



TUGAS AKHIR - TM 141585

KENDALI PID PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION* (LBAS)

**FERLY ISNOMO ABDI
NRP. 2114 105 062**

**Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
NIP. 19780510 200112 1 001**

**PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

PID CONTROL ON LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION (LBAS)

**FERLY ISNOMO ABDI
NRP. 2114 105 062**

**Advisor
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
NIP. 19780510 200112 1 001**

**BACHELOR DEGREE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016**

LEMBAR PENGESAHAN

KENDALI PID PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION* (LBAS)

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

FERLY ISNOMO ABDI

NRP. 2114 105 062

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
(NIP. 19780510 200112 1 001)..... (Pembimbing)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.
(NIP. 19510605 197803 1 002)..... (Penguji 1)
3. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.
(NIP. 19691203 199403 1 001)..... (Penguji 2)
4. Arif Wahjudi, S.T., M.T., Ph.D.
(NIP. 19730322 200112 1 001)..... (Penguji 3)

SURABAYA, JULI 2016

KENDALI PID PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION* (LBAS)

Nama Mahasiswa : Ferly Isnomo Abdi
NRP : 2114 105 062
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,
M.Eng.Sc.

Abstrak

Perkembangan teknologi pada suspensi kendaraan bertujuan untuk memberikan efek kenyamanan dan keamanan dalam berkendara. *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) adalah sistem suspensi aktif dengan konsumsi energi yang lebih sedikit dibandingkan dengan *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS). Kendali PID (*Proportional Integral Derivative*) adalah sebuah pengendali konvensional, sederhana, praktis, dan tidak memerlukan semua *state* untuk dilakukan pengukuran serta tidak memiliki *observer*, sehingga implementasinya akan lebih mudah.

Pada Tugas Akhir ini dilakukan desain kendali PID pada LBAS. Desain kendali PID menggunakan metode *auto tuning*, dan Ziegler-Nichols pada tiga kondisi pengukuran. Pengukuran I pada percepatan *sprung-mass*, pengukuran II pada defleksi suspensi dan pengukuran III pada deformasi ban. Analisa performa LBAS menggunakan *time response* dan nilai RMS (*root mean square*) serta meninjau nilai *comfort gain*.

Hasil penelitian yang diperoleh bahwa performa LBAS dengan kendali PID lebih baik dari sistem pasif pada pengukuran I. Nilai RMS pada percepatan *sprung-mass* sebesar $0,45 \text{ m/s}^2$, defleksi suspensi sebesar $0,0094 \text{ m}$ dan deformasi ban sebesar $0,0013 \text{ m}$. Nilai *comfort gain* pada kendali PID sebesar $6,56\%$ untuk percepatan *sprung-mass*, $15,37\%$ untuk defleksi suspensi dan $2,62\%$ untuk deformasi ban terhadap sistem suspensi pasif.

Kata kunci: *Suspensi Aktif, LBAS, PID, RMS, Comfort Gain.*

PID CONTROL ON LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION (LBAS)

Name : Ferly Isnomo Abdi
NRP : 2114 105 062
Department : Mechanical Engineering FTI - ITS
Advisor : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

Abstract

The development of vehicle suspension technology aims to provide comfort and security effects in driving. Low Bandwidth Active Suspension (LBAS) is active suspension system with less energy consumption compared with High Bandwidth Active Suspension (HBAS). PID controller (Proportional Integral Derivative) is a conventional controller, simply practical, does not require all state for measurement and does not have an observer, so that the implementation will be more easily.

On this Final Project, PID control design is done on LBAS. PID control design uses auto tuning method and Ziegler-Nichols on three measurements conditions. The first measurement is on sprung-mass acceleration, the second is on suspension deflection measurements and the last is on tire deformation. Performance Analysis of the LBAS uses time response and RMS (root mean square) value also reviews the value of comfort gain.

The result of research is obtained that LBAS performance with PID control is better than passive system in the first measurement. The RMS value on the sprung-mass acceleration is 0.42 m/s^2 , suspension deflection is 0.0089 m and tire deformation is 0.0013 m . The comfort gain value on PID control is 6.56% for the sprung-mass acceleration, 15.37% for suspension deflection and 2.62% for tire deformation toward passive suspension system.

Key words: Active Suspension, LBAS, PID, RMS, Comfort gain.

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas rahmat, taufik, serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul:

“KENDALI PID PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION* (LBAS)” dapat diselesaikan dengan baik.

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S-1 Teknik Mesin FTI-ITS untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T.).

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di S-1 Teknik Mesin, khususnya di Laboratorium Desain dan Otomotif. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak **Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.** selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini serta tak lupa juga kesabarannya yang sangat besar.
2. Bapak **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.** dan Bapak **Arif Wahjudi, S.T., M.T., Ph.D.** selaku dosen penguji Tugas Akhir yang telah banyak memberikan saran dan masukan guna untuk kesempurnaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak **Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng. Ph.D.** selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya dan dosen penguji Tugas Akhir.
4. Bapak **Suwarno, S.T., M.Sc., Ph.D.** selaku koordinator tugas akhir program sarjana jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Ibu **Dinny Harnany, S.T., M.Sc.** selaku dosen wali penulis yang telah membimbing perkuliahan penulis hingga lulus.

6. Segenap Bapak/Ibu **Dosen Pengajar** dan **Karyawan** yang telah memberikan ilmu dan pengetahuan serta sarana & prasarana di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Keluarga tercinta Bapak **Abdul Hamid (alm)**, Ibu **Nurul Wasi'ah** dan **Arwindah Istifani, S.Pd.** (Kakak) serta **Iswahyudi, S.T., M.M.** (Kakak Ipar) yang selalu bersabar dan memberikan do'a kesuksesan serta dukungannya.
8. **UPTD Pondok Sosial Kalijudan Surabaya** baik kepala, karyawan dan teman-teman Mahasiswa Asuh yang telah membantu saya dalam melancarkan kuliah di ITS.
9. Segenap keluarga besar **Madrasatul Qur'an Al-Anwar Surabaya** yang telah memberikan motivasi selama kuliah.
10. **SDN Manyar Sabrangan I No. 229 Surabaya** baik kepala sekolah, guru-guru dan murid-murid yang telah memberikan *support*, inspirasi, dan semangat kepada penulis.
11. Sahabat-sahabat **LJ Mesin ITS 2k14, 3FAK, KORMUS, FORMASI** dan Sdr. **Yunias Rizki Nugroho, A.Md.** atas dukungan, semangat, motivasi dan do'anya.
12. Teman – teman yang tidak dapat saya sebutkan disini terima kasih atas kerjasama dan bantuan yang telah diberikan sehingga tugas akhir ini bisa terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	ii
KATA PENGANTAR.....	iii
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR SIMBOL.....	viii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Sistem Suspensi	5
2.2 Pemodelan Suspensi	5
2.2.1 Suspensi pasif.....	5
2.2.2 <i>Low bandwidth active suspension</i> (LBAS)	7
2.2.3 <i>High bandwidth active suspension</i> (HBAS).....	7
2.3 Pemodelan <i>State-Space</i>	8
2.4 Performa Sistem Suspensi	10
2.5 Pemodelan <i>Road Disturbance</i>	11
2.6 PID Controller	12
2.7 Tuning PID	15
2.7.1 Metode kurva reaksi	16
2.7.2 Metode osilasi.....	17

2.8 <i>Comfort Gain</i>	18
2.9 Penelitian Sebelumnya	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Diagram Alir Dan Metode Penelitian Secara Umum	21
3.2 Diagram Alir Desain Sistem Kontrol LBAS	24
3.3 Prosedur Desain, Simulasi dan Analisa LBAS.....	25
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Diskripsi Umum.....	29
4.2 Blok Diagram Sistem LBAS.....	30
4.3 Menentukan Parameter PID	31
4.3.1 Pengukuran I.....	33
4.3.2 Pengukuran II	36
4.3.3 Pengukuran III	39
4.4 Analisa Unjuk Kerja LBAS	42
4.4.1 Respon sistem terhadap gangguan <i>bumpy road</i>	42
4.4.2 Respon sistem terhadap gangguan ketidakrataan jalan	45
4.5 <i>Comfort Gain</i> LBAS	50
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	53
5.2 Saran.....	53
DAFTAR PUSTAKA.....	55
LAMPIRAN-LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Model Seperempat Kendaraan 2 DOF a) Suspensi Pasif, b) LBAS, c) HBAS.....	6
Gambar 2.2	Blok Diagram Sistem <i>Close-Loop</i>	13
Gambar 2.3	Kurva <i>Tuning</i> PID Ziegler-Nichols	16
Gambar 2.4	Kurva Respon <i>Sustain Oscillation</i>	17
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian Secara Umum	21
Gambar 3.2	Diagram Alir Desain Sistem Kontrol LBAS ...	24
Gambar 4.1	Skema Pengukuran pada LBAS dengan Pengontrol PID: a) Pengukuran I, b) Pengukuran II, c) Pengukuran III	29
Gambar 4.2	Diagram Blok LBAS dengan Penedali: a) PID, b) LQG, dan c) LQR	31
Gambar 4.3	Sinyal Input Berupa <i>Bumpy Road</i> /Gundukan..	32
Gambar 4.4	Respon <i>Output</i> Percepatan bodi Pengukuran I.....	35
Gambar 4.5	Respon <i>Output</i> Defleksi Suspensi Pengukuran I.....	35
Gambar 4.6	Respon <i>Output</i> Deformasi Ban Pengukuran I.....	36
Gambar 4.7	Respon <i>Output</i> Percepatan bodi Pengukuran II	37
Gambar 4.8	Respon <i>Output</i> Defleksi Suspensi Pengukuran II	38
Gambar 4.9	Respon <i>Output</i> Deformasi Ban Pengukuran II	38
Gambar 4.10	Respon <i>Output</i> Percepatan bodi Pengukuran III	40
Gambar 4.11	Respon <i>Output</i> Defleksi Suspensi Pengukuran III	41
Gambar 4.12	Respon <i>Output</i> Deformasi Ban Pengukuran III	41

Gambar 4.13	Respon <i>Bumpy Road Sprung-Mass Acceleration</i>	43
Gambar 4.14	Respon <i>Bumpy Road Suspension Deflection</i>	44
Gambar 4.15	Respon <i>Bumpy Road Tire Deformation</i>	45
Gambar 4.16	Sinyal Input Berupa Ketidakrataan Jalan (<i>Random/white noise</i>).....	45
Gambar 4.17	Respon <i>Output</i> Percepatan Bodi terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.....	46
Gambar 4.18	Respon <i>Output</i> Defleksi Suspensi terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.....	47
Gambar 4.19	Respon <i>Output</i> Deformasi Ban terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.....	47

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Respon Kendali PID Terhadap Perubahan Nilai Konstanta.....	13
Tabel 2.2	Penalaran Parameter PID dengan Metode Kurva Reaksi.....	16
Tabel 2.3	Penalaran Parameter PID dengan Metode Osilasi.....	17
Tabel 3.1	Nilai Parameter yang Digunakan pada Pemodelan	25
Tabel 4.1	Parameter PID pada Pengukuran <i>Body Acceleration</i>	34
Tabel 4.2	Parameter PID pada Pengukuran <i>Suspension Deflection</i>	37
Tabel 4.3	Parameter PID pada Pengukuran <i>Tire Deformation</i>	39
Tabel 4.4	Perbandingan Nilai RMS pada Sistem Pasif dan LBAS.....	48
Tabel 4.5	Perbandingan Nilai RMS yang Telah Dinormalisasi pada Sistem Pasif dan LBAS	49
Tabel 4.6	Perbandingan Nilai <i>Comfort Gain</i> pada LBAS	50

DAFTAR SIMBOL

A, H	Amplitudo, meter
A_f	Matrik <i>state low-pass filter</i>
A_g	Matrik <i>state</i> dari LBAS
A_p	Matrik <i>state</i> sistem suspensi
B_f	Matrik <i>input low-pass filter</i>
B_{gu}	Matrik <i>control input</i> LBAS
B_{gw}	Matrik <i>input disturbance</i> LBAS
B_u	Matrik <i>control input</i>
B_w	Matrik <i>input disturbance</i>
b	Vektor LBAS
b_a	Vektor HBAS
C_f	Matrik <i>output low-pass filter</i>
C_g	<i>Comfort Gain</i> , %
c_s	Peredam/Damping <i>sprung-mass</i> , Ns/m
D_f	Matrik <i>feedforward low-pass filter</i>
e	<i>Error</i> sistem
f_a	Gaya pengedali HBAS, N
f_c	Frekuensi <i>cut-off low-pass filter</i> , Hz
K	Pengendali LQR
K_r	Pengendali LQG
k_{cr}	<i>Ultimate gain</i>
k_d	Konstanta <i>derivative</i>
k_i	Konstanta <i>integral</i>

k_p	Konstanta <i>proportional</i>
k_s	Kekakuan pegas suspensi, N/m
k_t	Kekakuan ban, N/m
L	<i>Dead time</i> , detik
L	Panjang gundukan, meter
L_f	<i>Low-pass filter</i>
m_s	Massa <i>sprung-mass</i> , kg
m_u	Massa <i>unsprung-mass</i> , kg
P_{cr}	<i>Ultimate period</i> , detik
r	<i>Set point</i>
T	<i>Delay time</i> , detik
T_d	Konstanta <i>time derivative</i>
T_i	Konstanta <i>time Integral</i>
t	Waktu, detik
u	<i>Control input</i> (defleksi), meter
\dot{u}	<i>Derivative control input</i> (kecepatan), m/s
\hat{u}	<i>Control input</i> LBAS, meter
V, v	Kecepatan, km/h ; m/s
w	<i>Disturbance</i>
x_1	<i>State</i> defleksi suspensi
x_2	<i>State</i> deformasi ban
x_3	<i>State derivative</i> dari defleksi suspensi
x_4	<i>State derivative</i> dari deformasi ban
x_{f1}	<i>State low-pass filter</i>
x_{f2}	<i>State derivative low-pass filter</i>
x_p	<i>State</i> sistem suspensi

\dot{x}_f	State input low-pass filter
\dot{x}_g	State input sistem LBAS
\dot{x}_p	State input sistem suspensi
y_1	Output kendali PID
y_2	Output kendali LQG
y_3	Output kendali LQR
z_a	Posisi pengendali, meter
z_r	Posisi vertikal ground, meter
z_s	Posisi sprung-mass, meter
z_u	Posisi unsprung-mass, meter
\dot{z}_r	Kecepatan vertikal ground, m/s
\dot{z}_s	Kecepatan sprung-mass, m/s
\dot{z}_u	Kecepatan unsprung-mass, m/s
\ddot{z}_s	Percepatan sprung-mass, m/s ²
\ddot{z}_u	Percepatan unsprung-mass, m/s ²
σ	RMS (root mean square)
$\tilde{\sigma}$	RMS yang sudah dinormalisasi
$\tilde{\sigma}_{ref,y1}$	RMS yang sudah dinormalisasi dari sistem pasif
$\tilde{\sigma}_{y1}$	RMS yang sudah dinormalisasi dari sistem aktif
ρ	Perbandingan massa
ζ_f	Rasio damping pada low-pass filter
ζ_s	Rasio damping pada bodi
ω_c	Frekuensi natural cut-off pada low-pass filter, rad/s
ω_s	Frekuensi natural sprung-mass, rad/s
ω_u	Frekuensi natural unsprung-mass, rad/s

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi pada kendaraan dari waktu ke waktu semakin berkembang, khususnya pada pengembangan sistem suspensi kendaraan. Suspensi adalah sebagai alat penopang kendaraan dan tidak hanya itu, suspensi juga sebagai alat yang dimana agar roda selalu berada tepat di jalan, sehingga gaya-gaya yang diberikan saat melakukan percepatan, pengereman, berbelok atau manuver yang diinginkan tidak membahayakan pengguna. Suspensi dapat meminimalkan terjadinya slip pada roda dengan jalan saat kendaraan bermanuver, serta juga sebagai peredam kejut yang berfungsi memberikan efek kenyamanan bagi pengguna.

Sistem suspensi konvensional, yang biasa disebut suspensi pasif, mempunyai dua komponen pasif yaitu pegas dan peredam yang mempunyai karakteristik tetap. Namun, sistem konvensional ini masih belum bisa mengatasi tujuan utama dari sistem suspensi, sehingga diperlukan pengembangan riset dan teknologi yang dapat mengatasi hal tersebut. Teknologi yang dikembangkan saat ini adalah dengan menggunakan komponen aktif yaitu suspensi semi-aktif dan suspensi aktif. Perbedaan dari kedua sistem tersebut terletak pada cara kerja aktuatornya. Sistem dengan komponen aktif yang langsung mengontrol defleksi suspensi sesuai dengan kebutuhan adalah suspensi aktif.

Sistem suspensi aktif sudah mulai diteliti sejak tahun 1980-an dengan menggunakan berbagai metode sistem kontrol, antara lain: *Fuzzy Logic Controller* [1,10], *LQR controller* [3], *LQG controller* [4], dan *H_{∞} Controller* [2]. Namun, kebanyakan penelitian mengenai suspensi aktif adalah dengan *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS) yang masih mempunyai

beberapa kekurangan yaitu penggunaan konsumsi tenaga yang tidak sedikit. Oleh karena itu, digunakanlah suspensi aktif dengan *Low Bandwidth*.

Low Bandwidth Active Suspension (LBAS) pada penelitian [3] menggunakan *Linear Quadratic Regulator* (LQR) yang menghasilkan performa yang tinggi dibandingkan dengan suspensi pasif dan juga dapat bersaing mengenai potensi performa dengan (HBAS). Namun, LQR masih terdapat beberapa kelemahan dalam penggunaannya yaitu membutuhkan semua *state* yang akan diukur sehingga alat ukurnya yang kompleks dan biaya yang mahal. Untuk mengatasi hal tersebut, pada penelitian [4] terhadap LBAS menggunakan *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) yang disediakan untuk dapat meminimalkan peralatan alat ukur dan memberikan kestabilan terhadap sistem. Penggunaan alat ukur yang banyak dapat memberikan efek respon yang baik tetapi perbedaan tersebut tidak berbeda jauh. Namun, LQG masih terdapat mempunyai kelemahan yaitu memerlukan *observer/estimator* dalam sistem kontrolnya.

PID (*Proportional Integral Derivative*) *Controller* adalah sebuah pengendali konvensional yang banyak digunakan pada dunia industri dan tidak memerlukan semua *state* untuk dapat diukur serta tidak memiliki *observer/estimator* pada sistem kontrolnya. Oleh karena itu, pengontrol PID hanya membutuhkan sebuah sensor untuk diumpanbalikkan agar nilai *output* sistem akan sama dengan *set point* yang diinginkan. Penggunaan pengontrol PID sangat sederhana dan praktis, sehingga implementasinya pada sistem suspensi aktif akan lebih mudah setelah sistem kontrol didesain. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dibahas mengenai performa LBAS dengan PID *Controller*.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini sesuai dengan uraian latar belakang adalah bagaimana menganalisa performa *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dengan pengendali PID?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah:

- Untuk mengetahui performa *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dengan menggunakan *PID Controller*.
- Mendesain *PID Controller* pada LBAS.
- Membandingkan performa LBAS kendali PID dengan LQG dan *LQR Controller*.

1.4 Batasan Masalah

Untuk memberikan arah penyelesaian, maka diberikan batasan - batasan masalah sebagai berikut:

- Simulasi desain dan analisa dengan seperempat kendaraan
- Sistem kontrol menggunakan metode *PID Controller*.
- LQR dan LQG kontrol diperoleh dari penelitian sebelumnya [3-4].
- Tidak membahas alat ukurnya.
- Tidak memodelkan aktuatornya.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diharapkan dari hasil penelitian ini adalah:

- Hasil analisa yang diperoleh dari tugas akhir ini dapat diketahui performa dari LBAS dengan *PID Controller* sebagai sistem kontrolnya.

- Hasil yang diperoleh dari penelitian ini dapat menjadi referensi bagi peneliti lainnya dalam menganalisa performa dari suatu sistem dinamis dengan PID *Controller* sebagai sistem kontrolnya.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

- BAB I PENDAHULUAN

Pada bagian ini diuraikan latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.

- BAB II DASAR TEORI

Pada bagian ini diuraikan beberapa landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya.

- BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bagian ini akan diuraikan metode penelitian, diagram alir langkah penelitian, nilai-nilai parameter dan prosedur desain, simulasi & analisa.

- BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini dibahas tentang analisa performa LBAS menggunakan PID *Controller* berupa *time response*, nilai RMS (*root mean square*) dan meninjau nilai *comfort gain* serta membandingkan dengan LQG dan LQR *Controller*.

- BAB V PENUTUP

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil penelitian serta saran-saran konstruktif untuk penelitian selanjutnya.

- DAFTAR PUSTAKA

- LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Sistem Suspensi

Suspensi adalah suatu sistem pada kendaraan yang berfungsi untuk meredam kejutan getaran akibat permukaan jalan yang tidak rata. Suspensi dapat meningkatkan kenyamanan berkendara, menunjang kemampuan *road holding* kendaraan dan mengendalikan kendaraan. Sistem suspensi terdiri atas pegas, peredam (*shock absorber*), dan komponen lain seperti *ball joint*, *stabilizer bar*, *suspension arm* dan *bumper*. Sistem suspensi yang dirancang dengan tujuan untuk membuat "lembut" saat kendaraan berbelok, sehingga mudah untuk dikendalikan. Ada beberapa suspensi yang digunakan dalam aplikasi kendaraan otomotif yaitu: sistem suspensi pasif, semi-aktif dan aktif dengan berbagai metode kontrol [11].

2.2 Pemodelan Suspensi

Analisa pemodelan dari sistem suspensi berfungsi untuk mengetahui respon gerakan dari kendaraan baik berupa gerak *vertical*, *roll*, dan *pitch*. Ada beberapa pemodelan yang bisa digunakan untuk menganalisa respon gerak dari sistem suspensi, yaitu: model seperempat kendaraan, setengah kendaraan, dan kendaraan penuh. Pada pemodelan seperempat kendaraan dapat dilakukan analisa 1 atau 2 derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) sehingga pada penelitian ini, digunakan model seperempat kendaraan dengan 2 DOF [4].

2.2.1 Suspensi pasif

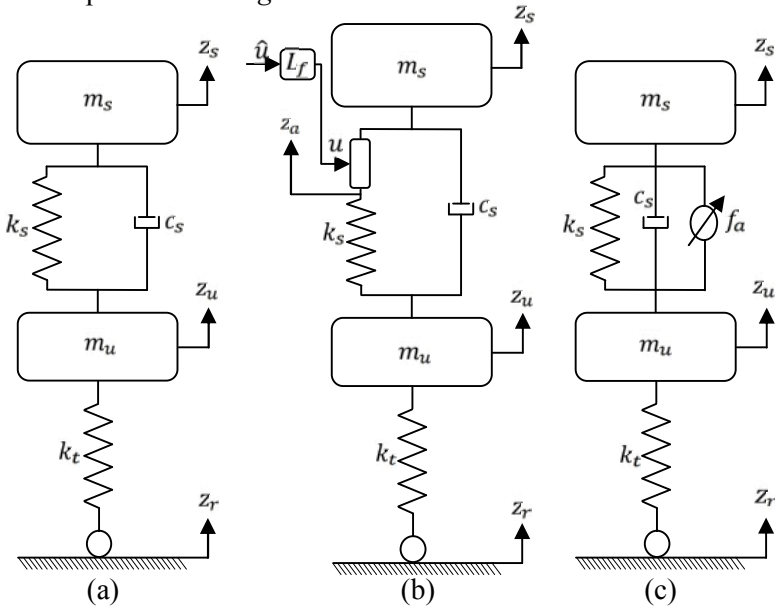
Suspensi pasif adalah suatu suspensi yang tidak memiliki sistem kontrol, sehingga hanya memiliki pegas dan peredam saja. Analisa yang dilakukan akan memperhatikan massa kendaraan

(*sprung mass*) dan massa konstruksi terkait roda, poros, dan komponen perakitan (*unsprung mass*) dapat dilihat pada gambar 2.1(a). Persamaan sistem gerak dapat diperoleh dari hukum II Newton dengan analisa 2 DOF, sehingga dapat diperoleh persamaan dari pemodelan suspensinya sebagai berikut:

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u - k_s z_s - z_u \quad (2.1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u + k_s z_s - z_u - k_t(z_u - z_r) \quad (2.2)$$

Dimana, m_s adalah massa *sprung*, m_u adalah massa *unsprung*, c_s adalah konstanta peredam pada *sprung-mass*, k_s adalah konstanta kekakuan pegas pada *sprung-mass*, k_t adalah konstanta kekakuan ban, sedangkan $\ddot{z}_s, \dot{z}_s, z_s$ adalah percepatan, kecepatan, dan posisi dari *sprung-mass*, dan $\ddot{z}_u, \dot{z}_u, z_u$ adalah percepatan, kecepatan, dan posisi dari *unsprung-mass*, serta z_r adalah posisi *vertical ground*.



Gambar 2.1 Model seperempat kendaraan 2 DOF (a) suspensi pasif (b) LBAS (c) HBAS

2.2.2 *Low bandwidth active suspension (LBAS)*

Low bandwidth active suspension (LBAS) sebenarnya memiliki struktur yang hampir sama dengan *high bandwidth active suspension* (HBAS). Hanya saja pada LBAS terdapat *low-pass filter* yang mengakibatkan sistem suspensi ini hanya akan beroperasi dalam rentang *low bandwidth*. Hingga saat ini belum ada acuan mengenai batas atas dari *low bandwidth*. Namun yang sering digunakan sebagai batas atas *low bandwidth* oleh para peneliti adalah 20-30 Hz [3].

Pemodelan seperempat kendaraan dari LBAS dapat dilihat pada gambar 2.1(b). Defleksi pegas akan memacu aktuator untuk memberikan gaya guna menghasilkan defleksi sesuai dengan perintah dari sinyal u . Semua pembatas *bandwidth* dari aktuator dirumuskan dalam persamaan orde dua dan bertugas mem-filter kontrol *input* \hat{u} yang dibutuhkan. Frekuensi *cut-off* dari *low-pass filter*, ω_c dan *damping ratio* dari bodi, $\zeta_s = c_s / (2 \sqrt{k_s m_s})$, bernilai tetap untuk semua perhitungan performa dalam rentan yang luas untuk parameter-parameter yang ditinjau. Dengan mengasumsikan kondisi aktuator ideal $u = z_s - z_a$, pemodelan pada gambar 2.1(b) dapat dirumuskan dalam persamaan gerak berikut:

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u - k_s z_s - z_u + k_s z_s - z_a \quad (2.3)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u + k_s z_s - z_u - k_t z_u - z_r - k_s z_s - z_a \quad (2.4)$$

2.2.3 *High bandwidth active suspension (HBAS)*

Sistem HBAS dapat dilihat pada gambar 2.1(c). Pada gambar tersebut, terlihat bahwa sebuah aktuator dipasang paralel dengan pegas dan peredam. Pada sistem HBAS tidak terdapat *low-pass filter* sehingga mengakibatkan tidak terdapatnya *bandlimit*. Ini artinya HBAS dapat digunakan sebagai *performance banchmark* dalam analisa LBAS nantinya. Dengan

mendefinisikan $-k_s u = f_a$ sebagai aktuator dengan kondisi yang ideal, menyatakan bahwa persamaan geraknya dapat ditulis sebagai berikut:

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u - k_s z_s - z_u - f_a \quad (2.5)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s \dot{z}_s - \dot{z}_u + k_s z_s - z_u + k_t z_u - z_r + f_a \quad (2.6)$$

2.3 Pemodelan *State-Space*

Dalam pemodelan *state-space*, model persamaannya tidak dapat ditransformasikan kedalam bentuk domain frekuensi, yang dilakukan adalah hanya menyiapkan fungsi transfernya saja. Dalam kata lain, untuk mengatur persamaan diferensialnya (yang mungkin dalam order yang tinggi) nantinya akan diterjemahkan ke sebuah order pertama dan ditambahkan ke persamaan diferensialnya tersebut [12].

Untuk sistem *linear* atau persamaan yang dapat dibuat model *linear*-nya yang cukup akurat untuk dikontrol, proses pembuatan pemodelannya sangat sederhana. Pada umumnya, persamaan sistem dengan kondisi yang *linear* dan semua elemen matriksnya konstan biasa disebut *Linear and Time Invariant* (LTI), sehingga memiliki persamaan sebagai berikut:

$$\dot{x} \ t = Ax \ t + Bu \ t \quad (2.7)$$

$$y \ t = Cx \ t + Du \ t \quad (2.8)$$

Berdasarkan persamaan (2.3) dan (2.4) dari LBAS dapat diperoleh variabel *state*-nya sebagai berikut:

$$x_1 = z_s - z_u ; x_2 = z_u - z_r ; x_3 = \dot{z}_s ; x_4 = \dot{z}_u$$

dimana, x_1 adalah *state* untuk *suspension deflection*, x_2 adalah *tire deformation*, x_3 adalah kecepatan *sprung-mass*, dan x_4 adalah kecepatan *unsprung-mass*. Kemudian, *input disturbance* yang berupa ketidakrataan jalan didefinisikan sebagai $w = \dot{z}_r$, dan

$x_p = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$, sehingga bentuk dari *state-space* dari LBAS dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_w w + B_u u \quad (2.9)$$

Dimana $x_p \in \mathbb{R}^{n_p}$ adalah *state* dari suspensi, $w \in \mathbb{R}^{n_w}$ adalah *input* gangguan (*disturbance*), $u \in \mathbb{R}^{n_u}$ adalah *input* kontrol, dan

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_s}{m_s} & 0 & \frac{-c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{-k_t}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{-c_s}{m_u} \end{bmatrix}, B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}, B_u = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_s}{m_s} \\ \frac{-k_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Bentuk *state-space* di atas adalah representasi dari sistem yang tidak memiliki batasan *bandwidth*. Sesuai dengan pernyataan [3], bahwa persamaan *low-pass filter* dari LBAS adalah sebagai berikut:

$$\ddot{u} + 2\zeta_f \omega_c \dot{u} + \omega_c^2 u = \omega_c^2 \hat{u} \quad (2.11)$$

dimana frekuensi dari *cut-off* (ω_c), menunjukkan batas *bandwidth* dari aktuator. Dengan mendefinisikan $x_{f1} = u$ dan $x_{f2} = \dot{u}$ sebagai variabel *state* untuk *low-pass filter*, bentuk dari *state-space*-nya dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{x}_f = A_f x_f + B_f \hat{u} \quad (2.12)$$

$$u = C_f x_f + D_f \hat{u} \quad (2.13)$$

dimana,

$$A_f = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_c^2 & -2\zeta_f \omega_c \end{bmatrix}, B_f = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_c^2 \end{bmatrix}, C_f = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, D_f = 0 \quad (2.14)$$

Dengan menyatukan persamaan (2.10) dan (2.14), dengan $x_{f1} = x_5$ dan $x_{f2} = x_6$ akan membentuk *state-space* dari sistem LBAS yang sesuai pada gambar 2.1(b), sehingga bentuk *state-space* dari LBAS adalah sebagai berikut:

$$\dot{x}_g = A_g x_g + B_{gw} w + B_{gu} u \quad (2.15)$$

dimana,

$$A_g = \begin{bmatrix} A_p & E_u C_f \\ 0 & A_f \end{bmatrix}, B_{gw} = \begin{bmatrix} B_w \\ 0 \end{bmatrix}, E_{gu} = \begin{bmatrix} B_u D_f \\ B_f \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Kemudian dengan nilai-nilai *state* yang sama dengan LBAS, dari persamaan (2.5) dan (2.6) dapat dituliskan dalam bentuk *state-space*, dimana matriks A nilainya identik dengan yang ada pada LBAS. Hubungan antara vektor b_a pada model HBAS dengan vektor b pada model LBAS dituliskan oleh [3] dalam matriks berikut:

$$b = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & \frac{-1}{m_s} \\ \frac{-k_s}{m_u} & \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} = -k_s \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-1}{m_s} & \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} = -k_s b_a \quad (2.17)$$

Artinya, ketika semua parameter yang akan dipilih dalam HBAS dan LBAS identik, HBAS dan LBAS akan memiliki respon yang sama jika $-k_s u = f_a$. Dengan kata lain, meskipun secara struktur mekanikanya jauh berbeda, namun keduanya akan memiliki potensi performa yang sama.

2.4 Performa Sistem Suspensi

Dalam menganalisa sistem suspensi dapat diambil beberapa parameter untuk dianalisa respon getarannya. Gaya eksitasi dapat divariasikan model dan nilainya, sehingga parameter yang diambil dapat dianalisa dengan baik. Parameter yang dapat dianalisa antara lain percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, kecepatan redaman, percepatan *unsprung-mass*, deformasi ban. Berikut adalah hubungan parameter dengan fungsi sistem suspensi:

1. Untuk mengisolasi badan kendaraan dari gangguan yang diakibatkan oleh gaya eksitasi jalan dapat dilihat dari respon percepatan dari sprung-mass (*body acceleration*).
2. Untuk menunjang kemampuan road holding kendaraan dapat dilihat dari respon deformasi dari ban kendaraan.

Pada model seperempat kendaraan konfigurasi LBAS, dengan menggunakan persamaan 2.3, 2.4, dan 2.11 dapat diperoleh persamaan gerak untuk melihat respon dari sistem [14].

2.5 Pemodelan *Road Disturbance*

Sistem suspensi pada kendaraan mendapatkan *input* gangguan (*disturbance*) berupa ketidakrataan jalan. Beberapa penelitian menggunakan profil ketidakrataan jalan berupa step atau sinusoidal [5,13], namun profil tersebut belum mampu merepresentasikan ketidakrataan jalan. Kemudian pada penelitian [3-4] digunakanlah model *Power Spectral Density* (PSD) yang diharapkan dapat mendekati model ketidakrataan jalan yang sebenarnya. Oleh karena itu, pada penelitian ini digunakanlah *input* gangguan berupa gundukan (*Bumpy Road*) dan model *Power Spectral Density* (PSD) untuk menganalisa sistem LBAS.

Gangguan gundukan (*bumpy road*) dapat dibuat dari sinyal sinusoidal yang diambil setengah periode yang sesuai dengan [13]. Persamaan gundukan adalah sebagai berikut:

$$w(t) = \begin{cases} \frac{H}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi V}{L} t \right) & , \text{ untuk } 0 \leq t \leq \frac{L}{V} \\ 0 & , \text{ untuk } t > \frac{L}{V} \end{cases} \quad (2.18)$$

dimana, H dan L adalah ketinggian (m) dan panjang (m) dari gundukan, sedangkan V adalah kecepatan (km/h) dari kendaraan. Gundukan merupakan analogi dari polisi tidur yang terdapat pada permukaan jalan dengan amplitudo maksimal 10 cm sesuai dengan [13]. *Input* gundukan ini digunakan untuk menunjukkan respon dari sistem LBAS.

Power Spectral Density (PSD) adalah input gangguan berupa sinyal *random* (*white noise*) yang menganalogikan permukaan jalan yang tidak rata. PSD memiliki persamaan sebagai berikut:

$$S_{z_r} f = \frac{1}{v} A \frac{2\pi f}{v}^n \quad (2.19)$$

dimana, A adalah konstanta *roughness factor* (m), f adalah frekuensi eksitasi (Hz), v adalah kecepatan konstan kendaraan (m/s), dan n adalah *noise factor* dari *vertical ground velocity*. Asumsi nilai $n = -2$, sehingga persamaan tersebut menjadi *constant power spectrum* yang bergantung pada kondisi jalan dan kecepatan kendaraan sesuai [3]. Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$S_{\dot{z}_r} f = 2\pi f^2 \cdot S_{z_r} f = A \cdot v \quad (2.20)$$

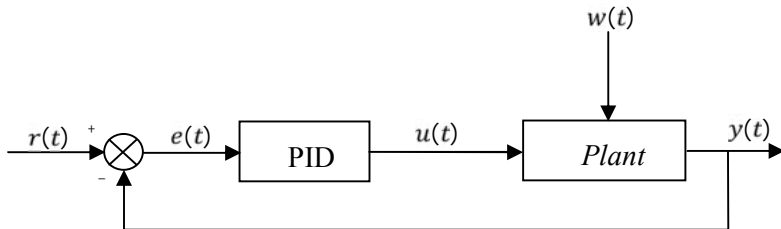
2.6 PID Controller

Kendali PID (*Proportional Integral Derivatif*) adalah sebuah *controller* paling umum dan praktis yang telah lama digunakan dari awal tahun 1940-an hingga sekarang sebagai metode pengendalian. Fungsi pengendali PID adalah untuk mengoreksi kesalahan antara proses pengukuran dan memberikan aksi koreksi yang dapat mengatur prosesnya [10]. Kendali PID merupakan gabungan dari tiga macam pengendali, yaitu kendali proposional (*Proportional Controller*), kendali integral (*Integral Controller*), dan kendali turunan (*Derivative Controller*) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$u t = K_p e t + K_i \int_0^t e \tau d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.21)$$

Tujuan dari penggabungan ketiga macam pengendali tersebut adalah untuk memperbaiki kinerja dari sistem, dimana

masing-masing kendali saling mendukung dan menutupi dengan kelebihan dan kekurangan masing-masing. Keluaran dari kendali PID merupakan penjumlahan dari kendali proporsional, integral dan turunan [7]. Dalam mengetahui unjuk kerja pada sistem *close-loop* diperlukan diagram blok yang sesuai. Diagram blok tersebut adalah sebagai berikut:



Gambar 2.2 Blok Diagram Sistem *Close-loop*.

Sistem *plant* yang dikendalikan dinyatakan dalam blok *state-space* dengan kendali pada PID. *Input* yang digunakan berupa *road disturbance* (w) dan masukan konstan ($r = 0$), dengan keluaran berupa (y). Sinyal (e) merupakan sinyal *error* yang menyatakan selisih antara masukan ($r = 0$) dengan keluaran (y).

Tabel. 2.1 Respon kendali PID terhadap perubahan nilai konstanta [1].

<i>Close-Loop Respose</i>	<i>Rise Time (T_r)</i>	<i>Overshoot (%OS)</i>	<i>Settling Time (T_s)</i>	<i>Steady-State Error</i>
Kp	Turun	Naik	Sedikit perubahan	Turun
Ki	Turun	Naik	Naik	Hilang
Kd	Sedikit perubahan	Turun	Turun	Sedikit perubahan

Masing-masing kendali dari PID memiliki parameter tertentu yang harus ditentukan untuk dapat beroperasi dengan baik, yang disebut sebagai konstanta. Setiap jenis memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing, dapat dilihat pada tabel 2.1. Parameter-parameter tersebut tidak bersifat independen, sehingga pada salah satu nilai konstantanya diubah, maka mungkin sistem tidak bereaksi seperti yang diinginkan. Tabel 2.1 hanya dipergunakan sebagai pedoman jika akan melakukan perubahan konstanta. Dalam merancang suatu kendali PID biasanya digunakan metode *trial & error*, sehingga perancang harus mencoba kombinasi pengatur beserta konstanta-nya untuk mendapatkan hasil yang terbaik dan paling sederhana.

Desain sebuah sistem kontrol, dimulai dengan membuat blok diagram sistem terlebih dahulu. Blok diagram (yang berisi *state-space*) tersebut selanjutnya dianalisa dengan menggunakan aksi pengontrolan yang berbeda. Dengan menggunakan perubahan sinyal input sehingga perancang dapat melihat respon dari sistem jika mendapat sinyal *input* tertentu. Kombinasi antara sinyal *input* dan jenis aksi pengontrolan akan menghasilkan respon yang berbeda-beda. Menurut [6,8], pada respon *transient*-nya ada beberapa parameter yang perlu diketahui, yaitu:

- a) Waktu tunda (*Delay Time*), adalah waktu yang diperlukan sistem untuk mencapai separuh dari harga akhirnya untuk pertama kali.
- b) Waktu Naik (*Rise Time*), adalah waktu yang diperlukan sistem untuk naik dari 10% - 90% akhir.
- c) Waktu Puncak (*Peak Time*), waktu yang diperlukan sistem untuk mencapai puncak pertama kali.
- d) Persen *Overshoot*, perbandingan nilai puncak maksimum dengan nilai akhir, *overshoot* ini hanya terjadi ada sistem yang *underdamped* ($\zeta < 1$)

- e) Waktu Penetapan (*Settling Time*), adalah waktu yang diperlukan sistem untuk mencapai nilai $\pm 2\%$ dari nilai keadaan tunak (*steady state*).
- f) Kesalahan keadaan tunak (*Steady State Error*), adalah perbedaan antara keluaran yang dicapai saat tunak dengan nilai yang diinginkan.

Dalam mendapatkan respon yang diinginkan, ada beberapa langkah yang dapat dilakukan, yaitu:

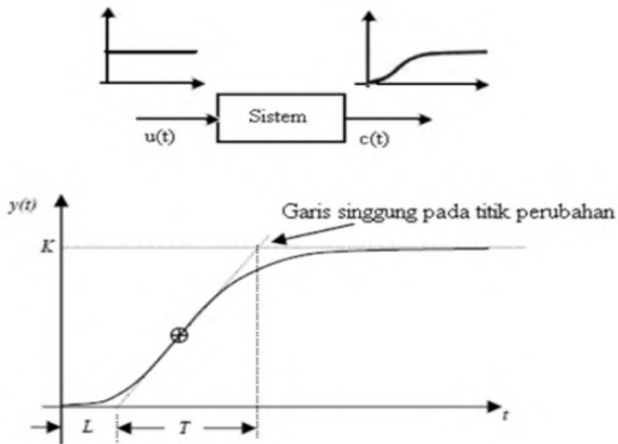
- *Ploting* respon sistem terbuka (*open-loop*) untuk menentukan bagian mana yang harus diperbaiki (*rise time, settling time, overshoot, steady state error*).
- Menambahkan P untuk memperbaiki *rise time*.
- Menambahkan D untuk memperbaiki *overshoot*.
- Menambahkan I untuk menghilangkan *steady state error*.
- Membuat kombinasi konstanta yang ada untuk mendapatkan respon yang diinginkan.

2.7 *Tuning* PID

Permasalahan terbesar dalam mendesain kontrol PID adalah menentukan nilai K_p , K_i , dan K_d . Metode-metode tuning dilakukan berdasarkan model matematika *system/plant*. Jika model matematika tidak diketahui maka dilakukan dengan eksperimen terhadap sistem. Cara menentukan tuning PID juga bisa berdasarkan metode tuning Ziegler-Nichols. Metode tuning tersebut dilakukan secara eksperimen (asumsi model belum diketahui). Metode ini bertujuan untuk pencapaian *maximum overshoot* = 25% terhadap masukan step. Metode ini memiliki dua cara yaitu: metode kurva reaksi dan osilasi [8].

2.7.1 Metode kurva reaksi

Metode ini didasarkan terhadap reaksi open-loop system. Bentuk kurva dari kontrol PID dengan menggunakan metode Ziegler-Nichols I dapat dilihat pada gambar 2.3. Penalaran parameter PID dan penyetelan nilai K_p , K_i , K_d didasarkan perolehan dari konstanta T (*delay time*) dan L (*dead time*). Tabel 2.2 merupakan rumusan penalaran parameter PID berdasarkan cara kurva reaksi. Namun, jika output osilasi dari plant system terlalu besar, maka metode ini tidak dapat digunakan.



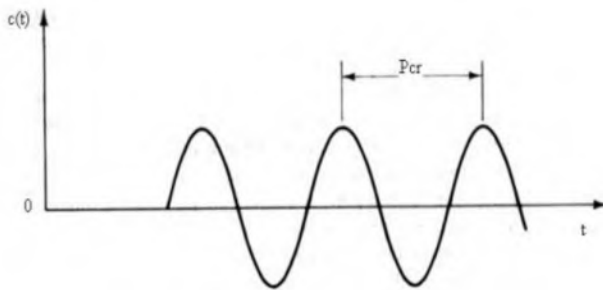
Gambar 2.3 Kurva Tuning PID Ziegler-Nichols [10]

Tabel 2.2 Penalaran Parameter PID dengan Metode Kurva Reaksi [8]

Type Pengendali	K_p	T_i	T_d
P	T/L	\sim	0
PI	$0,9 T/L$	$L/0,3$	0
PID	$1,2 T/L$	$2L$	$0,5L$

2.7.2 Metode osilasi

Metode ini didasarkan pada reaksi *close-loop system*. Plant disusun seri dengan controller PID kemudian memasukkan nilai parameter $T_i=0$ dan $T_d=0$, sedangkan parameter nilai K_p dinaikkan bertahap dari nol hingga mencapai harga yang mengakibatkan reaksi sistem berosilasi dengan magnitude tetap (*Sustein oscillation*) dapat dilihat pada gambar 2.4. Nilai penguatan K_p pada saat sistem mencapai kondisi tersebut disebut *ultimate gain* (K_{cr}). Periode dari *sustained oscillation* disebut *ultimate period* (P_{cr}). Penalaran dan penyetelan nilai parameter K_p , T_i , T_d berdasarkan nilai K_{cr} dan P_{cr} dapat dilihat pada tabel 2.3.



Gambar 2.4 Kurva Respon *Sustain Oscillation*. [10]

Tabel 2.3 Penalaran Parameter PID dengan Metode Osilasi [8]

Type Pengendali	K_p	T_i	T_d
P	0,5 K_{cr}	~	0
PI	0,45 K_{cr}	1/1,2 P_{cr}	0
PID	0,6 K_{cr}	0,5 P_{cr}	0,125 P_{cr}

2.8 *Comfort Gain*

Mengevaluasi sebuah performa dari sistem suspensi adalah dengan nilai kenyamanan. Untuk meninjau kenyamanan kendaraan tersebut, salah satu parameternya adalah RMS (*Root Mean Square*). RMS merupakan nilai rata-rata efektif yang terjadi pada respon dinamis dari pemodelan. *Range* Level kenyamanan yang dapat digunakan adalah ISO 2631, level ini digunakan untuk penentuan nilai getaran mekanis dan beban kejut. Secara umum ISO 2631 menjelaskan bahwa terdapat beberapa level percepatan yang menjadi toleransi nilai kenyamanan seperti pada tabel 2.4[14].

Tabel 2.4 Level Kenyamanan sesuai ISO 2631 [14]

<i>Measured Vibration (m/s²)</i>	<i>Level of Comfort</i>
<i>Less than 0,315</i>	<i>Not Uncomfortable</i>
<i>0,315 to 0,63</i>	<i>A Little Comfortable</i>
<i>0,5 to 1</i>	<i>Fairly Uncomfortable</i>
<i>0,8 to 2,5</i>	<i>Uncomfortable</i>
<i>1,25 to 2,5</i>	<i>Very Uncomfortable</i>
<i>Grater than 2</i>	<i>Extremely Uncomfortable</i>

Kemudian, perhitungan *Comfort gain* diperlukan dalam menganalisa performa LBAS. *Comfort Gain* adalah sebuah perhitungan untuk membandingkan seberapa besar peningkatan kenyamanan yang diraih LBAS dibandingkan dengan sistem suspensi pasif dan aktif yang menggunakan LQR dan LQG Controller. Persamaan dari RMS adalah sebagai berikut:

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 \dots + x_n^2} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |X_n|^2} \quad (2.22)$$

Setelah nilai RMS didapatkan, diperlukan normalisasi terhadap nilai RMS yang didapat dengan membagi nilai tersebut dengan akar kuadrat dari intensitas *white noise* [4] sebelum melakukan perhitungan *comfort gain*. Normalisasi dirumuskan sebagai berikut:

$$\tilde{\sigma} = \frac{\sigma}{2\pi A v} \quad (2.23)$$

sehingga, perhitungan *comfort gain* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$C_g = 1 - \frac{\tilde{\sigma}_{y1}}{\tilde{\sigma}_{ref,y1}} \quad (2.24)$$

Dimana, $\tilde{\sigma}_{y1}$ adalah RMS dari percepatan *sprung-mass* dari LBAS yang telah dinormalisasikan, sedangkan $\tilde{\sigma}_{ref,y1}$ adalah RMS dari suspensi pasif yang sudah dinormalisasikan, nilainya sebesar $31,56 \text{ s}^{-3/2}$ sesuai dengan [3]. Nilai *comfort gain* umumnya dalam bentuk prosentase.

2.9 Penelitian Sebelumnya

Penelitian mengenai *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) beberapa sudah ada, namun jumlah penelitiannya tidak sebanyak penelitian mengenai *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS). Diantara penelitian yang sedikit tersebut mengenai LBAS, yang paling menarik bagi penulis adalah penelitian yang telah dilakukan oleh [3-4]. Pada penelitian yang telah dilakukan oleh [3], penelitian tersebut melakukan variasi terhadap nilai rasio redaman pada pemodelan LBAS yang mampu menunjukkan performa sebaik HBAS, terutama pada aspek konsumsi energinya.

Penelitian tersebut dilakukan dengan mengiterasi prosedur optimasi untuk nilai rasio redaman dan pembobotannya. Metode kontrol yang digunakan adalah *Linear Quadratic Regulator* (LQR) dengan *full state feedback* pada model suspensi aktif

seperempat kendaraan. *Input* berupa ketidakrataaan jalan (*road disturbance*) dalam bentuk *Power Spectral Density* (PSD) yang telah divalidasi dengan pengukuran nyata pada permukaan jalan. Berdasarkan hasil penelitiannya bahwa *comfort gain* pada LBAS dengan *full state feedback* maksimal sebesar 43% dengan tetap berada pada batasan *ride safety* (defleksi ban) dan *suspension stroke* yang diberikan dibandingkan dengan performa dari suspensi pasif.

Pada penelitian yang lebih lanjut [4], penelitian tersebut mengganti metode kontrolnya dengan *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) yang sebenarnya hampir sama dengan LQR. Namun, perbedaannya adalah pada LQG menggunakan filter optimal (kalman filter) dan mempunyai struktur utama berupa *plant* dan *observer/estimator* pada sistem kotrolnya. Penelitian tersebut juga sama dengan [3] yaitu, memvariasikan nilai rasio redaman untuk mengiterasi prosedur optimasinya serta inputnya juga sama.

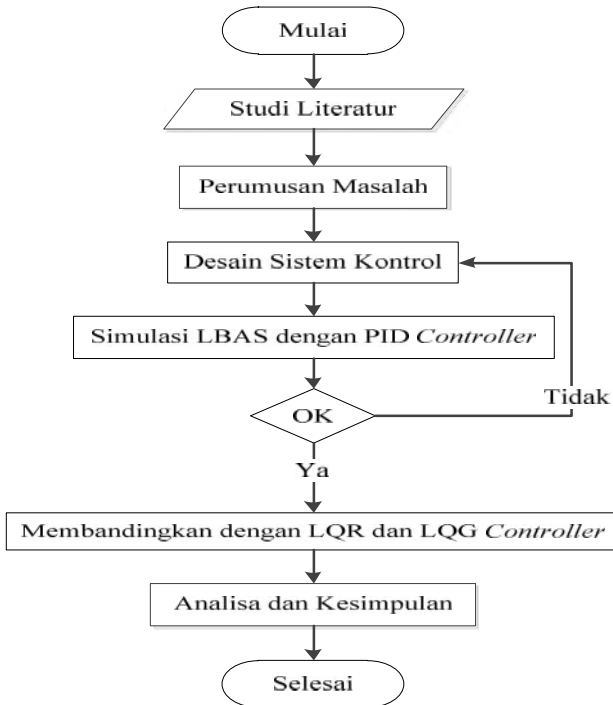
LQG dapat meminimalkan *feedback* yang digunakan, sehingga peneliti melakukan penelitian mengenai pengaruh dari banyaknya penggunaan jumlah sensor pada pemodelan LBAS seperempat kendaraan. Berdasarkan penelitian tersebut, tidak ada perbedaan yang *significant* terhadap banyaknya sensor yang digunakan, walaupun hasil yang diperoleh tidak sebaik *full state feedback* karena penggunaan sensor yang lebih sedikit namun performanya dapat bersaing dengan *full state feedback*. Hasil nilai *comfort gain* pada penelitian ini sebesar 2,4% dengan 1 sensor; 17,53% dengan 2 Sensor; dan 18,48% dengan 3 sensor.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Dan Metode Penelitian Secara Umum

Metode penelitian harus dibuat dengan suatu analisa dan studi yang mampu menerangkan atau menjelaskan dengan jelas alur penelitian, sehingga alur penelitian berjalan dengan teratur sesuai dengan tahap-tahap penelitian. Maka akan diuraikan dengan diagram alir secara umum sebagai berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum.

Mulai

Meliputi penentuan topik, materi dan judul dari dosen pembimbing yang terinspirasi dari materi penelitian sebelumnya [3-4]. Kemudian mencari referensi mengenai sistem dan pemodelan pada suspensi, Sistem Kontrol Linear, *Optimal Control*, *LQR Controller*, *LQG Controller*, dan *PID Controller* lalu mencari dan men-download *software* yang dibutuhkan.

Studi Literatur

Mencari data dan informasi sebanyak mungkin, lalu mempelajari materi mengenai sistem suspensi dan pemodelannya, sistem kontrol suspensi aktif menggunakan *Low bandwidth Active Suspension* (LBAS) dan *High bandwidth Active Suspension* (HBAS) serta penggunaan metode kontrol *PID Controller* untuk suspensi aktif, desain dan analisa sistem kontrol menggunakan *software* yang dibutuhkan dari media cetak maupun elektronik guna lancarnya penggunaan.

Perumusan Masalah

Merumuskan masalah bahwa dibutuhkan suatu penelitian untuk mengetahui performa sistem kontrol pada LBAS dengan metode *PID Controller*. Kemudian membandingkan performa tersebut dengan metode *LQR* dan *LQG controller*.

Desain Sistem Kontrol

Setelah merumuskan masalah, dilanjutkan dengan mendesain sistem kontrol. Sebelum mendesain, menentukan parameter yang akan digunakan, menentukan *input* sistem berupa *road disturbance*, memodelkan suspensi pasif seperempat kendaraan, lalu menentukan *state* dan membuat pemodelan *state-space* dari sistemnya. Kemudian dibuat desain sistem kontrol suspensi aktif dengan *PID Controller* sebagai metodenya dengan menentukan nilai K_p , K_i , dan K_d menggunakan metode *Auto Tuning*, Ziegler-Nichols dan manual. Metode manual adalah metode *Auto Tuning* pada *software* namun menggunakan modifikasi pada *time response* secara manual.

Simulasi LBAS dengan PID Controller

Simulasi dari desain sistem kontrol LBAS dengan PID Controller digunakan untuk menganalisa sistem kontrol yang telah dibuat dan untuk mengetahui performanya.

Kriteria OK

Simulasi dari desain sistem kontrol dikatakan memenuhi kriteria, apabila nilai kenyamanan dan keamanan dari LBAS sudah lebih baik jika dibandingkan dengan sistem suspensi pasif. Kemudian juga meninjau pada *standart* ISO 2631 untuk mendapatkan level kenyamanan dan untuk keamanan sesuai dengan penelitian [3] yaitu batas limit berupa defleksi statisnya.

Membandingkan dengan LQR dan LQG Controller

Setelah Simulasi dari desain sistem kontrol LBAS dengan PID Controller telah dibuat, maka langkah selanjutnya adalah membandingkan dengan penelitian sebelumnya [3-4] yaitu, dengan LQR dan LQG Controller.

Analisa dan Kesimpulan

Setelah hasil dari simulasi diperoleh maka akan dilakukan analisa dari indeks performa yang telah didapatkan berupa percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi dan defleksi roda. Analisa performa tersebut menggunakan *time response* dari sistem dan nilai *comfort gain*.

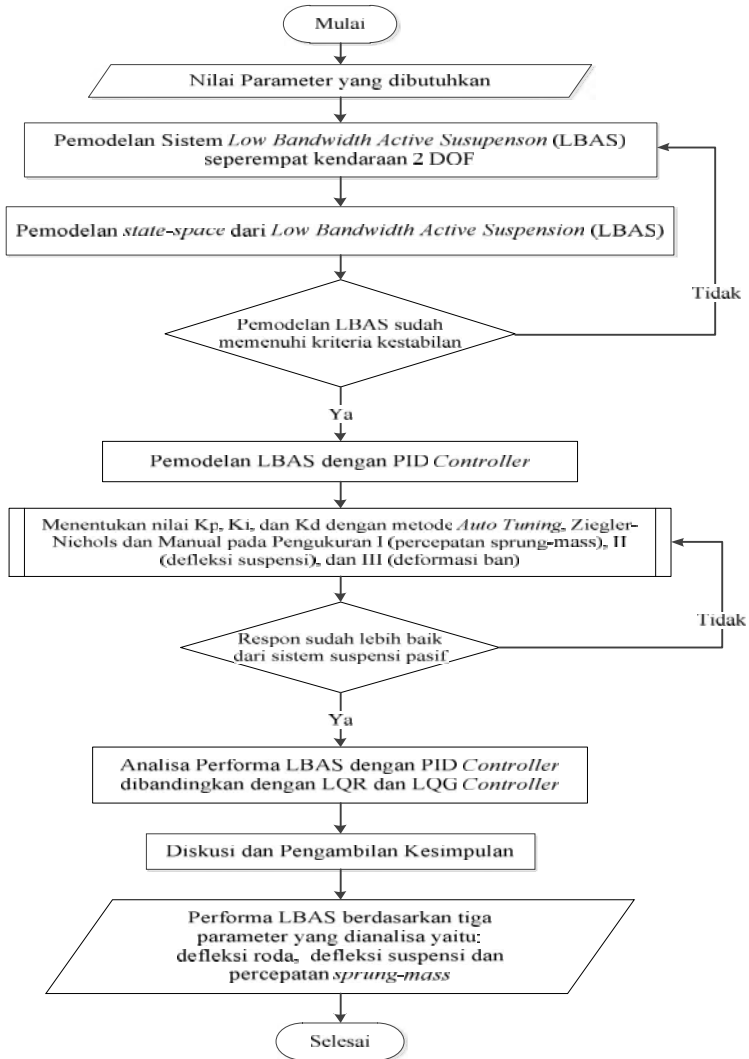
Kesimpulan

Setelah melakukan langkah analisis maka dapat diambil kesimpulan.

Selesai

Setelah pengambilan kesimpulan selesai, maka langkah-langkah diatas tersebut dapat dibuat untuk laporan tugas akhir.

3.2 Diagram Alir Desain Sistem Kontrol LBAS



Gambar 3.2 Diagram Alir Desain Sistem Kontrol LBAS

Kriteria Kestabilan

Kestabilan dari sistem dinamis dapat dianalisa dengan berbagai metode kestabilan, namun pada pemodelan sistem suspensi dengan menggunakan *state-space*, kestabilan dapat dianalisa dengan mencari nilai-nilai *eigenvalue* dari matrik A (matrik *state system*). Apabila nilai-nilai *eigenvalue* dari matrik A bernilai negatif semuanya, maka sistem dapat dikatakan stabil. Nilai *eigenvalue* dapat dicari dengan bantuan *software* simulasi.

Kriteria Sistem Suspensi

Kriteria dari sistem suspensi dapat dikatakan baik tidaknya adalah dengan melihat performa dari respon sistem tersebut. *Pertama* dapat dilihat pada respon percepatan *sprung-mass*. Jika nilai percepatan *sprung-mass* sistem semakin kecil, maka sistem suspensi memiliki nilai kenyamanan yang baik. *Kedua* dapat dilihat pada defleksi suspensi dan deformasi ban. Jika nilai keduanya semakin kecil, maka sistem suspensi memiliki nilai keamanan yang baik.

3.3 Prosedur Desain, Simulasi, dan Analisa LBAS

Langkah-langkah dalam menganalisa respon dari LBAS dengan PID *Controller* sebagai metode kontrolnya adalah sebagai berikut:

1. Menentukan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, nilai kekakuan pegas, massa suspensi, damping rasio dan kekakuan ban seperti pada penelitian [3]. Berikut data parameter yang digunakan dalam analisa.

Tabel 3.1 Nilai parameter yang digunakan pada pemodelan [3]

Model Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Massa ¼ kendaraan	m_s	320	Kg
Massa suspensi	m_u	32	Kg

Rasio massa	$\rho = \frac{m_s}{m_u}$	0,1	-
Kekakuan pegas suspensi	k_s	13.000	N/m
Kekakuan ban	k_t	127.000	N/m
Peredam suspensi (<i>sprung mass</i>)	c_s	2447,5	Ns/m
Rasio damping pada bodi	ζ_s	0,3	-
Rasio damping pada <i>low-pass filter</i>	ζ_f	$\frac{1}{\sqrt{2}} \approx 0,707$	-
Frekuensi natural (<i>sprung-mass</i>)	$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}$	6,37	rad/s
Frekuensi natural (<i>unsprung-mass</i>)	$\omega_u = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}}$	63,0	rad/s
Frekuensi <i>cut-off</i> pada <i>lowpass-filter</i>	f_c	3	Hz
Frekuensi <i>cut-off</i> pada <i>lowpass-filter</i>	$\omega_c = f_c \times 2\pi$	18,8496	rad/s

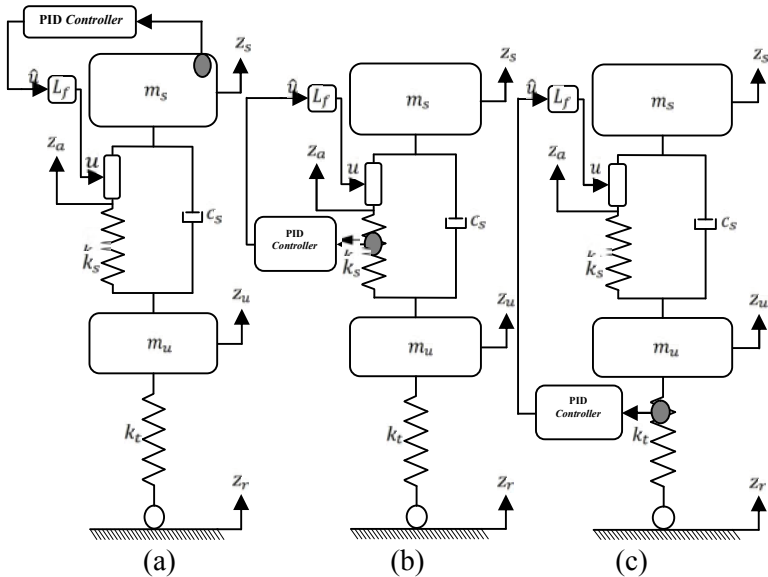
- Memodelkan sistem suspensi pasif lalu sistem suspensi aktif dengan filter *low bandwidth* dengan model seperempat kendaraan yang sesuai dengan [3-4].
- Merumuskan persamaan gerak dengan hukum II Newton. Suspensi pasif menggunakan persamaan (2.1) dan (2.2) sedangkan pada LBAS menggunakan persamaan (2.3) dan (2.4).

4. Persamaan gerak tersebut kemudian diselesaikan dengan metode pemodelan *state-space* dengan menggunakan PID *Controller* dapat dilihat pada persamaan (2.10), (2.14), dan (2.16).
5. Model *road disturbance* menggunakan persamaan (2.20) untuk *Bumpy Road* sesuai [13] dengan menggunakan persamaan (2.21) dimana, nilai $H= 0,1$ m, $L= 5$ m dan kecepatan kendaraan $V= 45$ km/h.
6. Model ketidakrataan jalan (*white noise*), dengan memasukkan nilai $A = 4,9 \times 10^{-6}m$ dan $v = 25$ m/s sesuai dengan penelitian [3-4] untuk mendapatkan nilai RMS dari LBAS.
7. Membuat blok diagram pada *software* simulasi setelah pemodelan *state-space* dan *road disturbance* sudah dilakukan.
8. Menentukan nilai K_p , K_i , dan K_d pada masing-masing pengukuran dengan menggunakan metode *Auto Tuning*, Ziegler-Nichols dan manual (modifikasi dari metode *Auto Tuning*) hingga mendapatkan respon yang lebih baik dari sistem suspensi pasif.
9. Menganalisa respon dari ketiga metode *tuning* PID pada ketiga pengukuran.
10. Menganalisa respon dengan input *bumpy road* untuk membandingkan kendali PID dengan kendali LQR dan LQG dan sistem pasif.
11. Menganalisa respon dengan input ketidakrataan jalan pada kendali PID untuk mendapatkan nilai RMS yang nantinya akan dibandingkan dengan nilai RMS kendali LQR dan LQG.
12. Melakukan normalisasi terhadap *output* simulasi yang telah didapat dengan persamaan (2.21).

13. Menghitung nilai *comfort gain* untuk mengetahui performa dari kontrol PID pada LBAS dengan persamaan (2.22).
14. Membandingkan performa PID dengan penelitian sebelumnya yang telah menggunakan LQR dan LQG *controller*.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Diskripsi Umum



Gambar 4.1 Skema Pengukuran pada LBAS dengan pengontrol PID: a) pengukuran I, b) Pengukuran II, c) Pengukuran III.

Pada bab IV dibahas mengenai menentukan parameter dari PID untuk masing-masing pengukuran. Dapat dilihat pada gambar 4.1(a) adalah skema dari pengukuran I berupa percepatan *sprung-mass*, kemudian pada gambar 4.1(b) skema dari pengukuran II berupa *suspension deflection* dan pada gambar 4.1(c) adalah skema dari pengukuran III berupa *tire deformation*. Parameter PID didapatkan sesuai dengan metode yang ada pada bab III yaitu: metode *Auto Tuning* dan *Ziegler-Nichols* untuk

kemudian akan dibandingkan dari kedua metode dengan masing-masing pengukuran.

Setelah parameter PID telah didapatkan, dilanjutkan dengan menganalisa respon dari sistem yang diberi gangguan berupa *bumpy road* (gundukan) lalu dengan *Power Spectral Density (white noise)* yang merepresentasikan ketidakrataan jalan yang digunakan untuk mendapatkan nilai *comfort gain* dari LBAS. Kemudian membandingkan hasil nilai *comfort gain* yang didapatkan dari sistem LBAS yang menggunakan pengendali PID dengan pengendali LQG dan LQR.

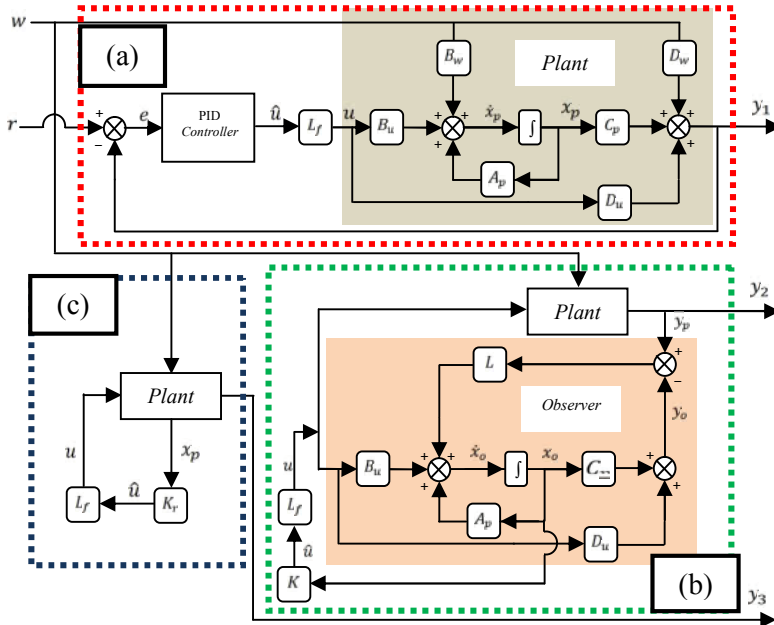
Pada pengendali LQG sesuai dengan [4], menggunakan 3 kondisi. Kondisi I adalah dengan 1 sensor (percepatan pada *sprung-mass*), kondisi II pada dengan 2 sensor (percepatan pada *sprung-mass* dan defleksi pada suspensi), dan kondisi III dengan 3 sensor (percepatan pada *sprung-mass*, defleksi pada suspensi, dan percepatan pada *unsprung-mass*). Sedangkan pada pengendali LQR sesuai dengan [3], menggunakan *full state feedback* yang menggunakan nilai pembobotan tertentu.

4.2 Blok Diagram Sistem LBAS

Pemodelan blok diagram dibuat dengan mengacu pada pemodelan LBAS pada gambar 2.1(b). Blok diagram digunakan untuk memudahkan dalam mendesain dan mendapatkan respon dari sistem LBAS dengan pengendali PID, LQR dan LQG yang dapat dilihat pada gambar 4.2. Pada gambar 4.2(a) adalah blok diagram dari sistem LBAS dengan kendali PID. Pada gambar 4.2(b) adalah blok diagram dari sistem LBAS dengan pengendali LQG dan didalamnya terdapat kotak berwarna magenta adalah blok diagram dari *observer/estimator* dari sistem LQG. Pada gambar 4.2(c) adalah blok diagram dari sistem LBAS dengan pengendali LQR atau disebut *full state feedback Controller*.

Output dari sistem LBAS dengan pengendali PID dinotasikan dengan y_1 sedangkan pada LQG dinotasikan dengan

y_2 dan LQR dengan y_3 . Notasi w adalah sebagai *input disturbance* dan r adalah notasi *set point* pada kendali PID, K_r adalah blok kendali dari LQR dan K adalah blok kendali dari LQG sedangkan L_f adalah blok dari low-pass filter dari LBAS.

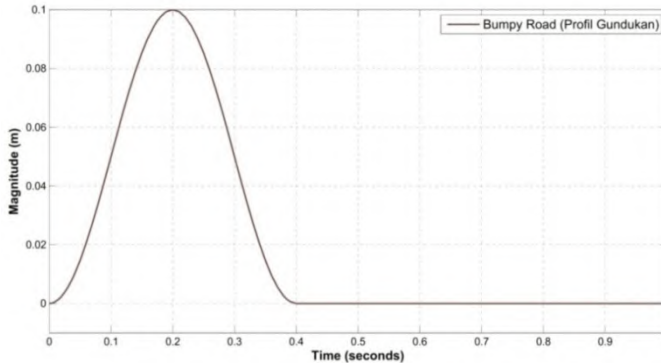


Gambar 4.2 Diagram Blok LBAS dengan pengedali: a) PID, b) LQG, dan c) LQR.

4.3 Menentukan Parameter PID

Sebelum menentukan parameter dari PID, menentukan sinyal *input* yang akan digunakan untuk menganalisa respon sistem dengan bantuan *software* simulasi. Model sinyal *input* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *bumpy road* (gundukan) dan ketidakrataan jalan (*random/white noise*). Sinyal *bumpy road* (gundukan) yang dibuat dari sinyal sinusoidal setengah periode menggunakan persamaan (2.18), sehingga

didapatkan sinyal berbentuk gundukan dengan *magnitude* maksimal sebesar 10 cm dengan selang waktu sebesar 0,4 detik dapat dilihat pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 Sinyal *Input* Berupa *Bumpy Road* (Gundukan).

Setelah sinyal *input* telah dibuat kemudian melakukan penentuan parameter PID pada LBAS dengan menggunakan metode yang telah dibahas pada bab III. Pengontrol PID digunakan pada ketiga kondisi pengukuran, sehingga pada penelitian ini akan didapatkan nilai-nilai parameter PID pada masing-masing pengukuran yang telah dilakukan. Oleh karena itu, nilai-nilai tersebut akan berbeda untuk setiap pengukuran. Kendali PID ini diharapkan dapat menghasilkan sinyal kendali yang optimal, sehingga untuk menentukan nilai-nilai parameter PID dari sistem digunakanlah input gangguan berupa *bumpy road* (gundukan) sesuai dengan [13]. Struktur PID yang digunakan pada penelitian ini merupakan PID ideal paralel (*independent*) atau masing-masing nilai parameter PID tidak saling bergantung.

Metode *Auto Tuning* dengan menggunakan bantuan *software* untuk mendapatkan nilai-nilai parameter PID pada setiap kondisi pengukuran. Kemudian menggunakan metode Ziegler-Nichols dengan kurva osilasi dari respon sistem. Setelah

didapatkan parameter PID dari metode *Auto Tuning* dan metode Ziegler-Nichols, kemudian dilihat respon *output*-nya yaitu: percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi dan deformasi ban.

Metode *Auto Tuning* dan Ziegler-Nichols digunakan sebagai acuan untuk menggunakan metode manual, sehingga dalam menentukan parameter dari PID-nya akan lebih mudah, mengingat untuk menentukan 3 variabel tersebut tidak mudah untuk dilakukan dan nantinya akan mendapatkan nilai PID yang terbaik dan sederhana. Metode manual yang digunakan adalah masih menggunakan metode *Auto Tuning* dengan bantuan *software*, namun masih mengubah parameter PID secara manual pada *software* dengan menggeser secara manual pada *tools Response Time* yang terdapat pada *PID Tuner software*, hingga mendapatkan respon yang lebih baik dari *default auto tuning* dari *software* dan metode Ziegler-Nichols. Oleh karena itu, penamaan metode dengan *Default Auto Tuning* adalah *Auto Tuning 1* sedangkan *Auto Tuning* dengan modifikasi secara manual disebut dengan metode *Auto Tuning 2* pada penelitian ini.

4.3.1 Pengukuran I

Percepatan *sprung-mass* atau *body acceleration* adalah tolok ukur utama dalam kenyamanan suatu kendaraan. Subyek yang merasa nyaman atau tidaknya suatu kendaraan adalah penumpang kendaraan itu sendiri. Dalam pemodelan baik sistem pasif ataupun aktif dapat dilihat pada gambar 2.1 diketahui bahwa posisi penumpang termasuk dalam *sprung-mass*. Oleh karena itu, besarnya nilai *sprung-mass* atau *body acceleration* sangat berpengaruh terhadap kenyamanan dalam berkendara. Semakin kecil percepatan kearah vertikal yang dialami oleh *sprung-mass*, semakin kecil pula percepatan ke arah vertikal yang akan diterima oleh penumpang yang mengakibatkan meningkatnya tingkat kenyamanan pada kendaraan. Begitu juga sebaliknya, semakin besar nilai *sprung-mass acceleration* mengakibatkan menurunnya tingkat kenyamanan pada kendaraan.

Oleh karena itu, pada kondisi pengukuran I digunakanlah pengukuran pada percepatan *sprung-mass* yang nantinya akan dilihat respon dari keluaran sistem yaitu: percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi, dan deformasi dari ban. Parameter PID pada pengukuran I dapat dilihat pada tabel 4.1, dari ketiga metode dilihat respon keluaran masing-masing, sehingga didapatkan satu nilai parameter yang digunakan.

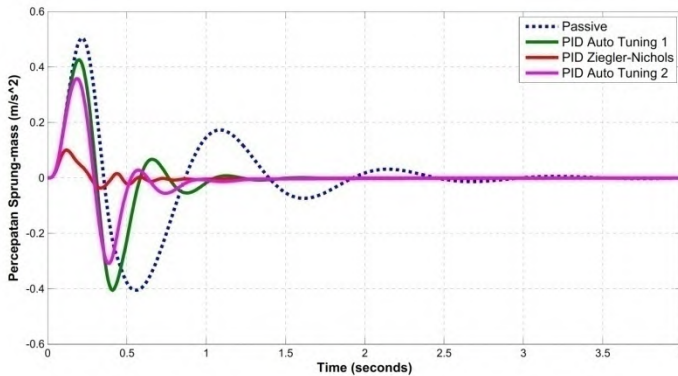
Tabel 4.1 Parameter PID pada Pengukuran Body Acceleration.

Parameter	Metode		
	<i>Auto Tuning 1</i>	Ziegler-Nichols	<i>Auto Tuning 2</i>
Kcr	-	0,18	-
Pcr	-	0,14	-
Kp	0	0,108	0,0085
Ki	0,2036	1,4595	0,2904
Kd	0	0,0019	0

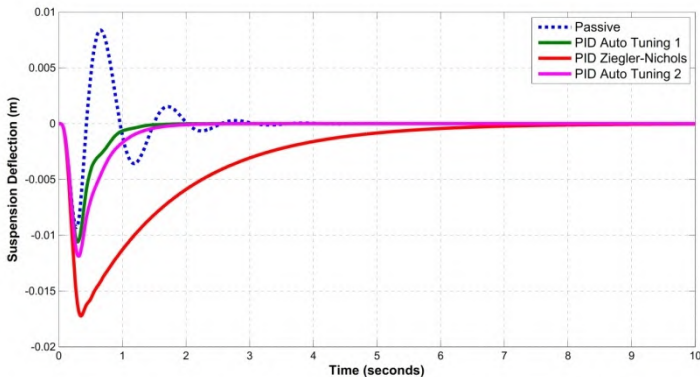
Untuk dapat mengamati respon hasil pengukuran I terhadap *output* percepatan *sprung-mass*/bodi dapat dilihat pada gambar 4.4, bahwa respon dari ketiga metode tersebut lebih baik dari sistem pasif. Pada gambar 4.5 *output* berupa defleksi suspensi, dapat dilihat bahwa metode *Auto Tuning 1* dan 2 berhimpit dan lebih baik dari sistem pasif jika dilihat dari osilasinya, sedangkan dengan metode Ziegler-Nichols tidak lebih baik dari pasif. Pada gambar 4.6 *output* berupa deformasi ban, ketiga metode lebih baik dari sistem pasif.

Dari hasil respon dari ketiga metode pada pengukuran I didapatkan, bahwa metode nilai parameter PID yang terbaik adalah pada metode *Auto Tuning 2* dan 1 karena dengan hanya melakukan satu pengukuran (percepatan *sprung-mass*) pada LBAS dapat memperbaiki ketiga *output* penting dari suspensi

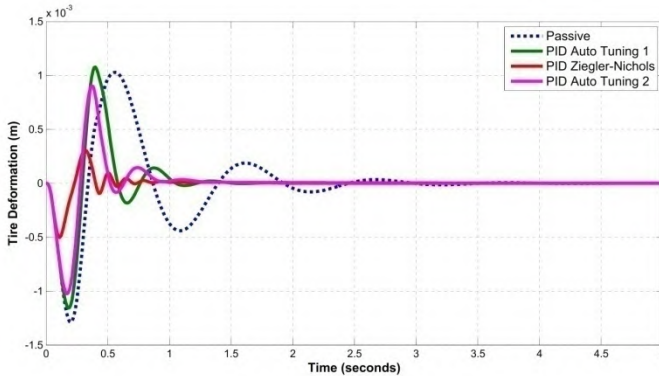
yaitu: percepatan bodi, defleksi suspensi dan deformasi ban. Pada metode Ziegler-Nichols sebenarnya mendapati respon yang sangat baik dari ketiganya, namun pada *output* defleksi suspensi sangat tidak baik dari sistem pasif. Oleh karena itu, penentuan nilai parameter dari PID pada metode *Auto Tuning 2* sangat tepat dan dapat nantinya dibandingkan dengan pengendali LQG dan LQR.



Gambar 4.4 Respon *Output* Percepatan bodi Pengukuran I.



Gambar 4.5 Respon *Output* Defleksi Suspensi Pengukuran I.



Gambar 4.6 Respon *Output* Deformasi Ban Pengukuran I.

4.3.2 Pengukuran II

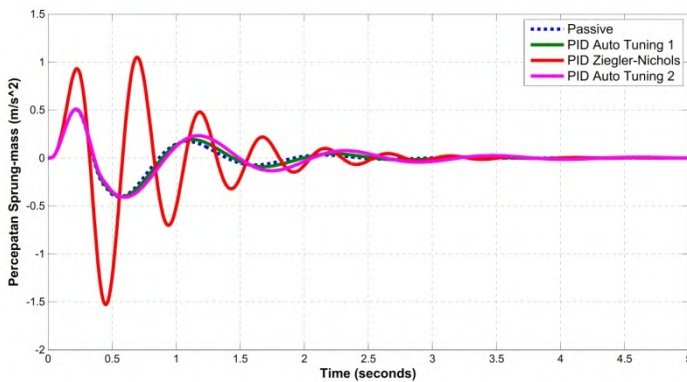
Besarnya nilai *suspension deflection* pada kendaraan adalah salah satu tolok ukur keamanan dalam berkendara. Keamanan yang dimaksud meliputi dua hal, yaitu: kekuatan material suspensi (khususnya pegas) untuk menahan gaya akibat ketidakrataan jalan dan kemampuan *road holding* kendaraan. Dengan nilai kekakuan (konstanta) pegas yang tetap, semakin besar defleksinya yang terjadi maka semakin besar pula gaya yang dirasakan oleh pegas. Jika gaya yang dirasakan semakin besara dan secara terus menerus, maka material pegas akan mengalami kelelahan (*fatigue*). Selain itu, defleksi suspensi kendaraan pasti memiliki *stroke limit* tertentu. Sesaat setelah defleksi suspensi mencapai titik *stroke limit*, ban kendaraan akan tidak menapak pada jalan. Kondisi tersebut sangat membahayakan karena kendaraan tidak dapat dikontrol.

Oleh karena itu, pada kondisi pengukuran II digunakanlah pengukuran pada defleksi suspensi yang nantinya akan dilihat respon dari keluaran sistem yaitu: percepatan *sprung-mass*/bodi, suspensi defleksi, dan deformasi dari ban. Parameter PID pada pengukuran II dapat dilihat pada tabel 4.2, dari ketiga metode

dilihat respon keluaran masing-masing, kemudian dibandingkan dengan respon dari sistem pasif-nya.

Tabel 4.2 Parameter PID pada Pengukuran Suspension Deflection.

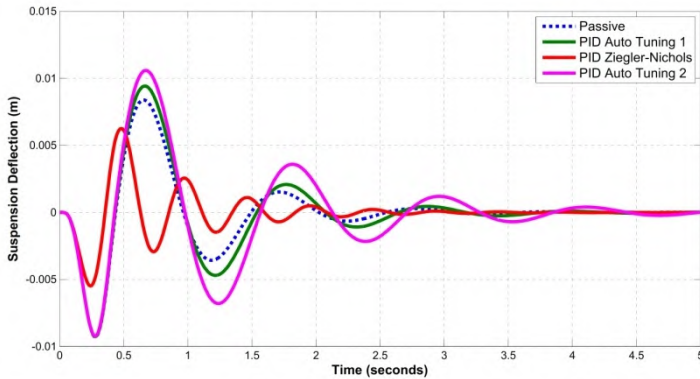
Parameter	Metode		
	<i>Auto Tuning 1</i>	Ziegler-Nichols	<i>Auto Tuning 2</i>
Kcr	-	1,3	-
Pcr	-	4,3	-
Kp	0	0,78	0
Ki	0,6161	0,3628	1,3081
Kd	0	0,4193	0



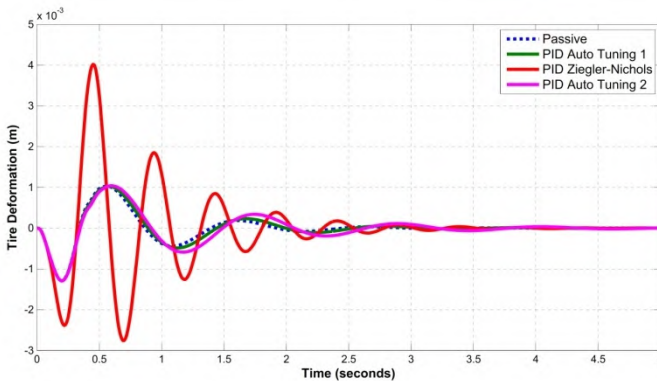
Gambar 4.7 Respon *Output* Percepatan Bodi Pengukuran II.

Untuk dapat mengamati respon hasil pengukuran II terhadap *output* percepatan *sprung-mass*/bodi dapat dilihat pada gambar 4.7, bahwa respon dari metode Ziegler-Nichols tidak

lebih baik dari sistem pasif, sedangkan metode *Auto Tuning* 1 dan 2 berhimpit dengan sistem pasif. Pada gambar 4.8 *output* berupa defleksi suspensi, dapat dilihat bahwa metode Ziegler-Nichlos lebih baik dari sistem pasif, sedangkan dengan metode *auto tuning* 1 dan 2 tidak lebih baik dari pasif. Pada gambar 4.9 *output* berupa deformasi ban, metode Ziegler-Nichlos tidak lebih baik dari sistem pasif, hanya metode *Auto Tuning* 1 dan 2 yang berhimpit pada sistem pasif.



Gambar 4.8 Respon *Output* Defleksi Suspensi Pengukuran II.



Gambar 4.9 Respon *Output* Deformasi Ban Pengukuran II.

Dari hasil respon dari ketiga metode pada pengukuran II didapatkan, bahwa tidak ada metode dengan nilai parameter PID yang terbaik yang menghasilkan respon *output* yang semuanya lebih baik dari pasif, sehingga pada pengukuran II nantinya tidak dapat dibandingkan dengan pengendali LQG ataupun LQR. Walaupun dari ketiga metode tidak ada penentuan parameter yang membuat sistem LBAS tidak stabil. Metode yang mendekati terbaik adalah pada metode *Auto Tuning 1*.

4.3.3 Pengukuran III

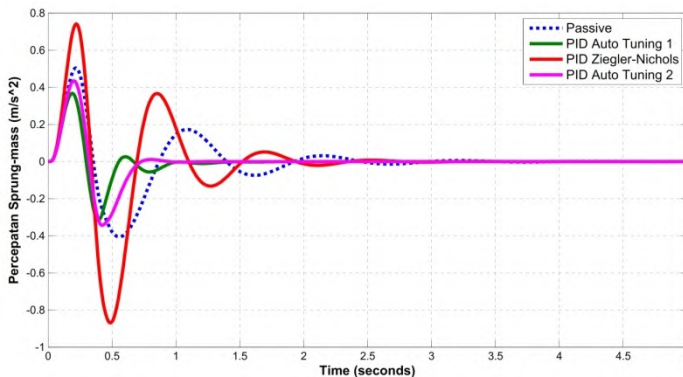
Selain *suspension deflection* tolok ukur keamanan dalam berkendara juga dapat ditinjau dari seberapa besar nilai tire deformation yang terjadi pada kendaraan. Semakin besar nilainya, maka besar pula tekanan udara didalam ban yang dirasakan ban bagian atas. Hal ini, dapat mengakibatkan kerugian tekanan pada ban dan jika dalam waktu yang lama dapat mengakibatkan ban pecah sewaktu-waktu. Bahkan untuk ban dengan desain yang tipis, *tire deformation* yang berlebihan dapat merusak *rim*, sehingga dapat memicu terjadinya *unbalance* pada roda dan berpotensi merusak komponen kendaraan yang lain karena dapat menimbulkan vibrasi yang berlebihan.

Tabel 4.3 Parameter PID pada Pengukuran Tire Deformation.

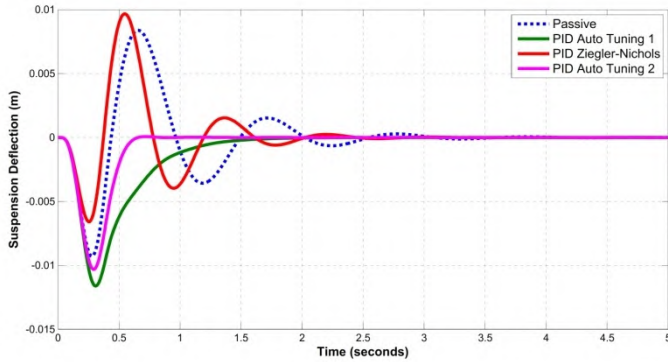
Parameter	Metode		
	<i>Auto Tuning 1</i>	Ziegler-Nichols	<i>Auto Tuning 2</i>
Kcr	-	6,192	-
Pcr	-	0,754	-
Kp	-1,0241	3,7152	0
Ki	-92,6481	9,8546	-48,2465
Kd	0	0,3502	0

Oleh karena itu, pada kondisi pengukuran III digunakanlah pengukuran pada defleksi ban yang nantinya akan dilihat respon dari keluaran sistem yaitu: percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi, dan deformasi dari ban. Parameter PID pada pengukuran III dapat dilihat pada tabel 4.3, dari ketiga metode dilihat respon keluaran masing-masing, sehingga didapatkan satu nilai parameter yang digunakan. Namun, pengukuran III ini susah untuk diimplementasikan.

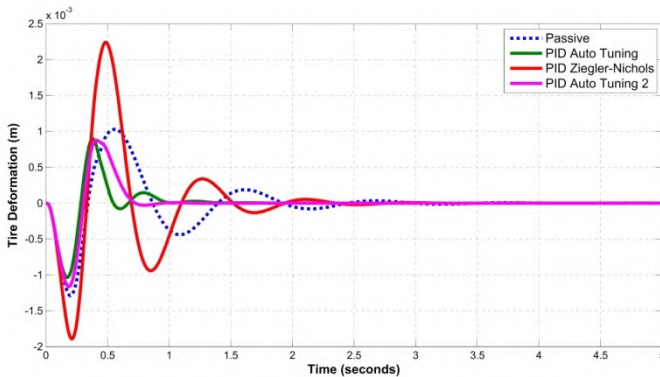
Untuk dapat mengamati respon hasil pengukuran III terhadap *output* percepatan *sprung-mass*/bodi dapat dilihat pada gambar 4.10, bahwa respon dari metode Ziegler-Nichols tidak lebih baik dari pasif, metode *Auto Tuning* 1 dan 2 lebih baik dari sistem pasif. Pada gambar 4.11 *output* berupa defleksi suspensi, dapat dilihat bahwa metode Ziegler-Nichols tidak lebih baik dari sistem pasif, sedangkan metode *Auto Tuning* 1 dan 2 lebih baik dari pasif jika dilihat dari osilasinya. Pada gambar 4.12 *output* berupa deformasi ban, metode *Auto Tuning* 1 dan 2 lebih baik dari sistem pasif, hanya metode Ziegler-Nichols yang tidak lebih baik dari sistem pasif.



Gambar 4.10 Respon *output* percepatan bodi pengukuran III.



Gambar 4.11 Respon *output* defleksi suspensi pengukuran III.



Gambar 4.12 Respon *output* deformasi ban pengukuran III.

Dari hasil respon dari ketiga metode pada pengukuran III didapatkan, bahwa metode *Auto Tuning 1* memiliki nilai parameter PID yang terbaik karena menghasilkan respon *output* yang semuanya lebih baik dari pasif. Namun, karena parameter PID pada metode *Auto Tuning 1* dan *2* bernilai negatif maka nilai tersebut dihindari penggunaannya dalam mendesain kendali PID. Kemudian jika dilihat dari pengimplementasiannya pada sistem

kendali pada suspensi, pengukuran III yang menggunakan deformasi ban sebagai pengukurannya akan sangat susah dilakukan, sehingga pada pengukuran III nantinya tidak dapat dibandingkan dengan pengendali LQG ataupun LQR.

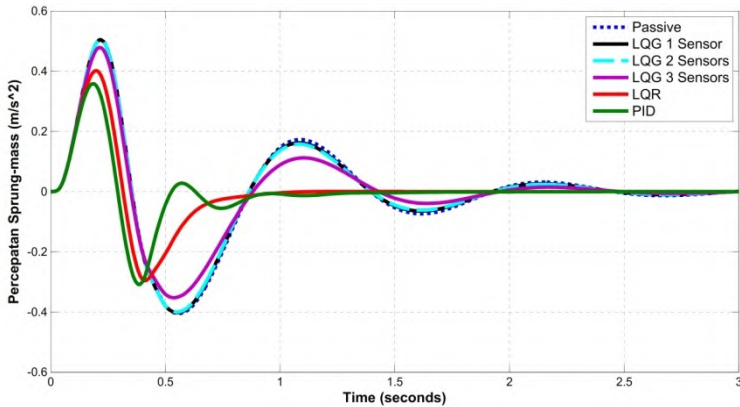
4.4 Analisa Unjuk Kerja LBAS

Setelah didapatkan hasil respon dari ketiga pengukuran dengan parameter PID pada masing-masing pengukuran, didapatkan nilai parameter yang terbaik pada pengukuran I yakni pada percepatan *sprung-mass*/bodi. Pengukuran I dengan kendali PID yang menggunakan metode *Auto Tuning 2* kemudian akan dilakukan perbandingan dengan pengendali LQR (*full state feedback*) dan LQG dengan 3 kondisi yaitu: kondisi I menggunakan 1 sensor (percepatan *sprung-mass*), kondisi II menggunakan 2 sensor (percepatan *sprung-mass* dan defleksi suspensi) dan kondisi III (percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, dan percepatan *unsprung-mass*) sesuai [4]. Gangguan berupa *bumpy road* (gundukan) untuk menganalisa respon perbandingan dari ketiga pengendali kemudian dengan *input* gangguan berupa ketidakrataan jalan (*white noise*) digunakan untuk menentukan nilai RMS dari masing-masing pengendali terhadap sistem suspensi pasif.

4.4.1 Respon sistem terhadap gangguan *bumpy road*

Sistem akan diberikan gangguan berupa *bumpy road* (gundukan) dengan menggunakan persamaan (2.18) dan sesuai dengan penelitian [13] dapat dilihat pada gambar 4.3. Parameter untuk kendali PID menggunakan metode *Auto Tuning 2* dengan pengukuran I, karena semua respon dari ketiga output pada pengukuran I lebih baik dari sistem pasif. Kemudian, kendali PID akan dibandingkan dengan kendali LQR dan LQG. Untuk kendali LQR didapat dari penelitian [3], sedangkan untuk LQG dengan 3 kondisi yaitu: kondisi I dengan 1 sensor (percepatan *sprung-mass*), kondisi II dengan 2 sensor (percepatan *sprung-*

mass dan defleksi suspensi), dan kondisi III dengan 3 sensor (percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi dan percepatan *unsprung-mass*) sesuai penelitian [4].

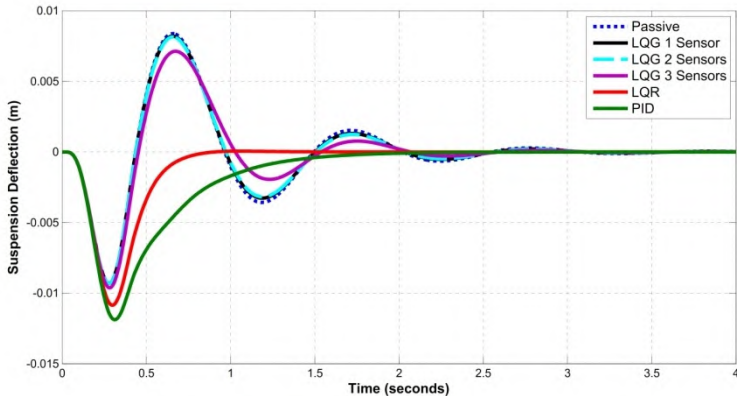


Gambar 4.13 Respon Bumpy Road *Sprung-mass Acceleration*

Pada pengukuran terhadap *output* percepatan *sprung-mass*/bodi, dapat dilihat pada gambar 4.13, bahwa respon dari kendali LQG dengan I dan II kondisi berhimpit pada sistem pasif, namun masih lebih baik dari sistem pasif. Kemudian pada LQG dengan kondisi III memiliki respon yang lebih baik dari kondisi I,II dilihat dari *magnitude* osilasinya dan memiliki percepatan sebesar $0,47 \text{ m/s}^2$ untuk sistem pasif percepatan maksimalnya sebesar $0,5 \text{ m/s}^2$, namun nilai *settling time* dari sistem pasif dan LQG hampir sama sekitar 3,5 detik. Pada kendali LQR memiliki respon yang lebih cepat dengan *settling time* 1 detik dan percepatan maksimal sebesar $0,4 \text{ m/s}^2$. Pada kendali PID responnya lebih baik dari LQR dan LQG dengan nilai percepatan maksimal $0,38 \text{ m/s}^2$ dan *settling time* sebesar 1 detik.

Pada pengukuran terhadap *output* suspensi defleksi, dapat dilihat pada gambar 4.14, bahwa respon dari kendali LQG dengan

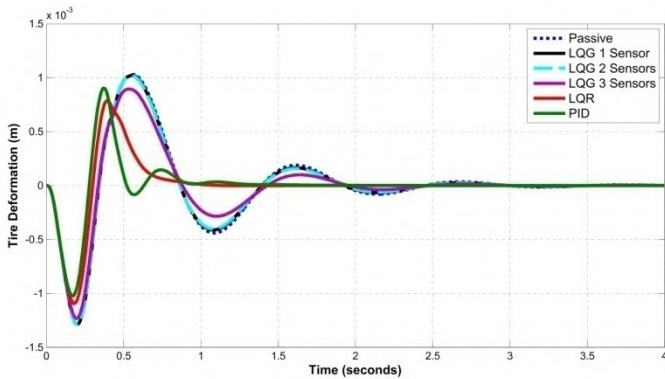
I dan II kondisi juga berhimpit pada sistem pasif, namun masih lebih baik dari sistem pasif. Kemudian pada LQG dengan kondisi III memiliki respon yang lebih baik dari kondisi I,II dilihat dari magnitudo osilasinya dan memiliki defleksi sebesar 9,7 mm untuk sistem pasif defleksi maksimalnya sebesar 9,8 mm, namun nilai *settling time* dari sistem pasif dan LQG hampir sama sekitar 3 detik. Pada kendali LQR memiliki respon yang sangat cepat dengan *settling time* 0,8 detik namun defleksi maksimal sebesar 11,5 mm. Pada kendali PID responnya tidak lebih baik dari LQG dengan *settling time* sebesar 1,5 detik dan nilai defleksi maksimal 12 mm, namun masih lebih baik dari sistem pasif jika dilihat dari osilasinya.



Gambar 4.14 Respon Bumpy Road *Suspension Deflection*

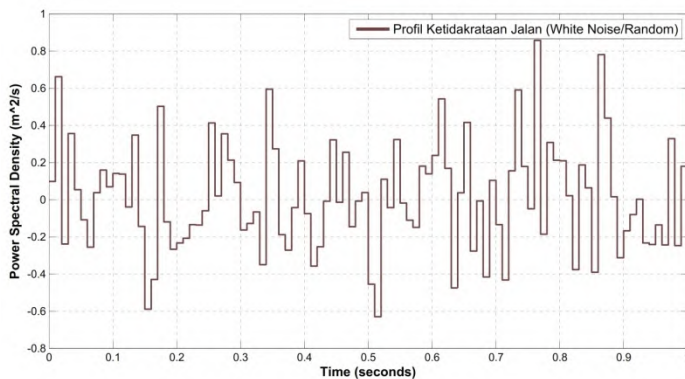
Pada pengukuran terhadap *output* deformasi ban, dapat dilihat pada gambar 4.15, bahwa respon dari kendali LQG dengan kondisi I,II dan kendali PID berhimpit pada sistem pasif, namun masih lebih baik dari sistem pasif. Kemudian pada LQG dengan kondisi III memiliki respon yang lebih baik dari kondisi I,II dilihat dari osilasinya dan memiliki defleksi sebesar 1,2 mm untuk sistem pasif defleksi maksimalnya sebesar 1,25 mm, namun nilai *settling time* dari sistem pasif dan LQG sama sekitar 3 detik.

Pada kendali LQR memiliki respon yang lebih cepat dengan *settling time* 1 detik dengan defleksi maksimal sebesar 1,1 mm, sedangkan pada PID defleksi maksimal sebesar 1 mm dengan *settling time* 1 detik.



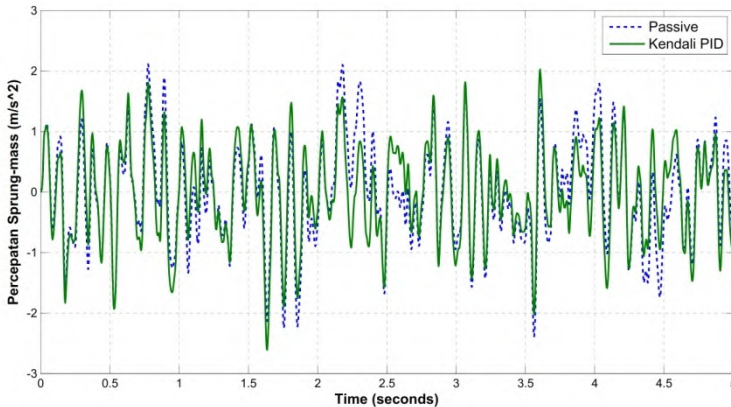
Gambar 4.15 Respon Bumpy Road *Tire Deformation*

4.4.2 Respon sistem terhadap gangguan ketidakrataan jalan



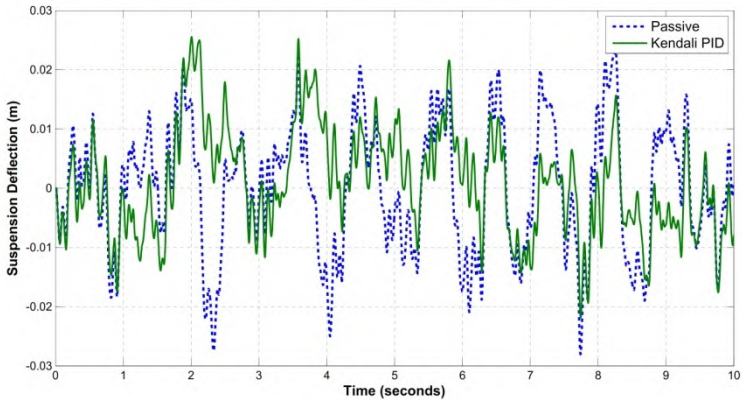
Gambar 4.16 Sinyal *Input* Berupa Ketidakrataan Jalan (*Random/white noise*)

Setelah sistem LBAS dengan kendali PID diberikan gangguan berupa *bumpy road* (gundukan), sehingga diketahui karakteristik dari sistem LBAS dengan kendali PID maka dilanjutkan dengan memberikan gangguan ketidakrataan jalan (*white noise*) menggunakan persamaan (2.20) dan sesuai dengan penelitian [3-4] dapat dilihat pada gambar 4.16. Hasil respon yang didapat dari pemberian gangguan berupa ketidakrataan jalan adalah nilai *root mean square* (RMS) dengan menggunakan persamaan (2.22) sesuai dengan [4].

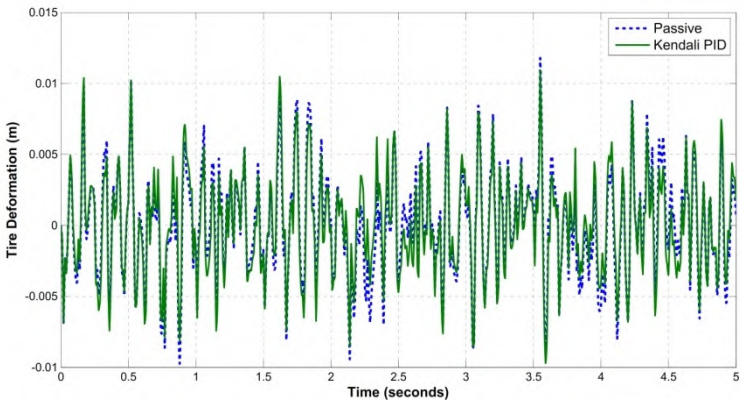


Gambar 4.17 Respon *output* Percepatan Bodi terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.

Dapat dilihat dari gambar 4.17 adalah grafik respon percepatan *sprung-mass* dari kendali PID yang dibandingkan dengan sistem pasif-nya. Kemudian didapatkan nilai rms sebelum dinormalisasikan sebesar $0,5624 \text{ m/s}^2$ untuk sistem pasif, sedangkan untuk sistem dengan kendali PID sebesar $0,4503 \text{ m/s}^2$. Sesuai dengan ISO 2631 pada tabel 2.4 didapatkan bahwa sistem pasif memiliki kriteria *Fairly Uncomfortable*, sedangkan dengan kendali PID memiliki level kenyamanan *A Little Comfortable*.



Gambar 4.18 Respon *output* Defleksi Suspensi terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.



Gambar 4.19 Respon *output* Deformasi Ban terhadap Ketidakrataan Jalan dari LBAS kendali PID dan Sistem Pasif.

Pada gambar 4.18 didapatkan respon dari defleksi suspensi terhadap ketidakrataan jalan dari sistem pasif dan LBAS dengan kendali PID. Dapat dilihat, bahwa sistem pasif memiliki

nilai defelksi suspensi yang lebih besar dari sistem dengan kendali PID. Pada tabel 4.4 dapat dilihat, bahwa nilai rms sebelum dinormalisasikan untuk suspensi defleksi sebesar 0,0105 m pada suspensi pasif dan 0,0094 m pada LBAS dengan kendali PID. Sesuai dengan penelitian [3], bahwa nilai defleksi statis suspensi maksimal pada kendaraan adalah sebesar $\pm 0,08$ m, sehingga defleksi suspensi baik sistem pasif maupun dengan pengendali PID masih dalam batas limit.

Pada gambar 4.19 didapatkan respon dari deformasi ban terhadap ketidakrataan jalan dari sistem pasif dan LBAS dengan kendali PID. Dapat dilihat juga, bahwa sistem pasif memiliki nilai deformasi ban yang lebih besar dari sistem dengan kendali PID walaupun perbedaannya sangat kecil. Pada tabel 4.4 dapat dilihat, bahwa nilai rms sebelum dinormalisasikan untuk deformasi ban sebesar 0,0015 m pada suspensi pasif dan 0,0013 m pada LBAS dengan kendali PID. Sesuai dengan penelitian [3], bahwa nilai deformasi ban statis maksimal pada kendaraan adalah sebesar $\pm 0,023$ m, sehingga deformasi ban baik sistem pasif maupun dengan pengendali PID masih dalam batas limit.

Tabel 4.4 Perbandingan Nilai RMS pada Sistem Pasif dan LBAS

Pengendali	Nilai RMS		
	Percepatan Sprung-mass (m/s^2)	Defleksi Suspensi (m)	Deformasi Ban (m)
Sistem Pasif	0,5624	0,0105	0,0015
PID	0,4503	0,0094	0,0013
LQG 1 sensor	0,5571	0,0104	0,0015
LQG 2 Sensors	0,5549	0,0103	0,0015
LQG 3 Sensors	0,5116	0,0097	0,0014
LQR	0,3314	0,0079	0,0012

Setelah nilai rms didapatkan, maka dilanjutkan menormalisasikan nilai rms sesuai dengan [3-4] dengan menggunakan persamaan (2.23). Hasil nilai rms tersebut dapat dilihat pada tabel 4.5. dapat dilihat perbandingan nilai rms yang telah dinormalisasikan dari ketiga pengendali. Batas maksimal nilai rms pada sistem suspensi berdasarkan penelitian [3] nilai maksimal rms untuk suspensi defleksi sebesar $0,961 \text{ s}^{-1/2}$, sedangkan untuk defleksi ban adalah sebesar $0,276 \text{ s}^{-1/2}$. Batas nilai rms untuk percepatan *sprung-mass* tidak dijelaskan secara rinci, namun yang menjadi acuan untuk mendesain sistem kontrol pada suspensi adalah dengan membandingkan dengan nilai rms sistem pasif-nya dan pada ISO 2631 untuk meninjau level kenyamanannya. Nilai rms yang sudah dinormalisasi digunakan untuk menentukan nilai *comfort gain* dan nantinya dibandingkan juga dengan kendali LQG dan LQR.

Tabel 4.5 Perbandingan Nilai RMS yang Telah Dinormalisasi pada Sistem Pasif dan LBAS

Pengendali	Nilai RMS (sudah dinormalisasi)		
	Percepatan <i>Sprung-mass</i> ($\text{s}^{-3/2}$)	Defleksi Suspensi ($\text{s}^{-1/2}$)	Deformasi Ban ($\text{s}^{-1/2}$)
Sistem Pasif	31,56	0,38	0,13
PID	29,4906	0,3216	0,1266
LQG 1 sensor	30,9444	0,375	0,129
LQG 2 Sensors	30,8881	0,3728	0,1289
LQG 3 Sensors	29,8663	0,3494	0,1269
LQR	26,05	0,2851	0,1260

Berdasarkan tabel 4.5 dapat dilihat bahwa, nilai rms dari kendali PID baik percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi dan deformasi ban memiliki nilai yang lebih kecil dari sistem pasif-nya. Kemudian pada pengendali LQR memiliki nilai rms terendah

pada nilai percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi dan deformasi ban. Pada pengendali PID nilai rms bersaing pada nilai suspensi defleksi dan defleksi ban. Oleh karena itu, penentuan parameter pada pengukuran I dengan metode *Auto Tuning 2* tepat karena semua nilai-nya lebih baik dari sistem pasif dan dapat bersaing dengan pengendali LQG.

4.5 *Comfort Gain* LBAS

Setelah memperoleh informasi mengenai karakteristik LBAS dengan pengontrol PID dengan masing-masing pengukuran dan telah didapatkan pengukuran dengan hasil yang terbaik yakni pengukuran I, kemudian telah didapatkan nilai rms dari semua pengendali baik PID, LQG dan LQR maka penelitian akan dilanjutkan dengan meninjau nilai *comfort gain* untuk LBAS. Perhitungan nilai *comfort gain* menggunakan persamaan (2.24). Peninjauan nilai *comfort gain* ini juga dilakukan oleh [3-4] dengan mencari nilai rms yang telah dinormalisasi pada masing-masing kendali (PID, LQG dan LQR) dan nantinya akan dibandingkan hasil dari nilai *comfort gain*-nya.

Tabel 4.6 Perbandingan Nilai Comfort Gain pada LBAS

Pengendali	Nilai <i>Comfort Gain</i>		
	Percepatan <i>Sprung-mass</i> (%)	Defleksi Suspensi (%)	Deformasi Ban (%)
PID	6,56	15,37	2,62
LQG 1 sensor	1,95	1,32	0,77
LQG 2 Sensors	2,13	1,89	0,85
LQG 3 Sensors	5,37	8,05	2,38
LQR	17,46	24,97	3,08

Berdasarkan tabel 4.6 dapat dilihat bahwa, nilai *comfort gain* dari kendali LQG baik percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi dan deformasi ban selalu meningkat ketika penggunaan sensor lebih banyak. Kemudian dari kendali PID, baik percepatan *sprung-mass*, suspensi defleksi dan deformasi ban memiliki nilai yang lebih besar dari pengendali LQG baik dengan kondisi I,II maupun III. Pengendali LQR memiliki nilai *comfort gain* terbesar dari semua pengukuran terhadap *output* sistem suspensi LBAS karena menggunakan semua state pada sistem LBAS dalam pengukurannya dengan nilai pembobotan yang tepat sesuai dengan [3]. Mengingat sistem kendali LQG dan LQR pada implementasinya sangat rumit jika dibandingkan dengan PID yang praktis dan sederhana, maka penggunaan PID pada sistem LBAS dapat dipertimbangkan untuk dilakukan analisa lebih lanjut.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

```

clear all
clc

%% Data Parameter LBAS
mb=320; % Quarter car body mass
mw=32; % Wheel assembly mass
rho=mw/mb; % mass ratio
kb=13000; % Suspension spring stiffness
kt=127000; % Tire stiffness
db=0.6*(2*sqrt(kb*mb)); %Suspension damping
Zb= 0.3; % Body damping ratio
wb=sqrt(kb/mb); %Undamped uncoupled body
natural frequency
wt=sqrt(kt/mw); %Undamped uncoupled tire
natural frequency
Zf=0.707; % Low pass filter damping ratio
fc=3; % Low pass filter cut-off frequency
wc=fc*(2*pi); % Low pass filter cut-off
frequency

%% State space matrices suspensi pasif
A=[0 0 1 -1;
    0 0 0 1;
    -wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb;
    (wb^2)/rho -wt^2 (2*Zb*wb)/rho -
    (2*Zb*wb)/rho];
B=[0; 0; wb^2; -(wb^2)/rho];
Bg=[0; -1; 0; 0];
C=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb;
    1 0 0 0;
    0 1 0 0];
d=[0 0; 0 0; 0 0];

```

```

%% State space matrices LBAS
Af=[0 0 1 -1 0 0;
    0 0 0 1 0 0;
    -wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    (wb^2)/rho -wt^2 (2*Zb*wb)/rho -
    (2*Zb*wb)/rho -(wb^2)/rho 0;
    0 0 0 0 0 1;
    0 0 0 0 -wc^2 -2*Zf*wc];
Bf=[0; 0; 0; 0; 0; wc^2];
Cf=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    1 0 0 0 0 0;
    0 1 0 0 0 0];
gf=[0; -1; 0; 0; 0; 0];
df1=[0 0; 0 0; 0 0];

%% Simulation dari white noise
Amp=4.9*1e-6; % noise
Vel=25; % kecepatan kendaraan m/s
Znorm=sqrt(2*pi*Amp*Vel);

%% Simulation dari Bumpy Road
H= 0.1; % tinggi gundukan m
L= 5; % Panjang Gundukan
V= 12.5; % kecepatan kendaraan m/s
dt = L / V;
time = linspace(0, dt);
time = time';
rh = H/2*(1-cos(2*3.1415926*time/dt)); %
Persamaan Gundukan

road = [time rh];

```

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan yang telah dilakukan dapat ditarik beberapa kesimpulan mengenai performa LBAS dengan kendali PID adalah sebagai berikut:

1. Performa *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dengan kendali PID lebih baik dari sistem pasif dilihat dari nilai kenyamanan berupa percepatan *sprung-mass*/bodi dan dari keamanan berupa suspensi defleksi dan deformasi ban.
2. Hasil dari perhitungan nilai RMS (*root mean square*) dari LBAS dengan kendali PID memiliki nilai RMS yang lebih kecil dari sistem pasif. Nilai RMS pada percepatan *sprung-mass* sebesar $0,4503 \text{ m/s}^2$ sehingga memiliki level *A Little Comfortable* pada range level kenyamanan pada ISO 2631, sedangkan untuk suspensi defleksi sebesar $0,0094 \text{ m}$ dan deformasi ban sebesar $0,0013 \text{ m}$.
3. Hasil nilai *comfort gain* dari kendali PID memiliki nilai yang lebih besar dari sistem dengan LQG baik kondisi I,II dan III serta dapat bersaing dengan sistem dengan kendali LQR pada nilai suspensi defleksi dan deformasi ban. Nilai *Comfort Gain* LBAS dengan kendali PID pada percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, dan deformasi ban masing-masing sebesar $6,56\%$; $15,37\%$; dan $2,62\%$.

5.2 Saran

Adapun saran yang diberikan penulis antara lain:

1. Penelitian ini dilakukan dengan kondisi yang ideal, semua dianggap linier, dan juga tidak memodelkan aktuator. Diharapkan nantinya ada penerus yang akan meneliti

mengenai penggunaan atau memodelkan aktuator yang tepat untuk sistem LBAS dengan pengendali PID.

2. Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai LBAS dengan analisa ketangguhan sistem kontrol, agar ketika parameter berubah-ubah sistem kontrol masih dapat digunakan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Chiou, J.S. 2009. *Using Fuzzy Logic Controller and Evolutionary Genetic Algorutm for Automotive Active Suspension System*. International Research Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 6:703-710
- [2] Guo, Li-Xin, Zhang, Li-Ping. 2012. *Robust H_∞ Control of Active Vehicle Suspension Under Non-Stationary Running*. Elsevier. Journal of Sound and Vibration 331 (2012) 5824-5837.
- [3] Koch, G., Fritsch, O., Lohman, B. 2010. *Potential of Low Bandwidth Active Suspension Control with Continuously Variable Damper*. Elsevier, Control Engineering Practice 18 (2010) 1251-1262.
- [4] Kristiadi, Stefanus Rangga. 2014. **Pengaruh Jumlah Sensor pada Low Bandwidth Active Suspension**. Jurusan Teknik Mesin, Institut teknologi sepuluh nopember. Surabaya.
- [5] Mouleeswaran, Senthilkumar. 2012. *PID Controller Design Approaches-Theory, Tuning and Application to Frontier Areas: Design and Development of PID Controller-Based Active Suspension System for Automobiles*. ISBN: 978-953-51-0405-6, InTech.
- [6] Nise, Norman S. 2011. *Control System Engineering 7th edition*. Wiley plus. USA.
- [7] Nyoman, B. 2004. **Pengujian Prototip Suspensi Aktif Tegar (Robust) Model Seperempat Kendaraan**. PROC.ITB Sains & Tel, Vol. 36A, No. 1:83-95.
- [8] Ogata, K. 1994. **Teknik Kontrol Automatic (Sistem Pengaturan), Jilid 1**. Jakarta: Erlangga.

- [9] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration 5th edition*. Pearson Education, Inc., U.S.
- [10] Rohmad. 2015. **Desain dan Analisis Kendali Sistem Suspensi Menggunakan PID dan Logika Fuzzy dengan Simulink MatLab**. Universitas Negeri Semarang.
- [11] Zhou, Qi. 2013. *Research and Simulation on New Active Suspension Control System*. Lehigh University. Thesis and Dissertations. Paper 1700.
- [12] Hendricks, E., Jannerup, O., Sorensen, Paul H. 2008. *Linear System Control: Deterministic and Stochastic Method*. Springer. Berlin, Germany.
- [13] Chen, Hong. Guo, Kong-Hui. 2005. *Constrained H-infinity Control of Active Suspensions: An LMI Approach*. IEEE Transactions on control system technology, Vol. 13, No. 3.
- [14] Sutantra, I Nyoman., Sampurno, Bambang. 2010. **Teknologi dan Konstruksi Otomotif**. Surabaya: Gunawidya.

BIODATA PENULIS



Assalaamu'alaaikum, Wr, Wb. Penulis bernama lengkap Ferly Isnomo Abdi yang dilahirkan pada tanggal 4 Desember 1992 di Jalan Manyar Sabrangan, Kelurahan Manyar Sabrangan, Kecamatan Mulyorejo, Kota Surabaya, Provinsi Jawa Timur. Penulis merupakan anak kedua dari 2 bersaudara. Pendidikan formal yang pernah ditempuh yaitu: SD Islam MARYAM Surabaya, SMP Negeri 39 Surabaya, SMA Negeri 20 Surabaya dengan bidang studi IPA. Setelah itu, penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi pada Program Studi D3 Teknik Mesin bidang studi Konversi Energi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya pada tahun 2011. Kemudian, penulis meneruskan ke jenjang strata I (S-1) dengan program Lintas Jalur di jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2014. Pendidikan non-formal penulis menempuh di Madrasatul Qur'an Al-Anwar Surabaya. Penulis juga aktif mengikuti organisasi kemasyarakatan. Pengalaman mengajar penulis di SDN Manyar Sabrangan I Surabaya sebagai pembina ekstrakurikuler seni Sholawat Al-Banjari. Penulis sering terinspirasi dengan kata mutiara berikut: *“Do the best and keep moving forward”*, *“Orang yang tekun, giat, rajin, tanggung jawab, dan tidak mudah menyerah akan menemukan jalan yang diinginkannya”*, *“Jujurlah dalam semua hal, walaupun itu sulit dan dalam tekanan kehidupan yang tinggi, sehingga bersabarlah pasti semuanya akan ada hikmahnya”*, dan *“Ingat 3S (Serius, Santai, Sukses)”*.

e-mail Penulis: ferly_abdi@yahoo.com