin(0.694) \times 10] + [\cos(0.694) \times 300]\}$$

$$\frac{\partial AC}{\partial \theta_{la}} = 31.62105439 \text{ mm}$$

Kemudian,  $\frac{d\theta_{roda}}{dAC}$  dapat diketahui dengan menurunkan persamaan (10) terhadap  $AC$ , dimana:

$$\frac{d\theta_{roda}}{dAC} = \left\{ \left( \frac{(4 \times AB \times AC^2) - [(AB^2 + AC^2 - BC^2) \times (2 \times AB)]}{4 \times AB^2 \times AC^2} \right) \frac{1}{p} \right\}$$

dengan  $p$ :

$$p = \frac{\left( \sqrt{1 - \left( \frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2 \times AB \times AC} \right)^2} \right) + \left( \frac{AC^2}{AC_y} \right) - \left( \frac{1}{AC} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{AC_y}{AC} \right)^2}}$$

kemudian diketahui  $BC$  80.5 mm, sehingga berdasarkan penurunan persamaan-persamaan tersebut, maka:

$$\frac{d\theta_{roda}}{d\alpha_{la}} = 1.065414829$$

Dengan demikian, persamaan (9) dapat ditentukan, sehingga:

$$\frac{\partial I_z}{\partial \theta_{la}} = \{1.065414829 \times [19 \times \cos(0) - 14.75 \times \sin(0)]\} + 100.5 \times \cos(0.694)$$

$$\frac{\partial I_z}{\partial \theta_{la}} = 20.243 + 100.4926$$

$$\frac{\partial I_z}{\partial \theta_{la}} = 120.7352$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, maka besar  $R_{sus}$  dapat diketahui, dimana:

$$R_{sus} = \frac{\partial l_{sus}}{\partial I_z} = \frac{\partial l_{sus}}{\partial \theta_{la}} \times \frac{\partial \theta_{la}}{\partial I_z}$$

$$R_{sus} = 60.54940535 \times 1/120.7352$$

$$R_{sus} = 0.502$$

Setelah mengetahui besar  $R_{sus}$ , maka besar koefisien elastisitas ekuivalen spring  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$  dapat diketahui. Berdasarkan persamaan (20), dimana:

$$k_{eq} = (k_s \times R_{sus}^2) - [F_{sus} \times R_{sus} \times (dR_{sus}/dI_z)]$$

dan  $F_{sus}$  merupakan sprung mass, sehingga  $F_{sus}$  6.4928 N. Apabila  $\frac{dR_{sus}}{dI_z}$  2.03564944, maka:

$$k_{eq} = (652.447 \times (0.502)^2) - [4.4928 \times 0.502 \times (2.03564944)]$$

$$k_{eq} = 164.42 - 4.5912$$

$$k_{eq} = 159.83$$

sedangkan koefisien damping equivalent ( $c_{eq}$ ) diketahui dari persamaan (21), sehingga:

$$c_{eq} = c_s \times R_{sus}^2$$

$$c_{eq} = 42.265 \times (0.4756)^2$$

$$c_{eq} = 9.560147$$

Setelah mengetahui besar nilai  $R_{sus}$ ,  $k_{eq}$ , dan  $c_{eq}$ , maka perhitungan dilanjutkan untuk menghitung besaran nilai koefisien  $\alpha$ . Koefisien  $\alpha$  dapat dihitung berdasarkan persamaan (22), dimana  $\frac{dI_{sus}}{d\alpha_{sl}}$  merupakan penurunan persamaan  $I_{sus}$  terhadap  $\alpha_{sl}$ , sehingga:

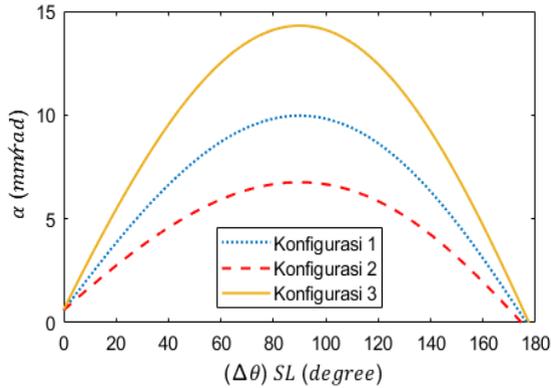
$$\alpha = \left( \frac{1}{0.502} \times 4.99 \right)$$

$$\alpha = 9.94024 \text{ mm}/rad.$$

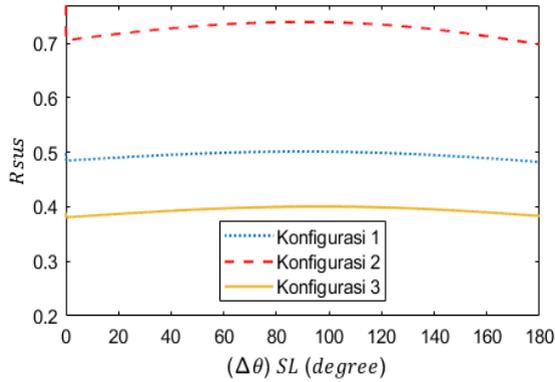
#### 4.1.2 Hasil Variasi Dimensi Upper dan Lower Arm

Berdasarkan gambar 4.19(a), diketahui bahwa nilai  $\alpha$  tertinggi dicapai pada sudut single link  $90^\circ$ . Dengan membandingkan ketiga konfigurasi, maka nilai  $\alpha$  tertinggi dicapai pada konfigurasi 3. Kemudian, pada gambar 4.19(b) diketahui bahwa nilai  $R_{sus}$  tertinggi dicapai pada konfigurasi 2. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa lower arm dengan dimensi yang lebih panjang menghasilkan nilai koefisien  $\alpha$  yang semakin kecil, dan dimensi upper arm yang lebih panjang akan menghasilkan  $R_{sus}$  yang lebih besar.

Berdasarkan penjelasan diatas, dapat disimpulkan bahwa perubahan dimensi upper dan lower arm akan berpengaruh terhadap koefisien  $\alpha$ . Berdasarkan gambar 19(a), SAVGS konfigurasi 1 memiliki nilai maksimum koefisien  $\alpha$  sebesar  $9.9024 \text{ mm}/rad$ , sedangkan perubahan dimensi lower arm yang lebih panjang pada konfigurasi 2 menyebabkan penurunan nilai koefisien  $\alpha$  menjadi  $5.125 \text{ mm}/rad$ . Dengan demikian, perubahan dimensi lower arm yang diterapkan pada model prototype SAVGS ini menyebabkan penurunan nilai koefisien  $\alpha$



(a)



(b)

Gambar 4.19 Pengaruh perubahan dimensi upper dan lower arm terhadap (a)  $\alpha$ , (b)  $R_{sus}$  sebesar 51.76%. Sedangkan perubahan dimensi upper arm yang lebih panjang pada konfigurasi 3 menyebabkan kenaikan nilai koefisien  $\alpha$  menjadi  $14.306 \text{ mm/rad}$ . Dengan demikian, perubahan dimensi upper arm yang diterapkan pada model prototype SAVGS ini menyebabkan kenaikan nilai koefisien  $\alpha$  sebesar 44.47%.

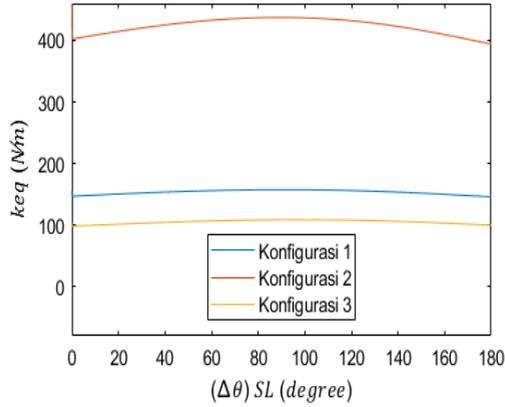
Kemudian, pada gambar 4.19(b), diketahui rasio instalasi konfigurasi 3 ( $R_{sus}'''$ ) memiliki nilai terkecil, sedangkan pada

konfigurasi 2 memiliki nilai ( $R_{sus}''$ ) terbesar. Perubahan dimensi lower arm yang lebih panjang pada model prototype SAVGS ini menyebabkan kenaikan nilai  $R_{sus}$  sebesar 24.987%. Sedangkan perubahan dimensi upper arm yang lebih panjang pada model SAVGS ini menyebabkan penurunan nilai  $R_{sus}$  sebesar 19.62%. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa lower arm yang lebih panjang menyebabkan kenaikan nilai  $R_{sus}$ , dan upper arm yang lebih panjang menyebabkan penurunan nilai  $R_{sus}$ .

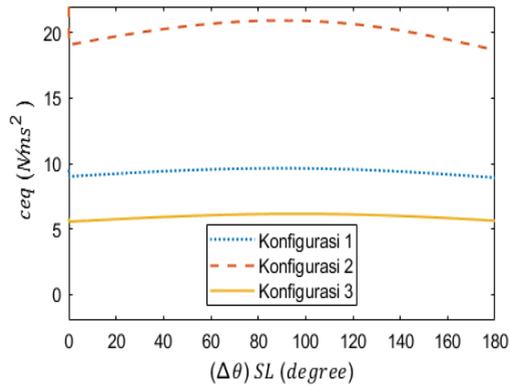
Berdasarkan gambar 4.19(a), diketahui bahwa besar koefisien  $\alpha$  berubah sesuai dengan perubahan sudut single link. Dengan demikian, untuk mengetahui hubungan antara nilai koefisien  $\alpha$  dengan  $\alpha_{sl}$ , maka grafik pada gambar 4.19(a) dapat dirubah dalam bentuk persamaan polinomial. Masalah yang dihadapi ketika mendefinisikan suatu grafik dalam sebuah persamaan adalah tingkat ketelitian yang diinginkan. Pada kasus ini, diharapkan persamaan yang diinginkan mampu mencakup sebanyak mungkin data yang ada pada grafik. Kondisi ini memungkinkan polinomial yang dihasilkan memiliki orde yang lebih tinggi. Pada kondisi ini, digunakan polinomial ber-orde 4. Kemudian, dengan menggunakan metode numerik, dapat diketahui persamaan polinomial koefisien  $\alpha$  untuk masing-masing konfigurasi n SAVGS ( $\alpha_n$ ):

$$\alpha_n = A_0 + A_1\theta_{SL} + A_2\theta_{sl}^2 + A_3\theta_{sl}^3 + A_4\theta_{sl}^4$$

sedangkan nilai setiap konstanta pada masing-masing konfigurasi SAVGS kemudian dijelaskan pada tabel 4.3. Setelah mengetahui persamaan polinomial dari grafik  $\alpha$  pada masing-masing konfigurasi, maka dilakukan pengujian terhadap persamaan polinomial tersebut. Pengujian yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui perbandingan antara nilai koefisien  $\alpha$  yang didapat dari persamaan polinomial ( $\alpha_p$ ) dengan data grafik.



(a)



(b)

Gambar 4.20 Pengaruh perubahan dimensi upper dan lower arm terhadap (a)  $k_{eq}$ , (b)  $c_{eq}$

Hasil pengujian menunjukkan bahwa polinomial memiliki 99% data yang ada pada grafik. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa persamaan polinomial pada tabel 4.3 sudah mewakili grafik pada gambar 4.19(a), sehingga dapat digunakan pada sistem controller.

	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$
$A_0$	0,596267312	0,513809865	0,37086732
$A_1$	0,206823652	0,230107389	0,296806294
$A_2$	-8,95522E-06	-0,001102713	-0,001490597
$A_3$	-1,23993E-05	-1,63537E-06	-1,24549E-06
$A_4$	3,25016E-08	2,18073E-09	6,88891E-10

Tabel 4.3 konstanta persamaan polinomial  $\alpha_n$  SAVGS

Perubahan dimensi upper dan lower arm juga berpengaruh terhadap model linier dari SAVGS. Berdasarkan gambar 4.20(a) dan 4.20(b), diketahui bahwa nilai  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$  tertinggi pada konfigurasi 2, dan tertendah pada konfigurasi 3. Apabila gambar 20 dibandingkan dengan gambar 19, dapat disimpulkan bahwa terdapat hubungan berbanding lurus antara perubahan  $R_{sus}$  dengan  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$ , dan hubungan yang berbanding terbalik antara perubahan nilai koefisien  $\alpha$  dengan nilai  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$ .

Besar nilai  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$  akan berpengaruh terhadap perpindahan *sprung mass* dan *unsprung mass* pada model linier. Nilai  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$  yang semakin besar menghasilkan perpindahan *sprung* dan *unsprung mass* yang kecil, dan begitu pun sebaliknya.

Hasil variasi dimensi upper dan lower arm yang sudah dilakukan memberikan pengaruh terhadap faktor konversi  $\alpha$ ,  $R_{sus}$ , nilai  $k_{eq}$  dan  $c_{eq}$ . Berdasarkan gambar 10, dapat disimpulkan bahwa perbedaan faktor konversi  $\alpha$  akan memberikan pengaruh terhadap respon dari aktuator *single link*. Kondisi tersebut menghasilkan hipotesis bahwa:

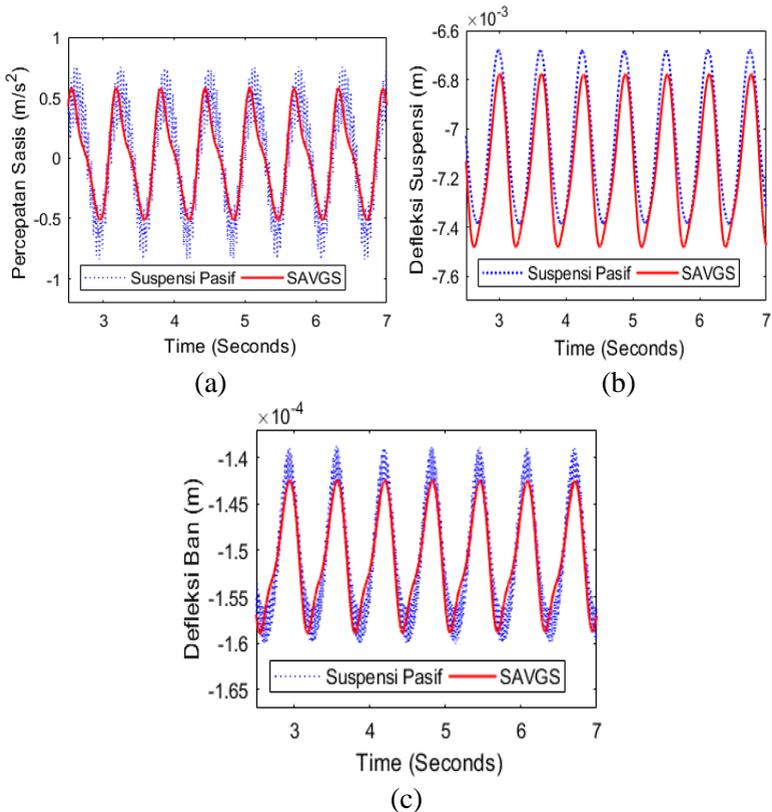
- Dengan  $\alpha$  yang kecil akan menyebabkan sinyal input ke aktuator menjadi lebih besar, begitu pun sebaliknya.
- Sinyal input aktuator *single link* yang besar akan menghasilkan gerakan aktuator yang lebih responsif.
- Berdasarkan ketiga konfigurasi SAVGS tersebut, SAVGS konfigurasi 2 memiliki aktuator yang paling responsif.

Hipotesis tersebut kemudian dibuktikan dengan melakukan simulasi model SAVGS pada *Simscape Multibody Link*.

## 4.2 Analisa Simulasi SAVGS

Simulasi SAVGS pada *Simscape Multibody Link* ini bertujuan untuk mengetahui performa dari suspensi aktif tersebut. Sedangkan performa suspensi dapat dinilai dari percepatan sasis, defleksi ban, dan defleksi suspensi. Percepatan sasis menandakan kenyamanan kendaraan. Semakin rendah percepatan sasis, menandakan bahwa sasis tidak bergerak secara tiba-tiba ketika kendaraan melwati jalan dengan kondisi yang buruk. Kemudian, defleksi ban menandakan keamanan kendaraan. Setiap kendaraan memiliki design dengan tujuan penggunaan yang berbeda – beda, sehingga batas performanya pun juga berbeda. Sebagai contoh, kendaraan yang di – design untuk menempuh medan perkotaan, apabila mengalami defleksi ban seperti pada kendaraan off – road, dimana terjadi gaya yang besar pada ban, maka kesetimbangan posisi kendaraan menjadi terganggu. Kondisi ini menyebabkan ban tidak akan menyentuh permukaan jalan, sehingga berpotensi menimbulkan kondisi *oversteer* atau *understeer*. Kondisi tersebut akan menyulitkan pengemudi untuk mengendalikan kendaraan.

Berdasarkan gambar 4.21, sistem suspensi berfluktuasi mengikuti *road disturbance*. Pada model SAVGS, sinyal kemudian diterima oleh controller, lalu menghasikan gerak aktuator dengan besar sudut tertentu. Kondisi ini kemudian menghasilkan respon yang berbeda pada SAVGS. Pada gambar 4.21(a), defleksi suspensi SAVGS berfluktuasi dengan amplitudo lebih kecil daripada suspensi pasif, percepatan sasis SAVGS memiliki nilai tengah (median) sebesar  $0.01434 \text{ m/s}^2$ , sedangkan suspensi pasif memiliki median sebesar  $0.01552 \text{ m/s}^2$ . Kondisi tersebut menandakan bahwa percepatan sasis pada model SAVGS 7.6% lebih rendah dibandingkan dengan suspensi pasif. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa kenyamanan yang dicapai oleh SAVGS lebih tinggi dibandingkan suspensi pasif.



Gambar 4.21 performa suspensi pasif vs SAVGS: (a) percepatan suspensi, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban

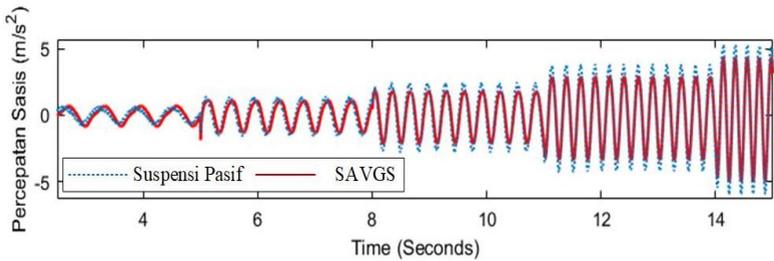
Kemudian, berdasarkan gambar 4.21(b), fluktuasi defleksi suspensi pada model SAVGS lebih tinggi dibandingkan suspensi pasif. Fluktuasi defleksi suspensi pada model SAVGS memiliki median sebesar  $-0.007059$  m, sedangkan pada model pasif, fluktuasi defleksi suspensi memiliki median sebesar  $-0.006984$  m. Dengan demikian, defleksi suspensi pada model SAVGS 1.175% lebih tinggi dibandingkan dengan suspensi pasif. Kondisi ini sebagai konsekuensi dari gerakan aktuator pada SAVGS. Aktuator memberikan respon yang lebih cepat terhadap perubahan

kondisi jalan, sehingga menyebabkan perubahan pada kesetimbangan suspensi. Selain memberikan pengaruh terhadap defleksi suspensi, gerak aktuator juga memberikan pengaruh terhadap defleksi ban, sesuai dengan gambar 4.21(c). Dengan demikian, dapat disimpulkan suspensi aktif SAVGS memberikan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi pasif, namun memberikan defleksi yang lebih tinggi terhadap suspensi dan ban.

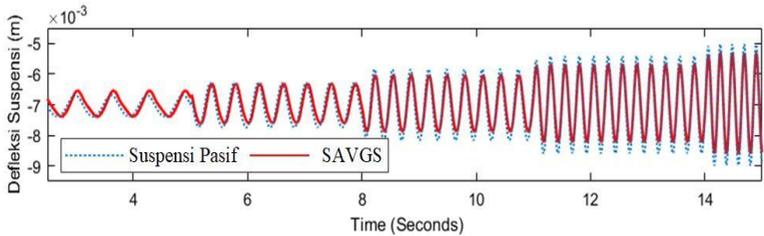
Setelah mengetahui perbandingan performa antara suspensi pasif dengan suspensi SAVGS pada kondisi kecepatan tetap, maka simulasi dilanjutkan dengan melakukan variasi pada kecepatan aktuator *road disturbance*, dengan tujuan untuk mengetahui perbandingan performa antara suspensi pasif dan aktif pada kecepatan yang berbeda. Pada simulasi ini, kecepatan aktuator *road disturbance* ditingkatkan hingga mencapai 30 rad/s.

Perubahan kecepatan putar aktuator menyebabkan terjadi perbedaan respon pada suspensi SAVGS. Berdasarkan gambar 4.22(a), percepatan sasis mengalami peningkatan *peak* amplitudo ketika kecepatan putar *road disturbance* semakin bertambah, namun *peak* amplitudo yang dihasilkan oleh SAVGS lebih rendah dibandingkan suspensi pasif. Pada gambar 22(a), *peak* amplitudo yang dihasilkan oleh suspensi aktif SAVGS 17.64% lebih rendah dibandingkan suspensi pasif. Kondisi ini menandakan bahwa ketika melewati suatu jalan dengan permukaan tak rata, performa SAVGS akan mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, namun performa yang dihasilkan SAVGS tersebut tetap lebih baik dibandingkan suspensi pasif pada kondisi yang sama. Kondisi ini kemudian didukung oleh gambar 4.22(b) dan 4.22(c).

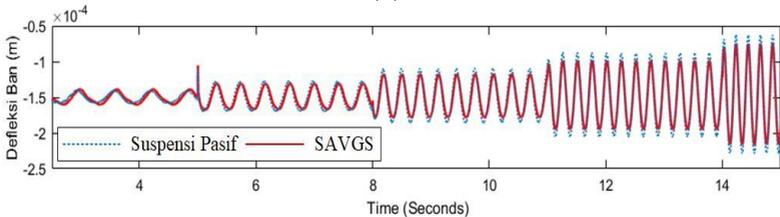
Penurunan performa suspensi aktif SAVGS pada kecepatan tinggi disebabkan karena aktuator tidak mampu memberikan respon yang baik guna menjaga kesetimbangan sistem. Akibatnya, kenyamanan kendaraan pun berkurang.



(a)



(b)



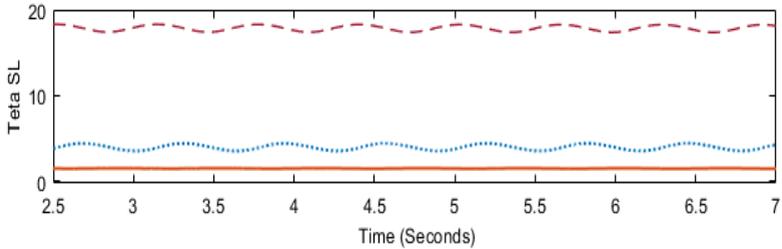
(c)

Gambar 4.22 pengaruh perubahan kecepatan terhadap performa suspensi : (a) Percepatan sasis, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban

#### 4.2.1 Komparasi Performa SAVGS Konfigurasi 1, 2 dan 3

Setelah mengetahui performa dari suspensi pasif dan aktif serta performa dari SAVGS pada berbagai tingkat kecepatan, simulasi dilanjutkan dengan tujuan untuk mengetahui perbandingan performa antara SAVGS konfigurasi 1, 2, dan 3.

Perbandingan performa diawali pada sinyal input aktuator. Besar sinyal input aktuator akan berpengaruh terhadap respon yang diberikan oleh aktuator. Berdasarkan gambar 4.23, diketahui sinyal

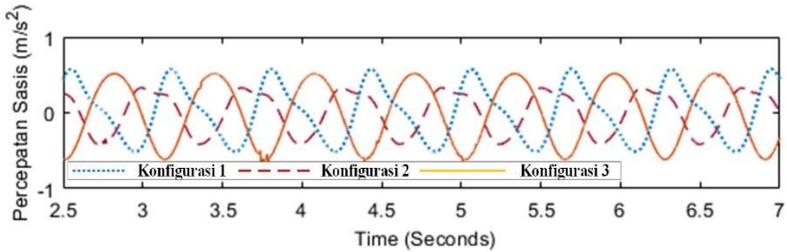


Gambar 4.23 Komparasi sinyal input aktuator  
(*dotted line*: konfigurasi 1, *dashed line*: konfigurasi 2, *solid line*: konfigurasi 3)

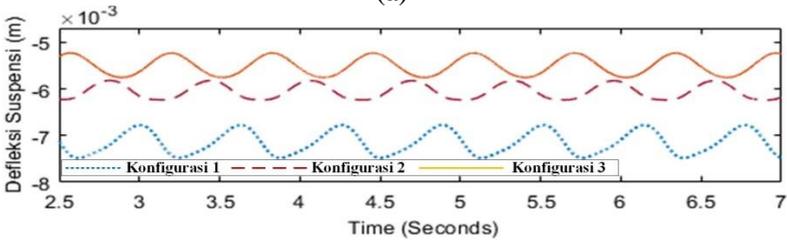
input aktuator pada SAVGS konfigurasi 2 bernilai paling besar, dengan amplitudo mendekati 20. Sedangkan sinyal input aktuator untuk konfigurasi 3 bernilai paling kecil.

Terdapat beberapa hal yang mempengaruhi besar input sinyal aktuator, yaitu gain, low pass filter, dan besar koefisien  $\alpha$  setiap konfigurasi. Besar nilai gain  $K$  bergantung dengan model state space dari masing-masing konfigurasi. Kemudian, besar koefisien  $\alpha$  dipengaruhi oleh dimensi dari masing-masing konfigurasi SAVGS. Berdasarkan gambar 2.10, sinyal yang telah melalui gain  $K$  akan disaring oleh low pass filter. Pada prinsip nya, low pass filter membatasi besar nilai sinyal yang akan melalui controller, sehingga diharapkan controller dapat memberikan sinyal yang baik untuk ke aktuator.

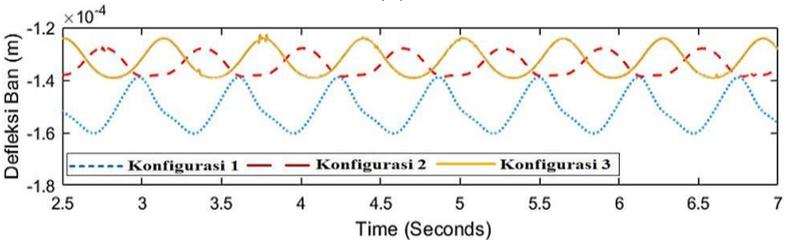
Besarnya sinyal input aktuator akan berpengaruh terhadap gerak dari *Single Link*. Semakin besar nilai dari sinyal input, maka aktuator akan bergerak dengan sudut yang semakin besar, begitu pun sebaliknya. Gerakan aktuator dengan sudut yang besar menandakan bahwa controller memiliki karakteristik responsif, sehingga memberikan pengaruh yang besar terhadap suspensi. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa controller pada SAVGS konfigurasi 2 merupakan controller yang lebih responsif, sedangkan controller pada SAVGS konfigurasi 3 merupakan controller yang lebih pasif.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.24 Komparasi performa suspensi aktif SAVGS : (a) percepatan sasis, (b) defleksi suspensi, (c) defleksi ban

Setelah mengetahui karakteristik dari kontroller, analisa dilanjutkan pada perbandingan performa masing-masing SAVGS. Berdasarkan gambar 4.24(a), diketahui bahwa percepatan sasis pada setiap konfigurasi berfluktuasi dengan frekuensi tertentu terhadap waktu, dimana SAVGS konfigurasi 2 berfluktuasi dengan amplitudo terkecil. Kemudian, berdasarkan gambar 4.24(b), diketahui bahwa defleksi suspensi terbesar terjadi pada SAVGS konfigurasi 1. Kondisi ini terjadi akibat dari respon aktuator yang terlalu cepat terhadap perubahan kondisi jalan. Selain memberikan

pengaruh terhadap defleksi suspensi, gerakan aktuator tersebut juga berpengaruh terhadap defleksi ban, kondisi ini didukung oleh gambar 4.24(c), dimana defleksi ban terbesar terjadi pada SAVGS konfigurasi 1.

Peforma yang diberikan pada setiap konfigurasi SAVGS diawali dari karakteristik kontroller. Terdapat beberapa hal yang berpengaruh terhadap karakteristik kontroller, yaitu: besar fluktuasi sinyal input dari SAVGS ke kontroller, kemudian besar nilai gain pada setiap kontroller, dan besar nilai koefisien konversi ( $\alpha$ ). Berdasarkan gambar 4.19(a), diketahui bahwa konfigurasi 3 memiliki nilai  $\alpha$  tertinggi. Kemudian, berdasarkan gambar 2.10, dapat disimpulkan bahwa  $\alpha$  yang besar menyebabkan sinyal input yang akan diproses pada kontroller bernilai lebih kecil, begitu pun sebaliknya, hal ini sesuai dengan gambar 4.23.

Kemudian, analisa dilanjutkan pada output sinyal yang diberikan SAVGS ke kontroller. Analisa diawali dari design masing-masing SAVGS. Pada konfigurasi 2, dengan sudut putaran sudut lower arm ( $\theta_{la}$ ) yang kecil, akan menghasilkan gerak translasi unsprung mass ke arah y ( $z_u$ ) yang lebih besar. Hal ini menyebabkan sinyal input yang akan diberikan ke aktuator *single link* juga lebih besar. Sedangkan pada konfigurasi 3, dengan  $\theta_{la}$  yang kecil, juga akan menghasilkan besar  $z_u$  yang kecil. Dengan demikian, sinyal input yang akan diberikan ke aktuator single link pun lebih kecil.

Berdasarkan analisa tersebut, dapat disimpulkan bahwa design SAVGS berpengaruh terhadap peforma yang dihasilkannya. SAVGS dengan lower arm yang lebih panjang menghasilkan karakteristik suspensi yang lebih responsif, sedangkan SAVGS dengan upper arm yang lebih panjang menghasilkan suspensi dengan karakteristik yang lebih pasif.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Simulasi permodelan Quarter Car SAVGS di Simscape Multibody Link sudah dilakukan dengan variasi pada kecepatan road disturbance dan dimensi upper serta lower arm. Variasi pada kecepatan road disturbance bertujuan untuk mengetahui respon suspensi ketika bergerak dengan kecepatan tertentu di kondisi jalan yang buruk.

Berdasarkan hasil simulasi, diketahui bahwa percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif SAVGS lebih rendah hingga 7.6% dibandingkan suspensi pasif, sedangkan defleksi suspensi yang dihasilkan lebih tinggi hingga 1.175% dibandingkan suspensi pasif. Kemudian, berdasarkan variasi terhadap dimensi linkage, diketahui bahwa percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif dengan lower arm lebih panjang lebih rendah 4.6%, sedangkan percepatan sasis yang dihasilkan suspensi aktif SAVGS dengan upper arm lebih panjang lebih tinggi 10.52%. Kondisi tersebut juga berpengaruh terhadap defleksi suspensi dan ban.

Berdasarkan hasil simulasi tersebut, penelitian ini menyimpulkan bahwa suspensi aktif SAVGS memiliki performa yang lebih baik dibandingkan suspensi pasif, namun performa suspensi aktif mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya kecepatan road disturbance. Kemudian, modifikasi pada suspensi aktif dengan meningkatkan dimensi lower arm menjadi lebih panjang akan menghasilkan performa lebih baik.

#### **5.2 Saran**

- Variasi pada dimensi linkage sebaiknya diikuti dengan penyesuaian pada posisi aktuator single link dan dimensi knuckle agar tidak mempengaruhi sudut roda.
- Assembly model SAVGS sebaiknya dilakukan secara manual di Simscape Multibody, bukan dengan import langsung dari Solidwork.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dini, Daniele. 2019. Quarter Car Experimental for Series Active Variable Geometry Suspension. IEEE Transactions on Control Systems Technology vol 27 no 2.
- [2] Wasiwitono, Unggul. Study on Influences of Linkage Geometry on Actively Controlled Double Wishbone Suspension. Surabaya: Institut teknologi Sepuluh Nopember.
- [3] William L, Roberts. 2007. Linier State Space Control System. Kanada: Ohio University.
- [4] Koch, Guido. 2010. Potential of Low Bandwith Active Suspension Control with Continously Variable Damper. Elsevier Control Engineering Practice 18(2010)1251-1262.
- [5] Dini, Daniele. 2017. Model Identification and Control for a Quarter Car Tes Rig of Series Active Variable Geometry Suspension. IFAC PapersOnline 50-1(2017) 3376-3381
- [6] Wasiwitono, Unggul. Modern Control Theory Design of Linier State Feedback Control laws. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Kristiadi Rangga, Stefanus. Effect of Feedback Measurement On LQG Control for Low Bandwith Active Suspension System. Surabaya: Institut Technology Sepuluh Nopember.
- [8] Wasiwitono, Unggul. Constrained H $\infty$  Control for Low Bandwith Active Suspensions. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [9] Cheng, Samnang. 2020. Modeling and Simulation prototype Series Active Variable Geometry Suspension. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [10] Arana, Carlos. 2016. Series Active Variable Geometry Suspenson application to comfort enhancement. Elsevier Control Engineering Practice 59(2016)111-126.

[11] Arana, Carlos. 2014. Series Active Variable Geometry Suspension for Road Vehicles. IEEE/ASME Transaction on Mechatronic.

## **LAMPIRAN**

Lampiran 1 *Design Sasis*

Lampiran 2 *Design Roda*

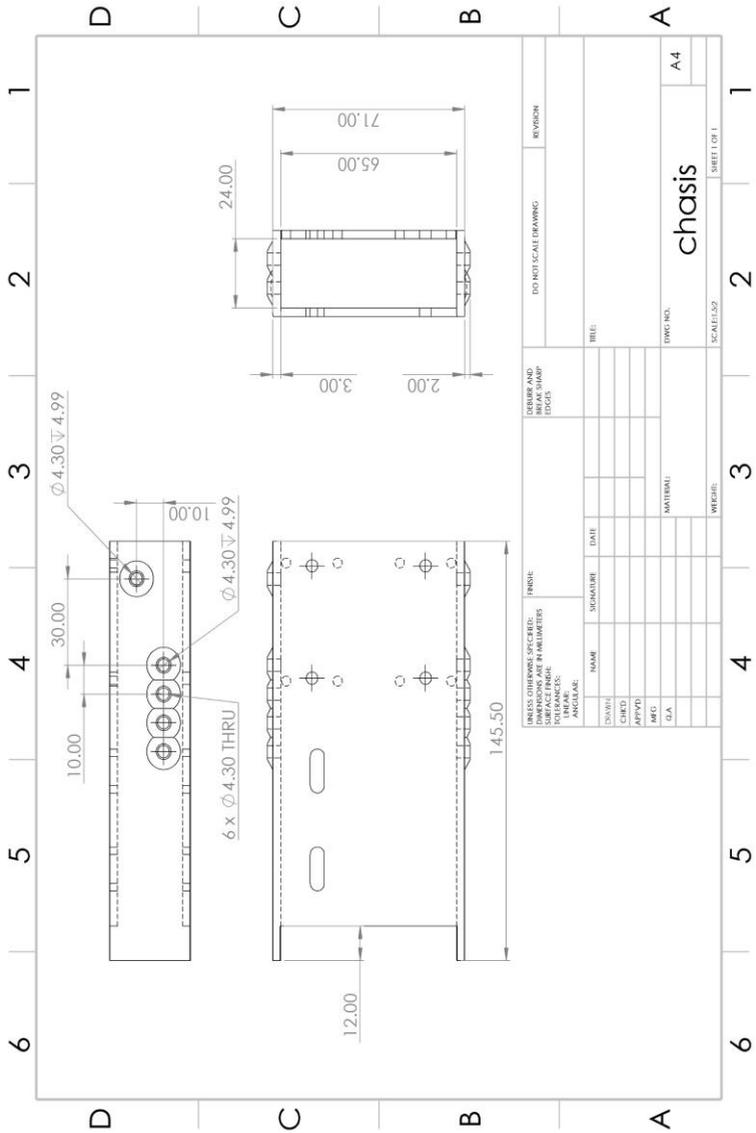
Lampiran 3 *Design Upper arm*

Lampiran 4 *Design Lower arm*

Lampiran 5 *Design Knuckle*

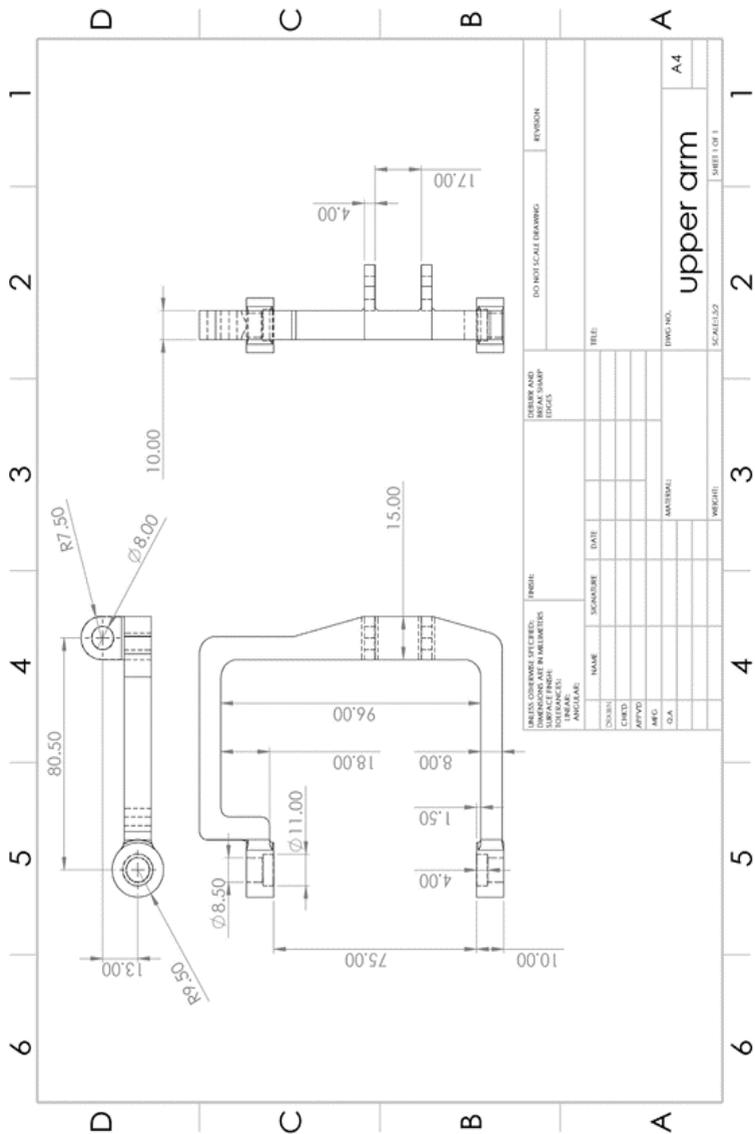
Lampiran 6 *Design Cham*

Lampiran 1



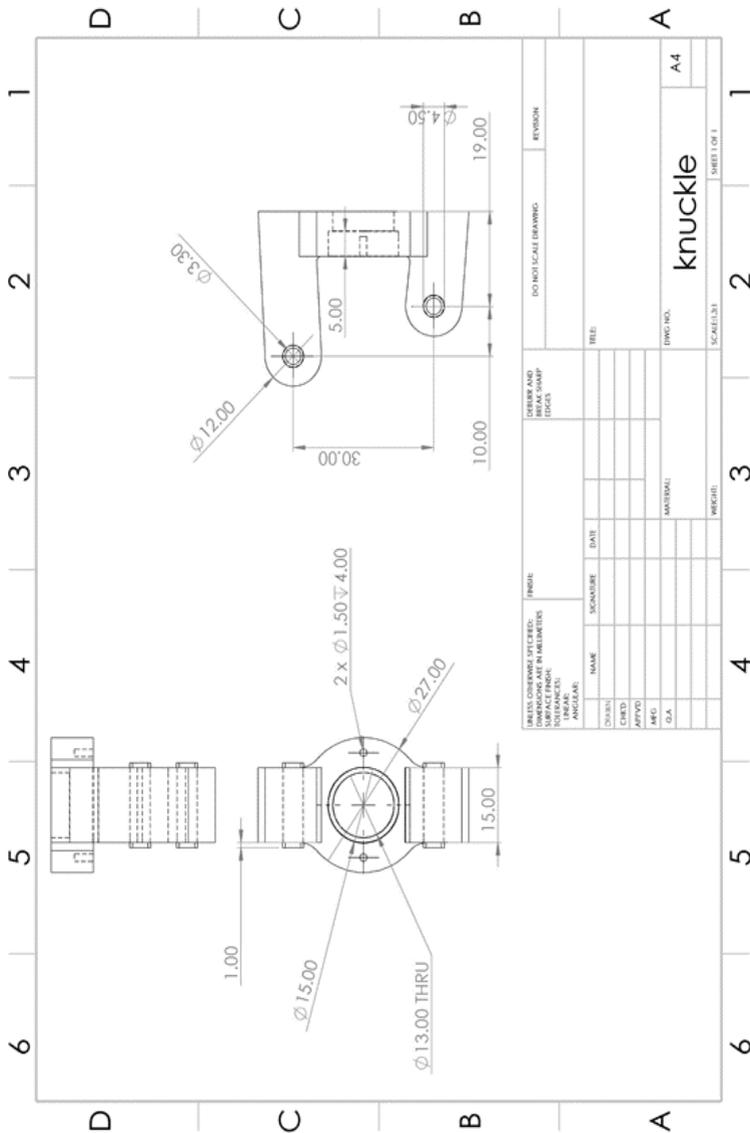


Lampiran 3

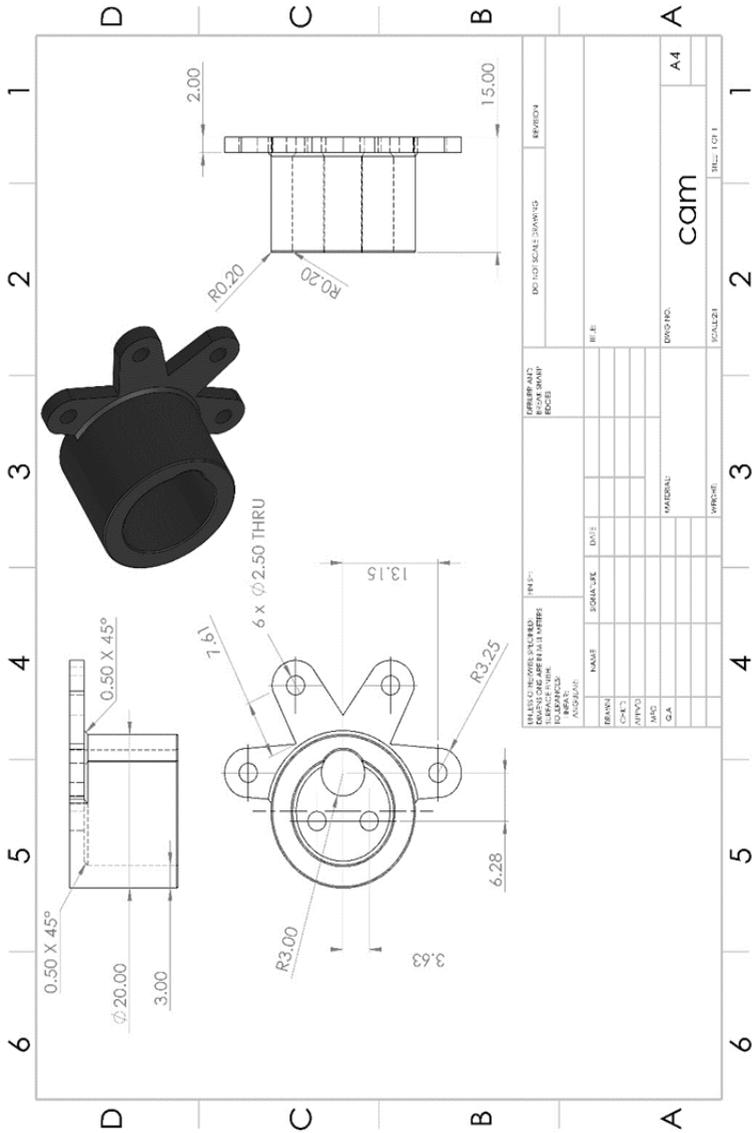




Lampiran 5



Lampiran 6



TITLES OF PARTS (SILK ROAD) DIMENSIONS ARE IN ALL METERS UNLESS OTHERWISE SPECIFIED		DATE		DESIGN AND REVISIONARY RECORD		DRAWING SCALE: DRAWING		REVISION	
REVNO	DATE	SCALE	DATE	BY					
CHKD									
APPD									
DESC									
G.A.									
MATERIAL:				DWG NO:		SCALE:		SHEET / LOT 1	
				cam		A4			





## **BIODATA PENULIS**

Penulis dilahirkan di Tangerang, 11 Maret 1997, merupakan anak kedua dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Budi Utama, SDN 01 Koto Tuo, SMPN 1 Ampek Angkek dan SMAN 3 Teladan Bukittinggi. Setelah lulus dari SMAN tahun 2015, Penulis mengikuti SPMBPTN dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTIRS-ITS pada tahun 2015, kemudian terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2115100132. Selama kuliah di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Penulis aktif pada berbagai *event* yang diadakan baik di-dalam ataupun diluar kampus.