

TUGAS AKHIR - TM234702

**DESAIN SISTEM KENDALI SUSPENSI AKTIF PADA
SIMSCAPE VEHICLE MODEL MENGGUNAKAN *LINEAR
QUADRATIC REGULATOR* (LQR)**

HAFIZAH TABINA IS'ADIYAH

NRP 5007211020

Dosen Pembimbing

Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

NIP 197805102001121001

Departemen S-1 Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2025



TUGAS AKHIR - TM234702

**DESAIN SISTEM KENDALI SUSPENSİ AKTİF PADA
SIMSCAPE VEHICLE MODEL MENGGUNAKAN *LINEAR
QUADRATIC REGULATOR* (LQR)**

HAFIZAH TABINA IS'ADYAH

NRP 5007211020

Dosen Pembimbing

Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

NIP 197805102001121001

Departemen S-1 Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2025



FINAL PROJECT - TM234702

DESIGN OF ACTIVE SUSPENSION CONTROL SYSTEM ON SIMSCAPE VEHICLE MODEL USING LINEAR QUADRATIC REGULATOR (LQR)

HAFIZAH TABINA IS'ADIYAH

NRP 5007211020

Thesis Advisor

Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

NIP 197805102001121001

Undergraduate Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2025

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN SISTEM KENDALI SUSPENSI AKTIF PADA SIMSCAPE VEHICLE MODEL MENGUNAKAN LINEAR QUADRATIC REGULATOR (LQR)

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **HAFIZAH TABINA IS'ADYAH**
NRP. 5007211020

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
2. Latifah Nurahmi, S.T., M.Sc., Ph.D.
3. Ir. Suwarmin, P.E., M.T.
4. Dr. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.

Pembimbing

Penguji 1

Penguji 2

Penguji 3



SURABAYA

Juli, 2025

APPROVAL SHEET

DESIGN OF ACTIVE SUSPENSION CONTROL SYSTEM ON SIMSCAPE VEHICLE MODEL USING LINEAR QUADRATIC REGULATOR (LQR)

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements for
obtaining a Bachelor of Engineering Degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **HAFIZAH TABINA IS'ADIYAH**

NRP. 5007211020

Approval by the Final Project Examiner Team:

1. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

Thesis Advisor

2. Latifah Nurahmi, S.T., M.Sc., Ph.D.

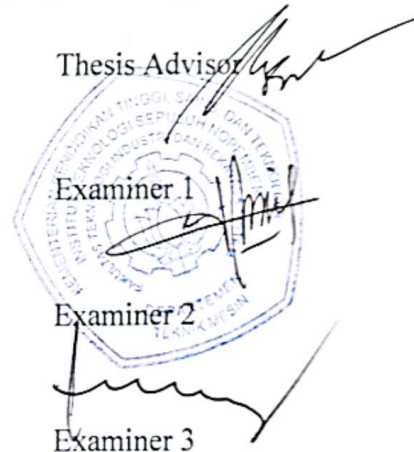
Examiner 1

3. Ir. Suwarmin, P.E., M.T.

Examiner 2

4. Dr. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.

Examiner 3



SURABAYA

July, 2025

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Hafizah Tabina Is'adiyah / 5007211020
Program studi : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
/ 197805102001121001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul **“Desain Sistem Kendali Suspensi Aktif pada Simscape Vehicle Model Menggunakan Linear Quadratic Regulator (LQR)”** merupakan hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis sesuai dengan kaidah penulisan ilmiah.

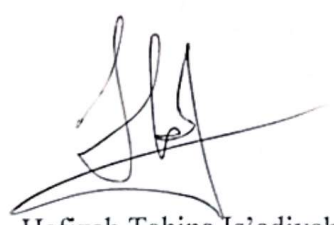
Apabila di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 24 Juli 2025

Mengetahui,
Dosen Pembimbing,


Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
NIP. 197805102001121001

Mahasiswa,


Hafizah Tabina Is'adiyah
NRP. 5007211020

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned:

Student Name / NRP : Hafizah Tabina Is'adiyah / 5007211020
Department : Teknik Mesin
Thesis Advisor / NIP : Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
/ 197805102001121001

Hereby declare that the Final Project entitled "Design of Active Suspension Control System on Simscape Vehicle Model Using Linear Quadratic Regulator (LQR)" is entirely my own work, original, and written in accordance with academic writing standards.

Should any discrepancies with this statement be identified in the future, I am willing to accept sanctions in accordance with the regulations of the Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 24 July 2025

Acknowledge by,
Thesis Advisor,

Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
NIP. 197805102001121001



Student,

Hafizah Tabina Is'adiyah
NRP. 5007211020

ABSTRAK

DESAIN SISTEM KENDALI SUSPENSI AKTIF PADA SIMSCAPE VEHICLE MODEL MENGUNAKAN LINEAR QUADRATIC REGULATOR (LQR)

Nama Mahasiswa / NRP : Hafizah Tabina Is'adiyah / 5007211020
Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

Abstrak

Sistem suspensi pasif pada kendaraan konvensional memiliki keterbatasan dalam meredam osilasi *pitch* dan *roll*, terutama saat menghadapi manuver ekstrem seperti belokan tajam atau mendadak. Hal ini berdampak pada penurunan kenyamanan berkendara (*ride comfort*) serta stabilitas kendaraan akibat hilangnya kontak optimal antara ban dan permukaan jalan (*road holding*). Untuk mengatasi masalah tersebut, penelitian ini mengusulkan penerapan sistem suspensi aktif dengan metode Linear Quadratic Regulator (LQR) pada model kendaraan 7-DOF di Simscape. Tujuan utamanya adalah mereduksi osilasi *pitch* dan *roll*, mempertahankan *road holding*, serta membatasi defleksi suspensi dalam batas aman (*rattle space*). Pengujian dilakukan dengan simulasi manuver *double lane change* standar ISO 3888 pada jalan datar, lalu membandingkan performa sistem suspensi pasif dan aktif untuk kondisi satu dan empat penumpang. Hasil simulasi menunjukkan bahwa sistem suspensi aktif dengan kontrol LQR mampu meningkatkan kenyamanan dan stabilitas kendaraan secara signifikan. Pada variasi satu penumpang, percepatan *pitch* berkurang sebesar 13,7% (dari $0,01828 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,01531 \text{ rad/s}^2$), dan percepatan *roll* menurun sebesar 16,8% (dari $0,25134 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,20739 \text{ rad/s}^2$). Pada variasi empat penumpang, terjadi penurunan percepatan *pitch* dengan reduksi sebesar 4,9% dan *roll* sebesar 14,6%. Meskipun terjadi peningkatan defleksi pada komponen suspensi dan ban akibat *trade-off* pengalihan energi dinamis, seluruh nilai defleksi tetap berada dalam batas toleransi aman ($\mu < 1$ dan $\eta < 1$). Dengan demikian, penerapan LQR pada sistem suspensi aktif terbukti mampu meningkatkan performa kendaraan dalam aspek *ride comfort*.

Kata kunci: Suspensi aktif, Linear Quadratic Regulator (LQR), Simscape Vehicle Model, 7-DOF, *Ride comfort*, *Road holding*, *Deflection suspension limit*, Double Lane Change ISO 3888.

ABSTRACT

DESIGN OF ACTIVE SUSPENSION CONTROL SYSTEM ON SIMSCAPE VEHICLE MODEL USING LINEAR QUADRATIC REGULATOR (LQR)

Student Name / NRP : Hafizah Tabina Is'adiyah / 5007211020
Department : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Thesis Advisor : Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

Abstract

The passive suspension system in conventional vehicles has limitations in damping pitch and roll oscillations, particularly during extreme maneuvers such as sharp or sudden turns. This results in reduced ride comfort and compromised vehicle stability due to suboptimal tire-road contact (road holding). To address this issue, this study proposes the implementation of an active suspension system using the Linear Quadratic Regulator (LQR) method on a 7-DOF vehicle model in Simscape. The primary objectives are to reduce pitch and roll oscillations, maintain optimal road holding, and limit suspension deflection within safe bounds (rattle space). Testing was conducted via simulation of the ISO 3888 standard double lane change maneuver on a flat road, comparing the performance of passive and active suspension systems under single- and four-passenger load conditions. The simulation results demonstrate that the LQR-controlled active suspension system significantly improves ride comfort and vehicle stability. In the single-passenger scenario, pitch acceleration was reduced by 13.7% (from 0.01828 rad/s^2 to 0.01531 rad/s^2), while roll acceleration was reduced by 16.8% (from 0.25134 rad/s^2 to 0.20739 rad/s^2). For the four-passenger scenario, pitch and roll accelerations were reduced by 4.9% and 14.6%, respectively. Although suspension and tire deflections increased due to the dynamic energy trade-off, all deflection values remained within safe tolerance limits ($\mu < 1$ and $\eta < 1$). Thus, the application of LQR in the active suspension system effectively enhances vehicle performance in terms of ride comfort.

Keywords: Active suspension, Linear Quadratic Regulator (LQR), Simscape Vehicle Model, 7-DOF, Ride comfort, Road holding, Suspension deflection limit, Double Lane Change ISO 3888.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas limpahan rahmat dan karunia-Nya. Berkat pertolongan dan hidayah-Nya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Desain Sistem Kendali Suspensi Aktif pada Simscape Vehicle Model Menggunakan Linear Quadratic Regulator (LQR)”. Shalawat serta salam semoga senantiasa tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW, beserta keluarga dan para sahabatnya, yang telah membawa cahaya ilmu bagi umat manusia. Penyusunan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bimbingan, dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu, dengan penuh rasa hormat, penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, **Bapak Hariyanto** dan **Ibu Sri Ernawati**, atas doa, kasih sayang, nasihat, dan dukungan yang tiada henti selama penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS.
2. Saudara-saudara terkasih bernama **Hittah Rizkyane Radiyah**, **Hana Eryana Najiyah**, dan **Hilda Atikah Rasyah** yang selalu menjadi sumber semangat dan penghibur di tengah perjalanan studi.
3. **Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.**, selaku dosen pembimbing yang sabar dan penuh perhatian dalam memberikan arahan dan ilmu selama proses penyusunan Tugas Akhir.
4. **Ibu Latifah Nurahmi, S.T., M.Sc.** dan **Bapak Dr. Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.**, selaku dosen penguji yang memberikan saran dan masukan berharga dalam penyempurnaan karya ini.
5. Sahabat dan rekan seperjuangan, **Dzulfikar Adnan** dan **Devita Sella Nur Safitriyana**, yang senantiasa menjadi teman diskusi, sumber motivasi, serta pendukung setia sepanjang perjalanan kuliah dan proses penyelesaian Tugas Akhir.
6. **Teman-teman Laboratorium Rekayasa Sistem Kontrol** yang senantiasa memberikan semangat dan saling mendukung dalam proses akademik.
7. **Seluruh rekan Teknik Mesin angkatan M64**, yang telah mewarnai perjalanan perkuliahan dengan kebersamaan, canda tawa, serta pengalaman yang tak terlupakan.

Akhir kata, penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan demi perbaikan di masa mendatang.

Surabaya, 2025

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	iv
<i>APPROVAL SHEET</i>	v
PERNYATAAN ORISINALITAS.....	vi
<i>STATEMENT OF ORIGINALITY</i>	vii
ABSTRAK.....	viii
<i>ABSTRACT</i>	ix
KATA PENGANTAR	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Penelitian Terdahulu.....	3
2.2 Dasar Teori	6
2.2.1 Pengertian Suspensi	6
2.2.2 Mekanisme Kerja Suspensi	7
2.2.3 Jenis Kontrol Suspensi	8
2.2.4 <i>Vehicle Model</i>	9
2.2.5 Linear Quadratic Regulator (LQR)	10
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	13
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	13
3.2 Pemodelan Dinamika Kendaraan 7-DOF dengan Suspensi Aktif.....	13
3.2.1 Model Dinamis.....	14
3.2.2 Persamaan Dinamika Kendaraan	14
3.3 Representasi <i>State Space</i>	16
3.4 Parameter Kendaraan	18
3.5 Penerapan Sistem Suspensi Aktif pada Simscape Vehicle Model	19
3.6 Simulasi <i>Double Lane Change</i> ISO 3888.....	20
3.8 Analisis Performa Sistem Suspensi Aktif.....	22
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	24
4.1 Modifikasi Simscape Vehicle Model	24
4.2 Analisis Performa Sistem Suspensi.....	27
4.2.1 <i>Ride Comfort</i>	27
4.2.2 <i>Road Holding</i>	31
4.2.3 <i>Suspension Deflection Limit</i>	35
4.3 <i>Trade-off</i> dalam Desain dan Kinerja Kontrol LQR.....	40

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	42
5.1 Kesimpulan	42
5.2 Saran.....	43
DAFTAR PUSTAKA	44
BIODATA PENULIS	45

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Bumpy Road</i>	3
Gambar 2.2 Perbandingan Sistem Suspensi Aktif dan Pasif pada <i>Bumpy Road Profile</i> . (a) Percepatan <i>Sprung Mass</i> , (b) <i>Relative Suspension Deflection</i> , (c) <i>Relative Tire Load</i>	4
Gambar 2.3 Perbandingan Sistem Suspensi Aktif dan Pasif pada Class C Road ISO-8608 <i>Profile</i> . (a) Percepatan <i>Sprung Mass</i> , (b) <i>Relative Suspension Deflection</i> , (c) <i>Relative Tire Load</i>	5
Gambar 2.4 Peningkatan <i>Ride Comfort</i> dan <i>Road Holding</i> pada Suspensi Aktif.....	5
Gambar 2.5 Komponen Suspensi.....	7
Gambar 2.6 Suspensi Dependen dan Independen	8
Gambar 2.7 Jenis Kontrol Sistem Suspensi	9
Gambar 2.8 <i>Quarter Vehicle Model</i>	9
Gambar 2.9 <i>Half Vehicle Model</i>	10
Gambar 2.10 Skema Sistem Kontrol LQR	11
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	13
Gambar 3.2 <i>Vehicle Motion</i>	14
Gambar 3.3 7-DOF <i>Full Vehicle Model</i>	14
Gambar 3.4 Dimensi Kendaraan.....	18
Gambar 3.5 Skema LQR <i>Controller</i>	19
Gambar 3.6 <i>Double Lane Change</i> ISO 3888	20
Gambar 3.7 Plot Lintasan dan Gerak Kendaraan (a) Posisi (b) Kecepatan Kendaraan pada Arah x dan y	21
Gambar 3.8 Plot Kecepatan Roda	21
Gambar 3.9 Visualisasi <i>Multibody Explorer</i>	22
Gambar 4.2 <i>Linear Spring Subsystem</i>	24
Gambar 4.3 <i>Body Subsystem</i>	25
Gambar 4.4 <i>Tire Subsystem</i>	26
Gambar 4.5 <i>Controller Subsystem</i>	27
Gambar 4.6 Percepatan <i>Pitch</i> pada <i>Sprung Mass</i> Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	28
Gambar 4.7 Percepatan <i>Roll</i> pada <i>Sprung Mass</i> Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	29
Gambar 4.8 Visualisasi <i>Vehicle Motion</i>	30
Gambar 4.9 Defleksi Ban Depan Kiri ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	32
Gambar 4.10 Defleksi Ban Depan Kanan ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	32
Gambar 4.11 Defleksi Ban Belakang Kiri ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	33
Gambar 4.12 Defleksi Ban Belakang Kanan ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang.....	33
Gambar 4.13 Visualisasi Arah <i>Tire Deflection</i>	34

Gambar 4.14 Defleksi Suspensi Depan Kiri pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang	36
Gambar 4.15 Defleksi Suspensi Depan Kanan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang	37
Gambar 4.16 Defleksi Suspensi Belakang Kiri pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang	37
Gambar 4.17 Defleksi Suspensi Belakang Kanan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang	38
Gambar 4.18 Visualisasi Arah <i>Suspension Deflection</i>	39

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Parameter Kendaraan	4
Tabel 2.2 Hasil Simulasi <i>Road Excitation</i>	6
Tabel 3.1 Parameter Simscape Vehicle Model	19
Tabel 3.2 <i>State Variable</i> Simscape	20
Tabel 4.1 <i>Initial Spring Length</i> (x_0)	24
Tabel 4.2 <i>Initial Wheel Frame Radius</i> (z_0).....	26
Tabel 4.3 Data dan RMS Percepatan <i>Pitch</i> pada <i>Sprung Mass</i> Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang	28
Tabel 4.4 Data dan RMS Percepatan <i>Roll</i> pada <i>Sprung Mass</i> Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang	29
Tabel 4.3 Data dan RMS <i>Tire Deflection</i> pada Mobil dengan Satu Penumpang	33
Tabel 4.4 Data dan RMS <i>Tire Deflection</i> pada Mobil dengan Empat Penumpang	34
Tabel 4.5 Perhitungan <i>Relative Tire Load</i> pada Sistem Suspensi Aktif Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang	35
Tabel 4.6 Data dan RMS <i>Suspension Deflection</i> pada Mobil dengan Satu Penumpang	38
Tabel 4.7 Data dan RMS <i>Suspension Deflection</i> pada Mobil dengan Empat Penumpang.....	38
Tabel 4.8 Perhitungan <i>Relative Suspension Deflection</i> pada Sistem Suspensi Aktif Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang	39

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem suspensi pasif pada kendaraan konvensional memiliki keterbatasan signifikan dalam merespons dinamika jalan yang beragam, terutama pada kendaraan dengan *Center of Gravity* (CG) tinggi seperti *Sport Utility Vehicle* (SUV). Saat kondisi manuver dinamis seperti *double lane change*, kendaraan mengalami gaya inersia yang besar sehingga menimbulkan osilasi berlebihan dalam gerakan *pitch* dan *roll*. Fenomena ini tidak hanya mengurangi kenyamanan berkendara (*ride comfort*), tetapi juga berpotensi menurunkan kestabilan kendaraan akibat hilangnya kontak optimal antara ban dan permukaan jalan (*road holding*). Studi eksperimental oleh Smith et al., (2021) menunjukkan bahwa suspensi pasif hanya efektif meredam getaran frekuensi tinggi (> 10 Hz), sementara getaran frekuensi rendah ($1 - 5$ Hz) tidak teredam secara optimal, sehingga meningkatkan risiko kehilangan kendali dan mempercepat *fatigue failure* pada komponen suspensi.

Untuk mengatasi keterbatasan tersebut, sistem suspensi aktif dikembangkan dengan memanfaatkan aktuator yang mampu menghasilkan gaya kendali secara adaptif dan *real time*. Sistem ini memungkinkan peningkatan signifikan pada *ride quality* dan *handling performance* melalui mekanisme *closed-loop control*. Di antara berbagai metode kontrol modern, Linear Quadratic Regulator (LQR) menawarkan solusi optimal dengan meminimalkan *cost function* yang mempertimbangkan *trade-off* antara *state error* dan *control effort*. Keunggulan LQR terletak pada kemampuannya mengoptimasi *multi-objective control* melalui pemilihan *weighting matrices* (Q dan R) yang tepat, sehingga cocok untuk sistem *Multi-Input Multi-Output* (MIMO). Meskipun berbagai metode kontrol suspensi aktif telah dikembangkan, sebagian besar penelitian terdahulu masih terbatas pada model sederhana seperti *quarter-car* atau *half-car*, yang tidak mampu merepresentasikan interaksi dinamis keseluruhan sumbu (*axis*) pada kendaraan nyata. Selain itu, evaluasi kinerja suspensi pada umumnya dilakukan dengan gangguan jalan antara lain *bump/step input*, *pothole* (lubang), *sine wave*, maupun *random road profile* tanpa mempertimbangkan skenario manuver transien yang melibatkan gaya lateral dan longitudinal.

Urgensi pengembangan sistem suspensi kendaraan semakin meningkat seiring dengan tuntutan performa yang lebih tinggi pada kendaraan modern. Pertama, kemajuan teknologi kendaraan otonom menuntut sistem suspensi yang adaptif terhadap berbagai dinamika jalan. Kedua, standar keselamatan global seperti Euro NCAP secara konsisten memperketat kriteria evaluasi terhadap *vehicle stability*. Berdasarkan pertimbangan tersebut, penelitian ini mengusulkan desain sistem kendali suspensi aktif menggunakan metode LQR pada 7-DOF Simscape Vehicle Model. Secara spesifik, desain ini bertujuan untuk mengevaluasi performa kendali LQR dalam meningkatkan kenyamanan berkendara (*ride comfort*), dengan tetap mempertahankan kemampuan cengkeraman atau *grip* roda ke jalan (*road holding*) dan membatasi defleksi suspensi dalam batas aman (*rattle space*). Pengujian performa sistem akan dilakukan melalui simulasi manuver *double lane change* pada profil jalan datar.

1.2 Rumusan Masalah

Penelitian ini bertujuan untuk menjawab beberapa pertanyaan berikut:

1. Bagaimana memodifikasi Simscape Vehicle Model untuk mengimplementasikan sistem suspensi aktif?
2. Bagaimana performa kendali LQR pada sistem suspensi aktif terhadap peningkatan *ride comfort*, dengan mempertahankan kemampuan *road holding* serta membatasi *suspension deflection* dalam batas aman (*rattle space*)?

1.3 Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian ini dibatasi oleh beberapa faktor:

1. Kendaraan yang digunakan merupakan *full vehicle model* dengan tujuh derajat kebebasan (7-DOF) yang diimplementasikan dalam Simscape.
2. Penggunaan *Ideal Force Source* sebagai elemen penggerak (aktuator) dalam sistem suspensi aktif.
3. Pengujian performa sistem dilakukan dengan simulasi manuver *double lane change* pada profil jalan datar.

1.4 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini meliputi:

1. Melakukan modifikasi Simscape Vehicle Model untuk mengimplementasikan sistem suspensi aktif.
2. Mengevaluasi performa kendali LQR pada sistem suspensi aktif terhadap peningkatan *ride comfort*, dengan mempertahankan kemampuan *road holding* serta membatasi *suspension deflection* dalam batas aman (*rattle space*).

1.5 Manfaat

Hasil penelitian ini diharapkan memberikan manfaat, antara lain:

1. Referensi dasar untuk penelitian selanjutnya mengenai penerapan LQR dalam sistem suspensi kendaraan.
2. Meningkatkan literasi teknik di kalangan akademisi mengenai desain dan implementasi sistem suspensi aktif.

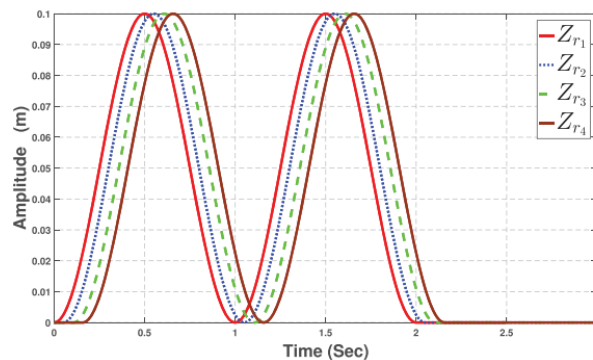
BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian Attia, T., et al. (2019) memodelkan kendaraan 7-DOF yang mencakup gerakan vertikal (*bounce*), *pitch*, dan *roll* pada *sprung mass*, serta gerakan vertikal pada empat roda (*unsprung mass*). Tujuan penelitian ini adalah mengembangkan metode *state estimation* dan *optimal control* untuk sistem suspensi aktif dengan menggunakan data dari *Inertial Measurement Unit* (IMU) sekaligus mempertimbangkan *noise sensor* dan ketidakpastian posisi CG. Sistem suspensi aktif dirancang untuk meningkatkan kenyamanan berkendara (*ride comfort*) dan stabilitas (*road holding*), namun tantangan utamanya adalah menemukan keseimbangan antara kebutuhan suspensi yang *stiff* untuk stabilitas sekaligus *soft* untuk kenyamanan. Solusi yang diusulkan menggabungkan *state estimation* dan *optimal control* menggunakan LQR serta Kalman Filter *observer*. Simulasi dilakukan dengan dua jenis *road excitation*, yaitu:

1. *Bumpy road*: Profil jalan dibentuk oleh superposisi dua sinyal sinusoidal dengan panjang gelombang (*wavelength*) 20 m dan amplitudo 0,1 m. Nilai amplitudo ini 25% lebih tinggi daripada batas maksimum defleksi suspensi (*rattle space*) kendaraan, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2.1. Dalam penelitian ini, pengujian dilakukan pada kecepatan kendaraan 20 m/s.



Gambar 2.1 *Bumpy Road*

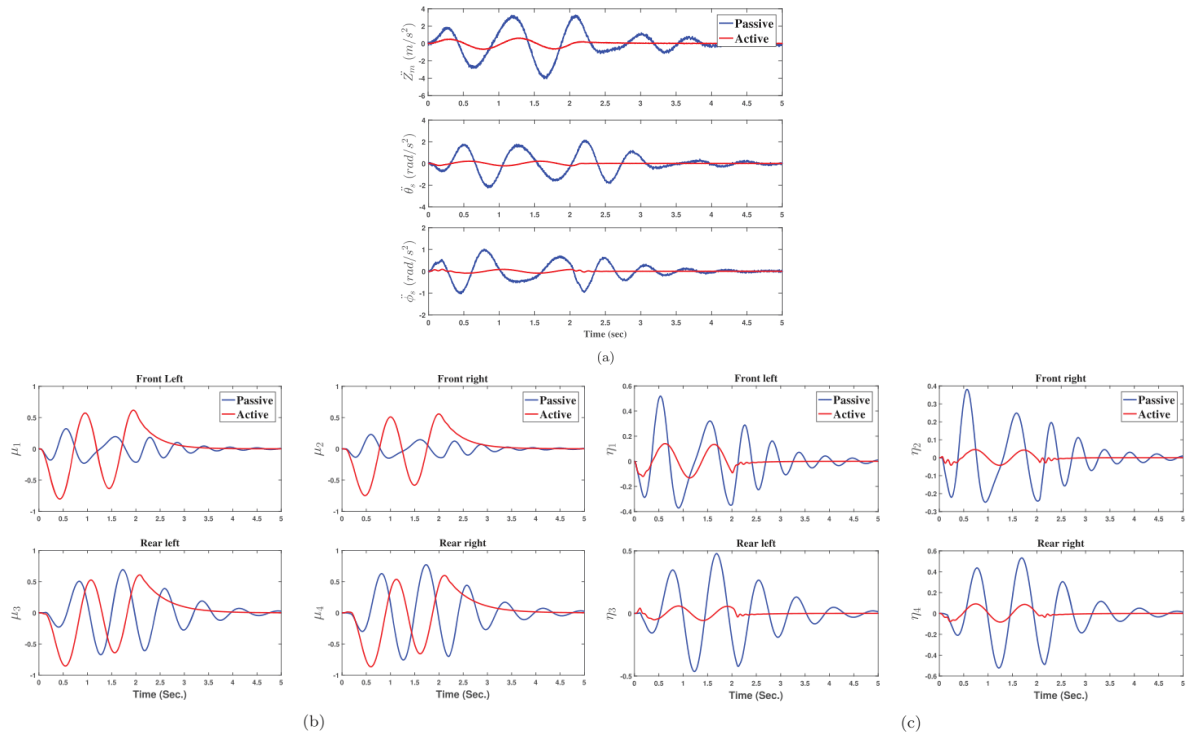
2. Class C road ISO-8608: Menurut standar ISO-8608, jalan diklasifikasikan dari Class A hingga H berdasarkan *Power Spectral Density* (PSD) profil jalan. Class A merepresentasikan jalan dengan tingkat *roughness* terendah, sedangkan Class H menunjukkan kondisi jalan dengan *roughness* tertinggi. Dalam penelitian ini, pengujian dilakukan pada kecepatan kendaraan 10 m/s.

Gambar 2.2 dan 2.3 menunjukkan respons dinamis kendaraan yang meliputi percepatan *sprung mass*, *relative suspension deflection*, dan *relative tire load* terhadap dua jenis eksitasi jalan: *bumpy road* dan Class C Road berdasarkan standar ISO-8608. Hasil simulasi membuktikan bahwa sistem suspensi aktif secara signifikan meningkatkan *ride comfort* dibandingkan suspensi pasif dengan tetap mempertahankan performa *road holding ability*.

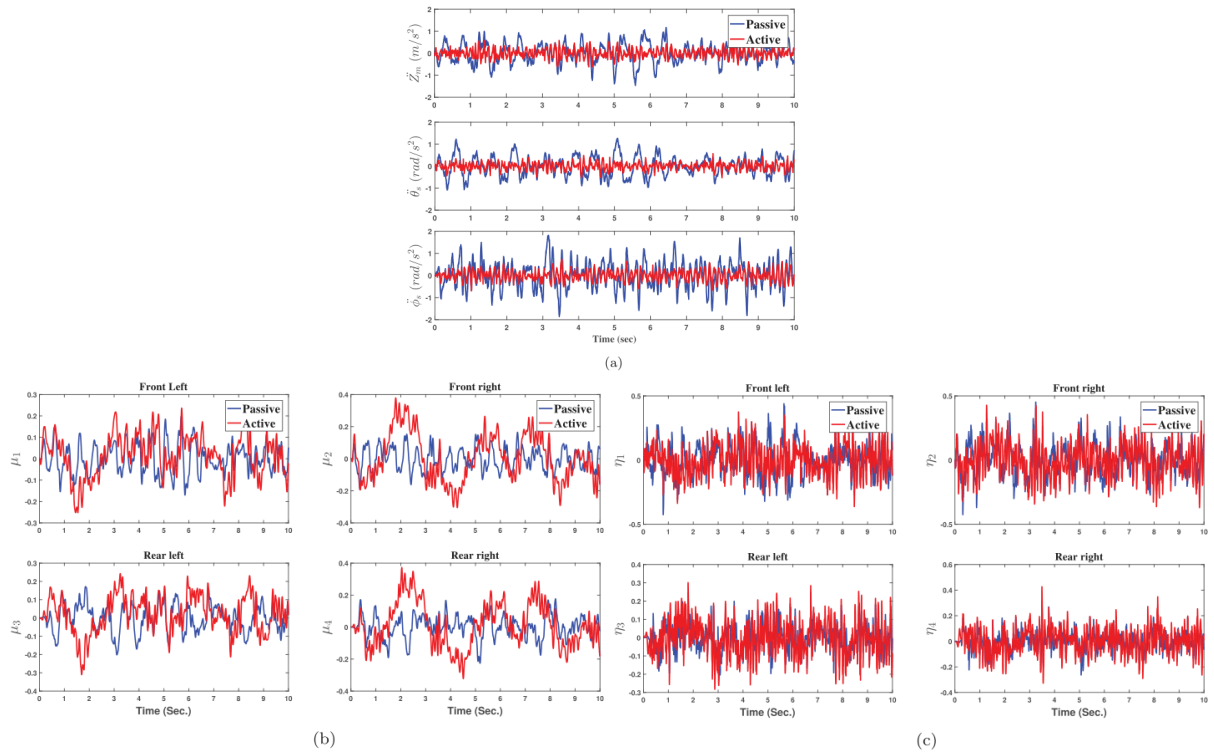
Adapun parameter kendaraan yang digunakan dalam simulasi pengujian kedua jenis suspensi tersebut disajikan pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Parameter Kendaraan

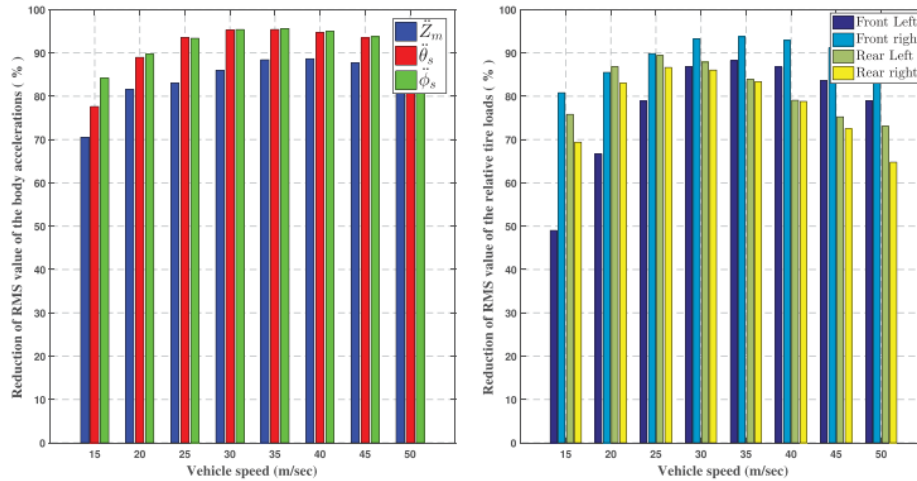
Parameter	Simbol	Nilai
<i>Sprung mass</i>	m_s	2.160 kg
<i>Roll moment of inertia</i>	I_x	946 kg.m ²
<i>Pitch moment of inertia</i>	I_y	4.140 kg.m ²
<i>Distance from CG to front axle</i>	a	1,524 m
<i>Distance from CG to rear axle</i>	b	1,156 m
<i>Wheel track</i>	2w	1,450 m
<i>Front unsprung mass</i>	m_f	85 kg
<i>Rear unsprung mass</i>	m_r	60 kg
<i>Tire stiffness</i>	k_t	200.000 N/m
<i>Front spring stiffness</i>	k_f	96.861 N/m
<i>Rear spring stiffness</i>	k_r	52.310 N/m
<i>Maximum rattle space</i>	z_{max}	0,08 m
<i>Front damping coefficient</i>	$c_f = c_r$	2.460 N.s/m
<i>Rear damping coefficient</i>	$c_f = c_r$	2.281 N.s/m



Gambar 2.2 Perbandingan Sistem Suspensi Aktif dan Pasif pada *Bumpy Road Profile*. (a) Percepatan *Sprung Mass*, (b) *Relative Suspension Deflection*, (c) *Relative Tire Load*



Gambar 2.3 Perbandingan Sistem Suspensi Aktif dan Pasif pada Class C Road ISO-8608 Profile. (a) Percepatan *Sprung Mass*, (b) *Relative Suspension Deflection*, (c) *Relative Tire Load*



Gambar 2.4 Peningkatan *Ride Comfort* dan *Road Holding* pada Suspensi Aktif

Peningkatan *ride comfort* dan *ride holding* pada suspensi aktif divisualisasikan menggunakan diagram batang seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.4. Simulasi tambahan dilakukan dengan memvariasikan kecepatan kendaraan dari 15 – 50 *m/s* menggunakan *bumpy road profile*. Hasil menunjukkan bahwa sistem suspensi aktif mampu mempertahankan reduksi nilai RMS untuk percepatan *sprung mass* dan *dynamic tire load* secara konsisten di seluruh rentang kecepatan. Keunggulan penelitian ini terletak pada implementasi *state*

estimation berbasis *single* IMU yang dikombinasikan dengan Kalman Filter *observer*, sehingga sistem mampu mempertahankan akurasi estimasi 95% dengan ketidakpastian posisi CG mencapai $\pm 20\%$ dari nilai referensi. Data kuantitatif kedua simulasi *road excitation* tersebut dirangkum dalam Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Hasil Simulasi *Road Excitation*

Indeks Performa	Hasil	<i>Bumpy Road</i>		Class C Road ISO-8608	
		Pasif	Aktif	Pasif	Aktif
<i>Ride Comfort</i>	Peak $\ddot{z}_m$	3,855	0,662	1,397	0,624
	RMS $\ddot{z}_m$	1,638	0,302	0,454	0,193
	Peak $\ddot{\theta}_s$	2,163	0,215	1,242	0,563
	RMS $\ddot{\theta}_s$	0,971	0,107	0,443	0,164
	Peak $\ddot{\phi}_s$	0,969	0,089	1,797	0,740
	RMS $\ddot{\phi}_s$	0,420	0,043	0,595	0,225
<i>Road Holding</i>	RMS η_1	0,202	0,067	0,122	0,115
	RMS η_2	0,146	0,021	0,121	0,128
	RMS η_3	0,217	0,029	0,071	0,092
	RMS η_4	0,249	0,042	0,072	0,095
<i>Rattle Space</i>	RMS μ_1	0,322	0,802	0,198	0,252
	RMS μ_2	0,230	0,747	0,192	0,379
	RMS μ_3	0,690	0,854	0,202	0,310
	RMS μ_4	0,772	0,865	0,226	0,372

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Pengertian Suspensi

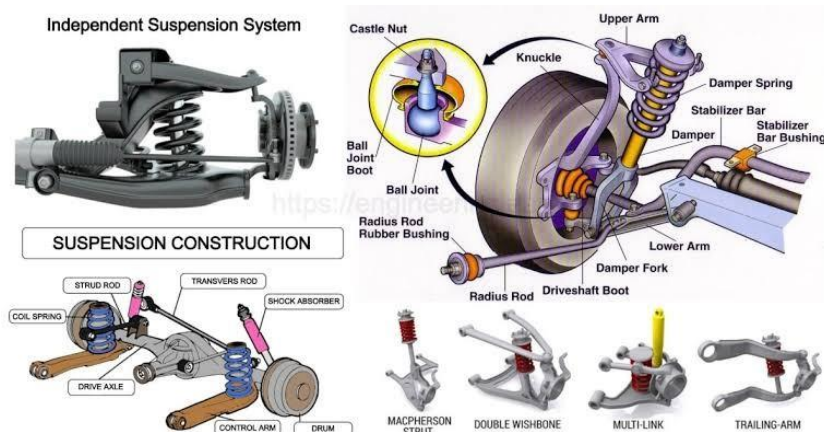
Sistem suspensi pada kendaraan dirancang untuk memaksimalkan gesekan antara ban dengan permukaan jalan. Hal ini bertujuan untuk meningkatkan kenyamanan berkendara, sekaligus memastikan stabilitas serta kemampuan manuver yang baik bagi pengemudi. Permukaan jalan umumnya tidak sempurna dan sering kali memiliki ketidakraturan, sehingga sistem suspensi harus mampu meredam gangguan tersebut serta menopang beban kendaraan secara efektif. Suspensi berperan dalam menyerap energi yang ditransmisikan dari ban akibat ketidakraturan jalan, sehingga *body* dan *chassis* tetap stabil.

Dalam dinamika kendaraan, *ride comfort* atau kenyamanan berkendara mengacu pada kemampuan kendaraan dalam meredam guncangan akibat permukaan jalan yang tidak rata. Sementara itu, *handling* mencerminkan kemampuan kendaraan untuk melakukan akselerasi, menikung, dan pengereman secara aman. Menurut Universal Technical Institute, desain suspensi yang baik harus memenuhi tiga prinsip:

- Road isolation* merujuk pada kemampuan kendaraan untuk tetap melaju dengan stabil di atas permukaan jalan yang kasar dan bergelombang, tanpa menimbulkan gangguan yang signifikan pada *body* kendaraan.
- Road holding* adalah prinsip yang menekankan pentingnya menjaga kontak ban dengan permukaan jalan secara optimal, karena hal ini berpengaruh langsung terhadap

kemampuan kendaraan dalam melakukan manuver, termasuk mengemudi, pengereman, dan akselerasi secara aman.

- c. *Cornering* mengacu pada kemampuan kendaraan untuk melintasi jalur berbelok atau melengkung dengan meminimalkan kemiringan *body roll*, sehingga meningkatkan kestabilan dan kenyamanan berkendara.



Gambar 2.5 Komponen Suspensi

Sistem suspensi terdiri dari berbagai komponen mekanis yang saling bekerja sama untuk meredam getaran, menjaga kestabilan, serta mempertahankan kontak antara ban dan permukaan jalan, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.5. Komponen-komponen utama dari sistem suspensi antara lain:

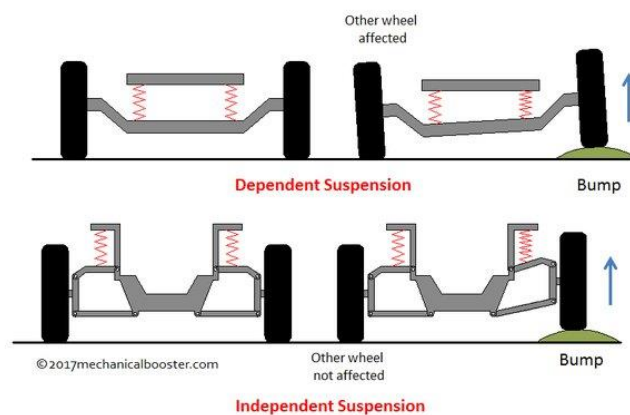
- *Coil spring*: Menyerap energi kinetik dari guncangan dan mengkonversinya menjadi osilasi mekanis.
- *Shock absorber (damper)*: Meredam osilasi pegas untuk mencegah *bouncing* berlebihan dan memastikan stabilitas.
- *Strut*: Komponen ini merupakan gabungan antara *coil spring* dan *shock absorber* dalam satu kesatuan.
- *Control arm* dan *ball joint*: *Control arm* berfungsi sebagai penghubung antara *chassis* kendaraan dengan roda. Sementara itu, *ball joint* berperan sebagai sambungan fleksibel berbentuk bola yang terpasang pada ujung *control arm*. Komponen ini juga sebagai titik tumpu (*pivot*) roda dalam melakukan gerakan vertikal (naik-turun) saat melewati permukaan tidak rata dan berbelok.
- *Stabilizer bar*: Mengurangi *body roll* saat kendaraan berbelok.

Secara keseluruhan, setiap komponen dalam sistem suspensi memiliki peran yang saling melengkapi dalam menjaga kenyamanan, kestabilan, dan keselamatan kendaraan selama beroperasi di berbagai kondisi jalan.

2.2.2 Mekanisme Kerja Suspensi

Sistem suspensi kendaraan dapat dikategorikan berdasarkan dua aspek utama, yaitu berdasarkan mekanisme kerja dan strategi kontrolnya. Dari segi mekanis seperti pada Gambar 2.6, sistem suspensi terbagi menjadi tiga jenis utama, yaitu **dependen**, **semi-dependen**, dan

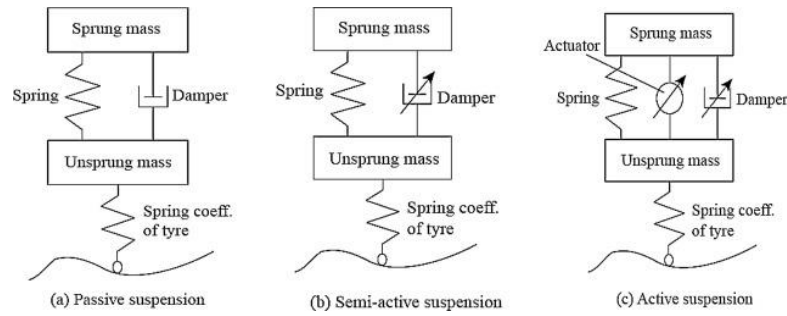
independen. Pada **suspensi dependen**, kedua roda pada satu sumbu terhubung secara kaku oleh satu poros. Akibatnya, jika salah satu roda mengalami guncangan akibat jalan yang tidak rata, roda lainnya pun ikut terpengaruh. Hal ini dapat mengurangi kenyamanan berkendara, terutama pada kondisi jalan yang tidak rata (berlubang atau bergelombang). **Suspensi semi-dependen** merupakan perpaduan antara suspensi dependen dan independen. Keduanya memiliki tingkat keterhubungan tertentu, namun roda-roda pada sistem ini memiliki lebih banyak kebebasan bergerak dibandingkan dengan sistem dependen. Sementara itu, **suspensi independen** memberikan kebebasan gerak paling tinggi pada setiap roda. Masing-masing roda dapat bergerak secara vertikal tanpa terpengaruh oleh gerakan roda lainnya. Hal ini memungkinkan kendaraan untuk lebih baik dalam meredam guncangan dan memberikan kenyamanan berkendara yang lebih baik pada berbagai kondisi jalan.



Gambar 2.6 Suspensi Dependen dan Independen

2.2.3 Jenis Kontrol Suspensi

Berdasarkan perspektif kontrol, sistem suspensi kendaraan pada Gambar 2.7 diklasifikasikan menjadi tiga kategori utama, yaitu **pasif**, **semi-aktif**, dan **aktif**. Sistem **suspensi pasif** merupakan sistem konvensional yang mengandalkan komponen mekanis seperti peredam dan pegas untuk meredam getaran yang dihasilkan oleh ketidakrataan permukaan jalan. Karakteristik redaman pada sistem ini bersifat tetap dan ditentukan pada tahap desain, tanpa adanya intervensi aktif dari sistem kontrol. Akibatnya, kinerja sistem suspensi pasif sangat bergantung pada penyetelan awal komponen dan kurang adaptif terhadap perubahan kondisi jalan. **Suspensi semi-aktif** adalah modifikasi antara suspensi pasif dengan komponen aktif. Kontruksi suspensi semi-aktif terdiri dari pegas dan peredam tanpa menggunakan aktuator, dimana koefisien dari peredamnya dapat dikontrol sesuai dengan keinginan. Dengan demikian, sistem semi-aktif menawarkan tingkat kenyamanan dan *handling* yang lebih baik dibandingkan dengan sistem suspensi pasif.



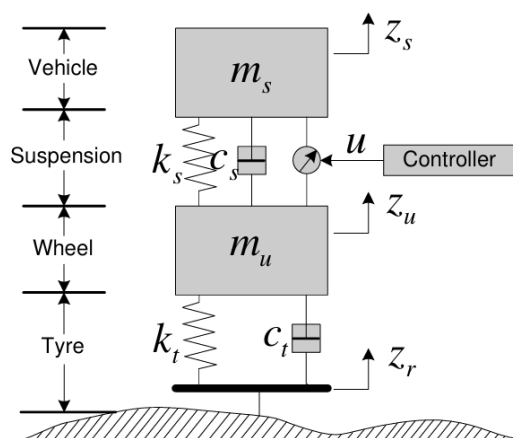
Gambar 2.7 Jenis Kontrol Sistem Suspensi

Sistem suspensi aktif merupakan sistem suspensi yang paling canggih, dimana gaya tambahan dapat diberikan atau diambil dari sistem suspensi melalui aktuator, yaitu perangkat yang dapat memberikan gaya aktif. Gaya ini diatur oleh pengendali dengan memanfaatkan informasi dari sensor yang terpasang pada kendaraan. Suspensi aktif terdiri dari beberapa komponen, yaitu aktuator, pegas mekanis, dan peredam. Dengan demikian, sistem suspensi aktif mampu memberikan kinerja yang sangat baik dalam hal kenyamanan, *handling*, dan stabilitas kendaraan, terutama pada kondisi jalan yang ekstrim.

2.2.4 Vehicle Model

2.2.4.1 Quarter Vehicle Model

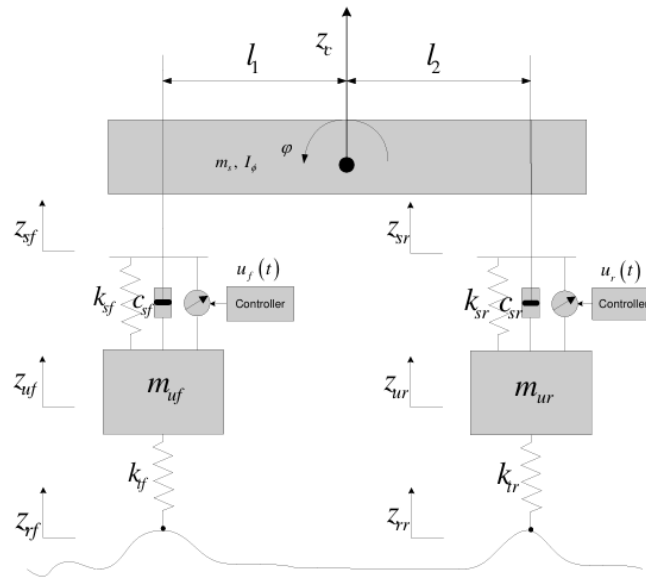
Gambar 2.8 menunjukkan model dinamika seperempat kendaraan yang hanya terdiri atas satu roda. Model ini digunakan untuk menganalisis respons gerakan vertikal (*bounce*) yang merupakan model paling sederhana untuk analisis sistem suspensi. Beberapa variabel yang digunakan untuk menggambarkan dinamika seperempat kendaraan, antara lain z_s dan z_u masing-masing merepresentasikan perpindahan *sprung mass* dan *unsprung mass*. Sementara itu, z_r berfungsi sebagai *input* perpindahan dari permukaan jalan, dan u merupakan *input* aktif yang diterapkan pada sistem suspensi. Parameter yang terlibat dalam model ini meliputi: m_s sebagai *sprung mass* yang menggambarkan *chassis* kendaraan, m_u sebagai *unsprung mass* yang mewakili komponen roda, c_s dan k_s sebagai koefisien redaman dan kekakuan dari sistem suspensi, serta k_t dan c_t yang masing-masing menunjukkan kompresibilitas dan redaman dari ban (Li, H., 2012).



Gambar 2.8 Quarter Vehicle Model

2.2.4.2 Half Vehicle Model

Gambar 2.9 memperlihatkan model dinamika setengah kendaraan dengan dua roda. Model ini digunakan untuk menganalisis respons gerakan vertikal (*bounce*), *pitch* atau *roll*. Jika kendaraan diamati dari depan atau belakang, gerakan yang terlihat adalah *roll*. Sementara itu, analisis gerakan *pitch* dilakukan dengan mengamati kendaraan dari sisi kanan atau kiri. Beberapa variabel yang digunakan untuk menggambarkan dinamika setengah kendaraan, antara lain $z_{sf}(t)$ mewakili perpindahan *body* depan, sedangkan $z_{sr}(t)$ menunjukkan perpindahan *body* belakang. Jarak antara poros depan dan pusat massa dinyatakan sebagai l_1 , dan jarak antara poros belakang dan pusat massa dinyatakan sebagai l_2 . Sudut *pitch* diwakili oleh $\varphi(t)$, dan $z_c(t)$ menandakan perpindahan pusat massa. Massa *body* mobil dinyatakan dengan m_s , sedangkan massa yang tidak teredam pada roda depan dan belakang masing-masing diwakili oleh m_{uf} dan m_{ur} . Momen inersia *pitch* terhadap pusat massa dinyatakan dengan I_φ . Perpindahan massa yang tidak teredam di depan dan belakang masing-masing dinyatakan dengan $z_{uf}(t)$ dan $z_{ur}(t)$. Selain itu, $z_{rf}(t)$ dan $z_{rr}(t)$ mewakili perpindahan tinggi *terrain* depan dan belakang, sedangkan c_{sf} dan c_{sr} adalah nilai kekakuan elemen pasif pada roda depan dan belakang. Kekakuan ban depan dan belakang diwakili oleh k_{sf} dan k_{sr} , sedangkan *input* gaya aktuator depan dan belakang masing-masing dinyatakan dengan $u_f(t)$ dan $u_r(t)$ (Li, H., 2012).



Gambar 2.9 Half Vehicle Model

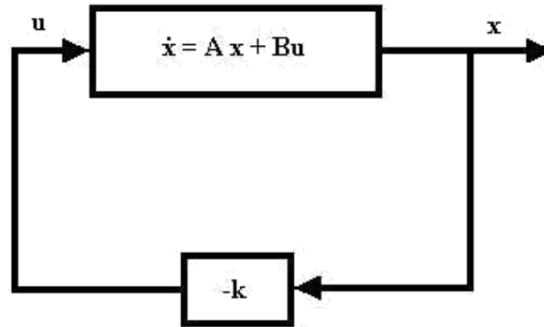
2.2.5 Linear Quadratic Regulator (LQR)

Dalam teori kontrol *modern*, representasi matematis sistem dinamik Linear Time-Invariant (LTI) umumnya dinyatakan dalam bentuk *state-space* sebagai berikut:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.1)$$

Dimana:

- x : *State vector* (berdimensi $n \times 1$).
- u : *Control input vector* (berdimensi $m \times 1$).
- A : Matriks dinamika sistem (berdimensi $n \times n$).
- B : Matriks *input* kontrol (berdimensi $n \times m$).



Gambar 2.10 Skema Sistem Kontrol LQR

LQR merupakan metode *optimal control* yang digunakan untuk mendesain sistem *multivariable* dengan menyeimbangkan performa sistem dan efisiensi penggunaan energi atau gaya kendali yang diterapkan. LQR banyak digunakan karena efektivitasnya dalam *state regulation*, *output tracking*, dan stabilisasi sistem dinamis. Skema sistem kontrol LQR ditunjukkan dalam Gambar 2.10. Metode ini bekerja dengan menghitung matriks *gain* kontrol (K) melalui optimisasi *cost function* kuadratik berikut:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (2.2)$$

Dimana:

- J : *Cost function*.
- Q : Matriks semi-definit positif simetris (bobot *state*).
- R : Matriks definit positif (bobot kontrol).

Tujuan *optimal control* yaitu menemukan *input* kontrol u yang meminimalkan J . Solusi optimal menghasilkan *state feedback control law*, yaitu:

$$u = -Kx \quad (2.3)$$

Gain matriks K dihitung melalui:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (2.4)$$

Optimal control LQR diperoleh dengan menyelesaikan persamaan *Algebraic Riccati Equation* (ARE):

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (2.5)$$

Sebagai contoh, sistem suspensi aktif dengan 4 *state variable* dan 1 *input* kontrol:

$$Q = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_4 \end{bmatrix}, \quad R = r \quad (2.6)$$

Sehingga, *cost function* dapat dituliskan sebagai:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (q_1 x_1^2 + q_2 x_2^2 + q_3 x_3^2 + q_4 x_4^2 + u^T R u) dt \quad (2.7)$$

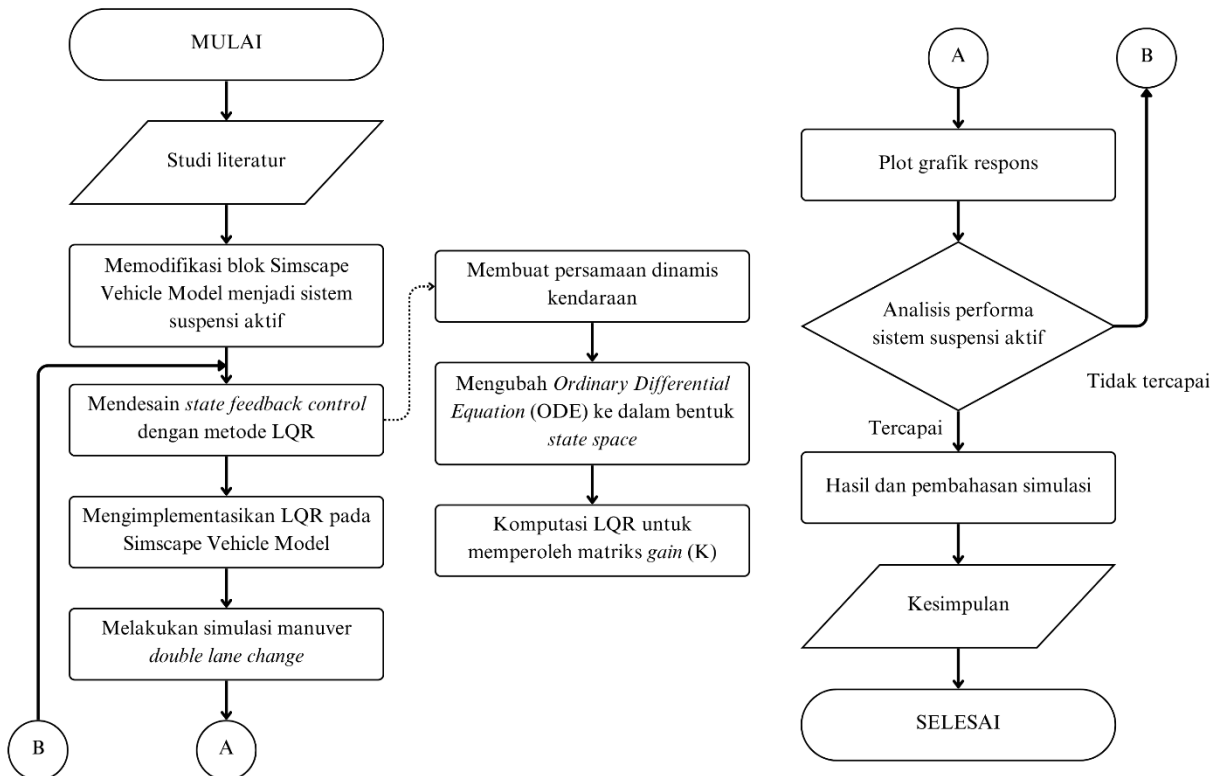
Elemen diagonal Q dan skalar R berperan sebagai *weighting factors* yang mengatur *trade-off* antara performa sistem (melalui penalti terhadap deviasi *state variable*) dan besarnya sinyal kendali (*control effort*) (Uddin, N., 2019).

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian

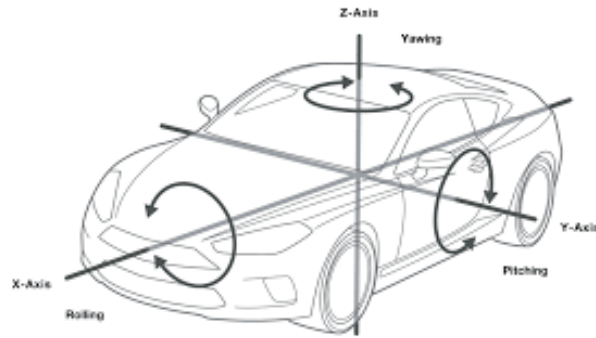
Bab ini menjelaskan tahapan penelitian Tugas Akhir mengenai perancangan sistem kendali suspensi aktif pada Simscape Vehicle Model menggunakan LQR. *Flowchart* penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.2 Pemodelan Dinamika Kendaraan 7-DOF dengan Suspensi Aktif

Kendaraan dimodelkan pada Gambar 3.2 sebagai sistem dengan 7-DOF yang mencakup gerakan vertikal (*bounce*), *pitch*, dan *roll* pada *body* (*sprung mass*), serta gerakan vertikal roda (*unsprung mass*). Model ini dirancang untuk menggambarkan dinamika kendaraan secara menyeluruh, sehingga dapat mendukung analisis performa dinamis dan perancangan sistem kontrol suspensi aktif.



Gambar 3.2 *Vehicle Motion*

3.2.1 Model Dinamis

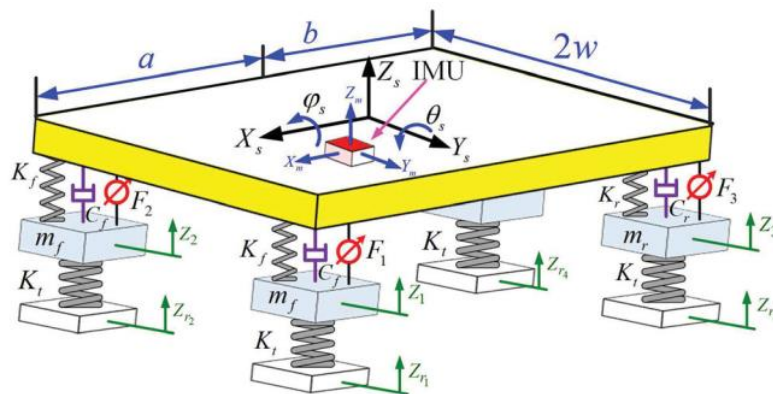
Model dinamis kendaraan 7-DOF yang diilustrasikan oleh Gambar 3.3 dibagi menjadi dua kelompok utama, yaitu:

1. *Sprung mass* (massa *body* kendaraan):

- z_s : perpindahan vertikal *body* kendaraan (*bounce*) mewakili osilasi naik-turun akibat ketidakrataan jalan.
- θ_s : sudut *pitch* *body* kendaraan. *Pitch* terjadi saat kendaraan menunduk atau mendongak, misalnya saat akselerasi atau pengereman.
- ϕ_s : sudut *roll* *body* kendaraan. *Roll* muncul saat kendaraan berbelok atau terkena gaya lateral.

2. *Unsprung mass* (massa roda):

- z_1, z_2, z_3, z_4 : perpindahan vertikal masing-masing roda, yaitu roda depan kiri (FL), depan kanan (FR), belakang kiri (RL), dan belakang kanan (RR).



Gambar 3.3 *7-DOF Full Vehicle Model*

3.2.2 Persamaan Dinamika Kendaraan

Persamaan gerak kendaraan diturunkan berdasarkan Hukum Kedua Newton dan momen yang bekerja pada setiap massa.

1. *Dinamika Sprung Mass*

Gerakan vertikal z_s -axis (*bounce*), rotasi y_s -axis (*pitch*), dan rotasi x_s -axis (*roll*) pada *body* kendaraan dirumuskan sebagai:

$$m_s \ddot{z}_s = F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} \quad (3.1)$$

$$I_y \ddot{\theta}_s = -aF_{fl} - aF_{fr} + bF_{rl} + bF_{rr} \quad (3.2)$$

$$I_x \ddot{\phi}_s = wF_{fl} - wF_{fr} + wF_{rl} - wF_{rr} \quad (3.3)$$

Dengan m_s sebagai *sprung mass*, I_y dan I_x merupakan momen inersia *body* kendaraan terhadap sumbu *pitch* dan *roll*, sedangkan θ_s dan ϕ_s merepresentasikan sudut *pitch* dan *roll*. Jarak dari pusat massa ke sumbu roda depan dan belakang dinotasikan dengan a dan b , sementara $2w$ menyatakan lebar tapak roda (*track width*).

2. Dinamika *Unsprung Mass*

Gerakan vertikal pada setiap roda dimodelkan sebagai:

$$m_f \ddot{z}_1 = -F_{fl} - k_t(z_1 - z_{r1}) \quad (3.4)$$

$$m_f \ddot{z}_2 = -F_{fr} - k_t(z_2 - z_{r2}) \quad (3.5)$$

$$m_r \ddot{z}_3 = -F_{rl} - k_t(z_3 - z_{r3}) \quad (3.6)$$

$$m_r \ddot{z}_4 = -F_{rr} - k_t(z_4 - z_{r4}) \quad (3.7)$$

Nilai m_f dan m_r mewakili *unsprung mass* setiap roda, k_t menunjukkan kekakuan pegas ban, dan z_{r1} , z_{r2} , z_{r3} , z_{r4} menggambarkan *road displacement* setiap roda.

3. Gaya Suspensi

Interaksi antara *sprung mass* dan *unsprung mass* di setiap sudut kendaraan diformulasikan sebagai:

$$F_{fl} = -k_f(z_{fl} - z_1) - c_f(\dot{z}_{fl} - \dot{z}_1) + F_1 \quad (3.8)$$

$$F_{fr} = -k_f(z_{fr} - z_2) - c_f(\dot{z}_{fr} - \dot{z}_2) + F_2 \quad (3.9)$$

$$F_{rl} = -k_r(z_{rl} - z_3) - c_r(\dot{z}_{rl} - \dot{z}_3) + F_3 \quad (3.10)$$

$$F_{rr} = -k_r(z_{rr} - z_4) - c_r(\dot{z}_{rr} - \dot{z}_4) + F_4 \quad (3.11)$$

Dengan k_f dan k_r adalah kekakuan pegas suspensi depan dan belakang, c_f dan c_r melambangkan koefisien redaman *damper (shock absorber)*, serta F_1 , F_2 , F_3 , F_4 sebagai gaya kendali dari aktuator.

4. Hubungan Kinematik (Asumsi Sudut Kecil)

Dengan mengasumsikan sudut *pitch* dan *roll* kecil ($\sin \theta_s \approx \theta_s$ dan $\sin \phi_s \approx \phi_s$), maka perpindahan vertikal *sprung mass corner* dapat didekati sebagai:

$$z_{fl} = z_s + w\phi_s - a\theta_s \quad (3.12)$$

$$z_{fr} = z_s - w\phi_s - a\theta_s \quad (3.13)$$

$$z_{rl} = z_s + w\phi_s + b\theta_s \quad (3.14)$$

$$z_{rr} = z_s - w\phi_s + b\theta_s \quad (3.15)$$

3.3 Representasi *State Space*

State space merupakan representasi matematis dari dinamika sistem dalam bentuk matriks yang terdiri atas *state equation* dan *output equation*.

$$\dot{X} = AX + B_e Q + B_f F \quad (3.16)$$

$$Y = CX + D_e Q + D_f F \quad (3.17)$$

Dimana:

1. *State vector* $X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ \dots \ x_{15}]^T$
2. *State variable*
 - Defleksi suspensi
$$x_1 = z_{fl} - z_1 \quad x_2 = z_{fr} - z_2 \quad x_3 = z_{rl} - z_3 \quad x_4 = z_{rr} - z_4$$
 - Defleksi ban
$$x_5 = z_1 - z_{r1} \quad x_6 = z_2 - z_{r2} \quad x_7 = z_3 - z_{r3} \quad x_8 = z_4 - z_{r4}$$
 - Kecepatan *sprung mass*

$$x_9 = \dot{z}_s \quad x_{10} = \dot{\theta}_s \quad x_{11} = \dot{\phi}_s$$
 - Kecepatan *unsprung mass*

$$x_{12} = \dot{z}_1 \quad x_{13} = \dot{z}_2 \quad x_{14} = \dot{z}_3 \quad x_{15} = \dot{z}_4$$
3. *Input sistem* $F = [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4]^T$
4. *Output sistem* $Y = [\ddot{z}_s \ \ddot{\theta}_s \ \ddot{\phi}_s \ x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8]^T$

Pemodelan sistem suspensi aktif kendaraan memerlukan representasi matematis yang secara eksplisit menunjukkan hubungan antara *state variable* dan gaya kendali. Pada bagian ini, disusun matriks dinamika sistem dan matriks *input* sebagai dasar pembentukan model *state-space*.

1. Matriks Dinamika - A (15×15):

Matriks A memodelkan dinamika internal sistem. Elemen matriks ini diperoleh melalui penerapan hukum Newton pada gerak vertikal, *pitch*, dan *roll* kendaraan, serta asumsi linearitas pegas (*spring*) dan peredam (*damper*) pada suspensi.

$$\begin{aligned} A_1 &= [0 \ \dots \ 1 \ -a \ w \ -1 \ 0 \ 0 \ 0] \\ A_2 &= [0 \ \dots \ 1 \ -a \ -w \ 0 \ -1 \ 0 \ 0] \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned}
A_3 &= [0 \quad \dots \quad 1 \quad b \quad w \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 0] \\
A_4 &= [0 \quad \dots \quad 1 \quad b \quad -w \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -1] \\
A_5 &= [0 \quad \dots \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \\
A_6 &= [0 \quad \dots \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \\
A_7 &= [0 \quad \dots \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \\
A_8 &= [0 \quad \dots \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]
\end{aligned}$$

$$A_9 = \frac{1}{m_s} \begin{bmatrix} -k_f \\ -k_f \\ -k_r \\ -k_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -2(c_f + c_r) \\ 2(ac_f - bc_r) \\ 0 \\ c_f \\ c_f \\ c_r \\ c_r \end{bmatrix}^T \quad A_{10} = \frac{1}{I_y} \begin{bmatrix} ak_f \\ ak_f \\ -bk_r \\ -bk_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2(ac_f - bc_r) \\ -2(a^2c_f + b^2c_r) \\ 0 \\ -ac_f \\ -ac_f \\ bc_r \\ bc_r \end{bmatrix}^T$$

$$A_{11} = \frac{w}{I_x} \begin{bmatrix} -k_f \\ k_f \\ -k_r \\ k_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -2w(c_f + c_r) \\ c_f \\ -c_f \\ c_r \\ -c_r \end{bmatrix}^T \quad A_{12} = \frac{1}{m_f} \begin{bmatrix} k_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -k_t \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_f \\ -ac_f \\ wc_f \\ -c_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}^T \quad A_{13} = \frac{1}{m_f} \begin{bmatrix} 0 \\ k_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -k_t \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_f \\ -ac_f \\ -wc_f \\ 0 \\ -c_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

$$A_{14} = \frac{1}{m_r} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -k_t \\ 0 \\ c_r \\ bc_r \\ wc_r \\ 0 \\ 0 \\ -c_r \\ 0 \end{bmatrix}^T \quad A_{15} = \frac{1}{m_r} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -k_t \\ c_r \\ bc_r \\ -wc_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -c_r \end{bmatrix}^T$$

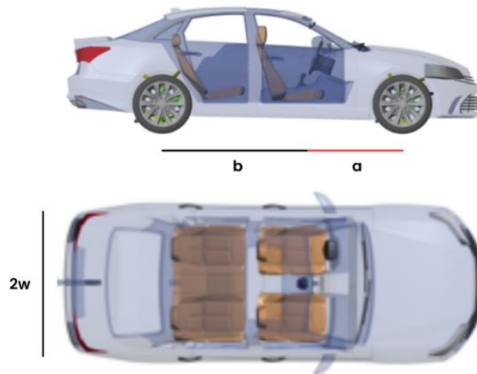
2. Matriks *Input - B_f* (15 × 4):

Matriks B_f menghubungkan gaya kendali (F_1, F_2, F_3, F_4) dengan percepatan pada *sprung mass* (baris 9-11) dan *unsprung mass* (baris 12-15). Elemen matriks ini diturunkan dari parameter fisik seperti massa dan inersia.

$$B_f = \begin{bmatrix} 0 & \dots & \frac{1}{m_s} & \frac{-a}{I_y} & \frac{w}{I_x} & \frac{-1}{m_f} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \frac{1}{m_s} & \frac{-a}{I_y} & \frac{-w}{I_x} & 0 & \frac{-1}{m_f} & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \frac{1}{m_s} & \frac{b}{I_y} & \frac{w}{I_x} & 0 & 0 & \frac{-1}{m_r} & 0 \\ 0 & \dots & \frac{1}{m_s} & \frac{b}{I_y} & \frac{-w}{I_x} & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{m_r} \end{bmatrix}^T \quad (3.19)$$

3.4 Parameter Kendaraan

Parameter kendaraan yang digunakan sebagai perancangan sistem kontrol suspensi aktif pada Simscape Vehicle Model ditunjukkan pada Gambar 3.4 dan Tabel 3.1.



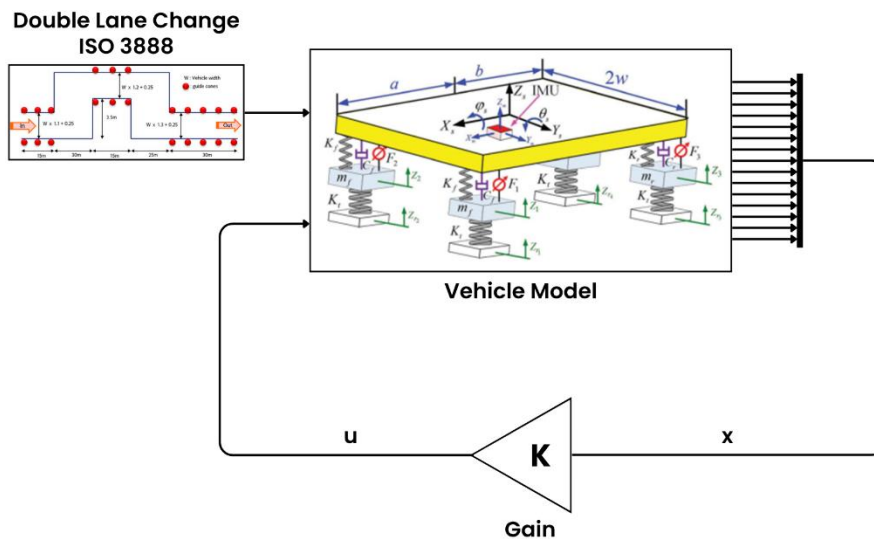
Gambar 3.4 Dimensi Kendaraan

Tabel 3.1 Parameter Simscape Vehicle Model

Parameter	Simbol	Nilai
<i>Sprung mass</i>	m_s	1.650 kg
<i>Roll moment of inertia</i>	I_x	460,11 kg.m ²
<i>Pitch moment of inertia</i>	I_y	1.929,24 kg.m ²
<i>Distance from CG to front axle</i>	a	1,2064 m
<i>Distance from CG to rear axle</i>	b	1,6136 m
<i>Half of wheel track</i>	w	$\frac{1,869}{2}$ m
<i>Unsprung mass (tires and wheel assembly)</i>	$m_f = m_r$	59,3 kg
<i>Tire stiffness</i>	k_t	209.652 N/m
<i>Front and rear spring stiffness</i>	$k_f = k_r$	52.000 N/m
<i>Maximum rattle space</i>	z_{max}	0,1 m
<i>Front and rear damping coefficient</i>	$c_f = c_r$	5.500 N.s/m

3.5 Penerapan Sistem Suspensi Aktif pada Simscape Vehicle Model

Skema LQR yang diterapkan pada sistem suspensi aktif ditampilkan pada Gambar 3.5. Diagram blok tersebut terdiri atas *vehicle model*, *state variable* (x), *gain*, *input* gaya (u), dan manuver *double lane change*. Manuver *double lane change* berfungsi sebagai sumber eksitasi lateral yang memicu respons dinamis kendaraan, mencakup gerakan *pitch*, *roll*, serta defleksi pada masing-masing suspensi dan roda.



Gambar 3.5 Skema LQR Controller

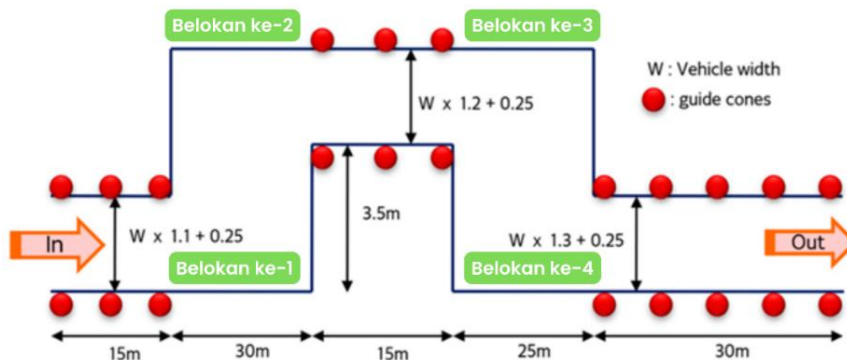
Seluruh *state variable* pada Tabel 3.2 digabungkan menjadi sebuah *state vector* 15×1 , kemudian dikalikan dengan matriks LQR *gain* (K). Matriks K diperoleh melalui perancangan LQR berbasis *state-space model*. Sinyal kontrol $u = -Kx$ sebagai *state feedback* diintegrasikan pada *Ideal Force Source* menghasilkan *input* gaya ($F_1 - F_4$) pada setiap suspensi. Gaya ini kemudian diterapkan ke domain fisik menggunakan Simulink-PS *Converter* dan dipasang secara paralel dengan suspensi pasif.

Tabel 3.2 *State Variable* Simscape

No	Nama	Simbol	<i>State Variable</i> Simscape
1	Defleksi suspensi FL	$x_1 = z_{fl} - z_1$	x_0 –meas.xSpring_L1
2	Defleksi suspensi FR	$x_2 = z_{fr} - z_2$	x_0 –meas.xSpring_L2
3	Defleksi suspensi RL	$x_3 = z_{rl} - z_3$	x_0 –meas.xSpring_L3
4	Defleksi suspensi RR	$x_4 = z_{rr} - z_4$	x_0 –meas.xSpring_L4
5	Defleksi ban FL	$x_5 = z_1 - z_{r1}$	z_0 –Wheel.zActual_L1
6	Defleksi ban FR	$x_6 = z_2 - z_{r2}$	z_0 –Wheel.zActual_R1
7	Defleksi ban RL	$x_7 = z_3 - z_{r3}$	z_0 –Wheel.zActual_L2
8	Defleksi ban RR	$x_8 = z_4 - z_{r4}$	z_0 –Wheel.zActual_R2
9	Kecepatan Vertikal (<i>bounce</i>) <i>body</i>	$x_9 = \dot{z}_s$	Body.vz
10	Kecepatan <i>Pitch</i> <i>body</i>	$x_{10} = \dot{\theta}_s$	Body.nPitch
11	Kecepatan <i>Roll</i> <i>body</i>	$x_{11} = \dot{\phi}_s$	Body.nRoll
12	Kecepatan roda FL	$x_{12} = \dot{z}_1$	Wheel.vz_L1
13	Kecepatan roda FR	$x_{13} = \dot{z}_2$	Wheel.vz_R1
14	Kecepatan roda RL	$x_{14} = \dot{z}_3$	Wheel.vz_L2
15	Kecepatan roda RR	$x_{15} = \dot{z}_4$	Wheel.vz_R2

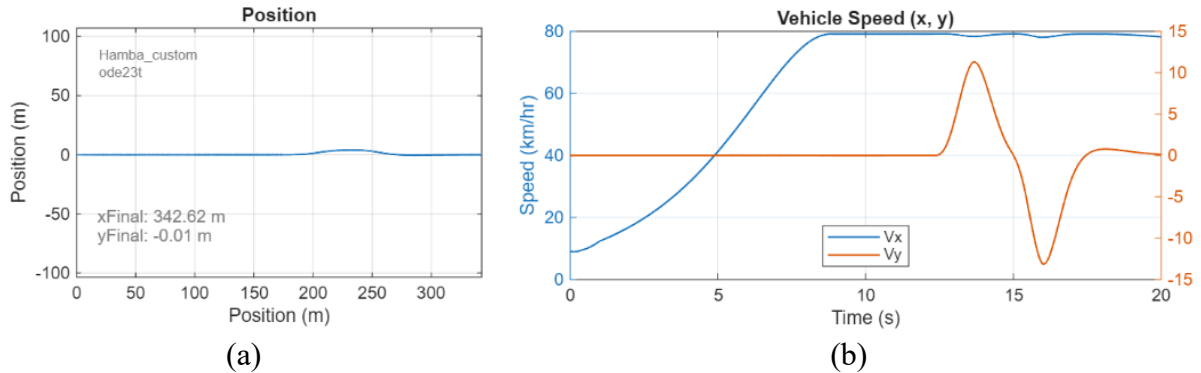
3.6 Simulasi *Double Lane Change* ISO 3888

Pengujian sistem suspensi aktif pada kendaraan merupakan tahap krusial untuk memverifikasi efektivitas kontrol yang dikembangkan. Dalam penelitian ini, manuver *double lane change* standar ISO 3888 dipilih sebagai pengujian karena kemampuannya menampilkan respons dinamis kendaraan dalam kondisi transien.

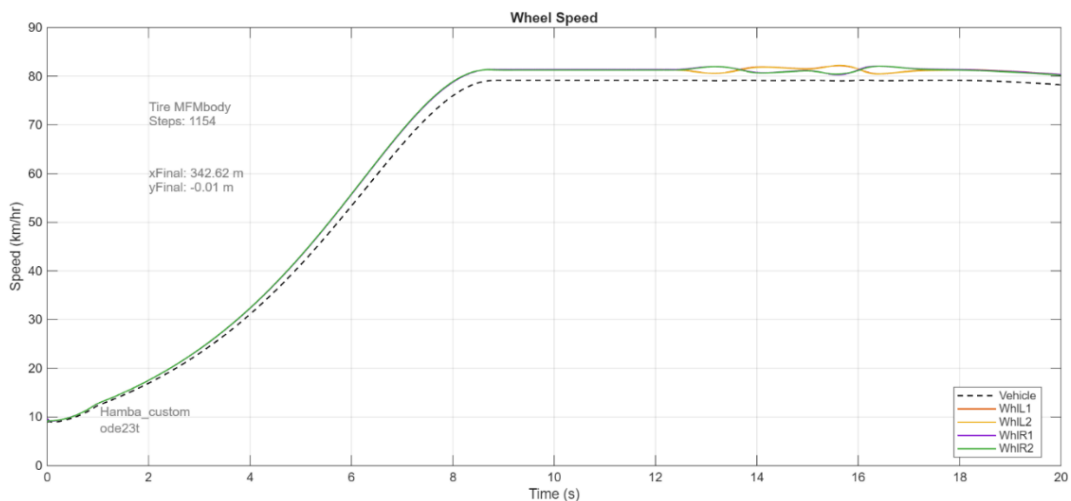


Gambar 3.6 *Double Lane Change* ISO 3888

Gambar 3.6 mengilustrasikan skenario perpindahan jalur secara cepat dan berulang, yang umum terjadi ketika pengemudi menghindari rintangan mendadak atau melakukan manuver darurat. Pada kondisi ini, kendaraan mengalami perubahan arah lateral secara drastis, sehingga menimbulkan gaya inersia dan transfer beban dinamis yang signifikan pada *chassis* serta sistem roda. Situasi tersebut menuntut respons sistem suspensi yang adaptif dan cepat terhadap variasi *input* dari permukaan jalan maupun perintah kemudi.



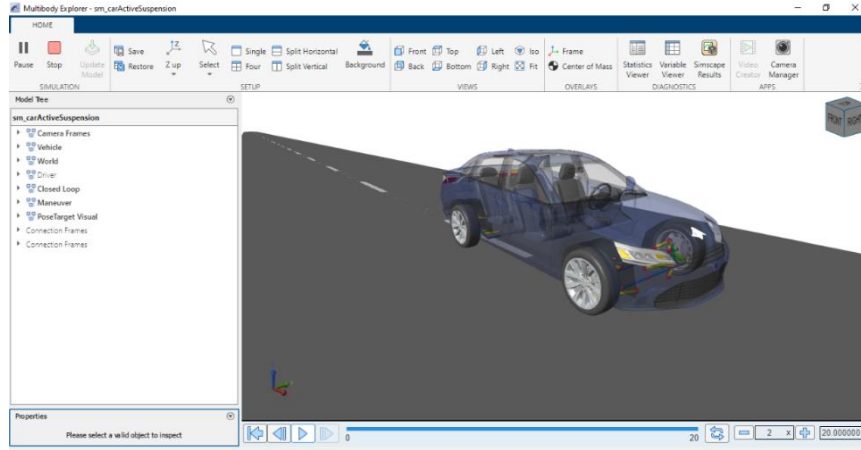
Gambar 3.7 Plot Lintasan dan Gerak Kendaraan (a) Posisi (b) Kecepatan Kendaraan pada Arah x dan y



Gambar 3.8 Plot Kecepatan Roda

Simulasi dilakukan selama 20 *detik* dengan fokus analisis pada interval waktu 12 hingga 19 *detik*, yaitu ketika kendaraan melakukan manuver *double lane change*. Kecepatan longitudinal (V_x) kendaraan dipertahankan secara konstan pada 80 km/jam, sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 3.7. Analisis lebih lanjut terhadap *wheel speed* mengungkapkan adanya fluktuasi kecil pada keempat roda (WhlL1, WhlL2, WhlR1, WhlR2), seperti yang terlihat pada Gambar 3.8. Fluktuasi ini terjadi karena perbedaan lintasan yang ditempuh oleh roda sisi kiri dan kanan selama manuver belok, dimana roda pada sisi luar tikungan harus berputar lebih cepat untuk mengimbangi panjang lintasan yang ditempuh. Permukaan jalan dipertahankan dalam kondisi datar, dengan *height added to road surface* (gz) sebesar 0 m untuk

semua roda. Dengan demikian, respons dinamika yang diamati sepenuhnya merupakan hasil interaksi antara manuver kemudi dan karakteristik sistem suspensi, tanpa adanya pengaruh geometri jalan sebagaimana visualisasi model fisik pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 Visualisasi *Multibody Explorer*

3.8 Analisis Performa Sistem Suspensi Aktif

Analisis performa sistem suspensi dilakukan melalui pendekatan kuantitatif dengan menggunakan *Root Mean Square* (RMS). Metode ini mengevaluasi besarnya deviasi rata-rata kuadrat yang diperoleh dari nilai puncak sinyal dinamis kendaraan pada keempat belokan selama manuver *double lane change*. RMS_{peak} dipilih karena mampu mewakili intensitas maksimum respons *pitch* dan *roll* pada fase-fase kritis, terutama dalam kondisi transien ekstrem. Meskipun tidak mencakup keseluruhan karakteristik sinyal, pendekatan ini cukup relevan untuk skenario manuver terbatas dengan fase belokan yang terdefinisi jelas, serta memungkinkan perbandingan objektif antara sistem suspensi aktif dan pasif dalam meredam respons dinamis kendaraan. Adapun formulasi RMS dari nilai puncak (RMS_{peak}) dinyatakan sebagai berikut:

$$RMS_{peak} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_{peak,i})^2} \quad (3.20)$$

Dengan $x_{peak,i}$ merupakan nilai puncak ke- i dan n adalah jumlah total puncak yang diamati. Dalam penelitian ini, terdapat tiga performa utama yang dijadikan sebagai landasan analisis, yaitu:

1. *Ride Comfort*

Kenyamanan berkendara sangat dipengaruhi oleh respons dinamis kendaraan, terutama percepatan vertikal (*bounce*), menggelinding (*roll*) dan mengangguk (*pitch*) pada *sprung mass*. Dengan mengurangi percepatan tersebut, kenyamanan penumpang dapat ditingkatkan secara signifikan.

2. *Road Holding*

Aspek stabilitas kontak jalan didefinisikan melalui beban dinamis ban (*tire dynamic load*). Untuk menjamin kestabilan kendaraan, beban dinamis ban tidak boleh melebihi beban statisnya, sehingga kontak optimal antara ban dan permukaan jalan tetap terjaga. Stabilitas ini dapat dinyatakan dalam bentuk *relative tire load*, yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_{L1} = \frac{k_t(z_1 - z_{r1})}{g \left(\frac{m_s b}{2(a+b)} + m_f \right)} < 1 \quad (3.21)$$

$$\eta_{R1} = \frac{k_t(z_2 - z_{r2})}{g \left(\frac{m_s b}{2(a+b)} + m_f \right)} < 1 \quad (3.22)$$

$$\eta_{L2} = \frac{k_t(z_3 - z_{r3})}{g \left(\frac{m_s a}{2(a+b)} + m_r \right)} < 1 \quad (3.23)$$

$$\eta_{R2} = \frac{k_t(z_4 - z_{r4})}{g \left(\frac{m_s a}{2(a+b)} + m_r \right)} < 1 \quad (3.24)$$

Dimana η_{L1} , η_{R1} , η_{L2} , dan η_{R2} menunjukkan nilai *relative tire load* pada posisi depan kiri, depan kanan, belakang kiri, dan belakang kanan, serta g adalah percepatan gravitasi (9.81 m/s^2).

3. *Suspension Deflection Limit*

Defleksi suspensi harus dibatasi agar tidak melebihi ruang gerak maksimum (*rattle space*) yang tersedia. Batasan ini dapat dinyatakan dalam bentuk berikut:

$$\mu_{L1} = \frac{|z_{fl} - z_1|}{z_{max}} < 1 \quad (3.25)$$

$$\mu_{R1} = \frac{|z_{fr} - z_2|}{z_{max}} < 1 \quad (3.26)$$

$$\mu_{L2} = \frac{|z_{rl} - z_3|}{z_{max}} < 1 \quad (3.27)$$

$$\mu_{R2} = \frac{|z_{rr} - z_4|}{z_{max}} < 1 \quad (3.28)$$

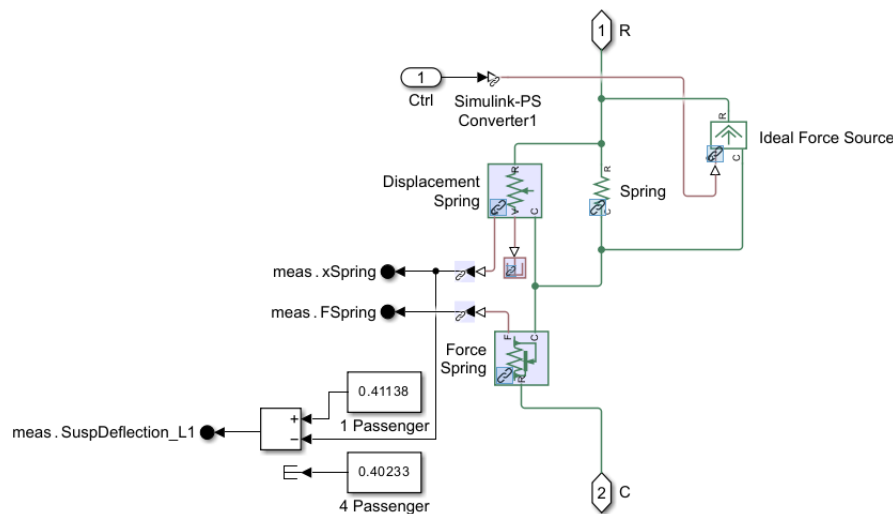
Di mana μ_1 , μ_2 , μ_3 , dan μ_4 menunjukkan nilai *relative suspension deflection* pada posisi depan kiri, depan kanan, belakang kiri, dan belakang kanan, sedangkan z_{max} adalah batas maksimum ruang gerak suspensi untuk menghindari kondisi *bottoming out*.

Dengan mempertimbangkan ketiga aspek tersebut, sistem suspensi aktif dapat dioptimalkan untuk mencapai performa terbaik dalam hal kenyamanan, stabilitas, dan keamanan berkendara.

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Modifikasi Simscape Vehicle Model

Gambar 4.2 hingga Gambar 4.5 menampilkan hasil modifikasi pada blok Simscape Vehicle Model untuk mengimplementasikan sistem suspensi aktif. Masing-masing *subsystem* memiliki peran spesifik dalam menggambarkan komponen kendaraan. **Linear spring subsystem** merepresentasikan karakteristik elastis dan disipatif dari sistem suspensi kendaraan. Pada *subsystem* ini, ditambahkan elemen *Ideal Force Source* sebagai gaya aktuator.



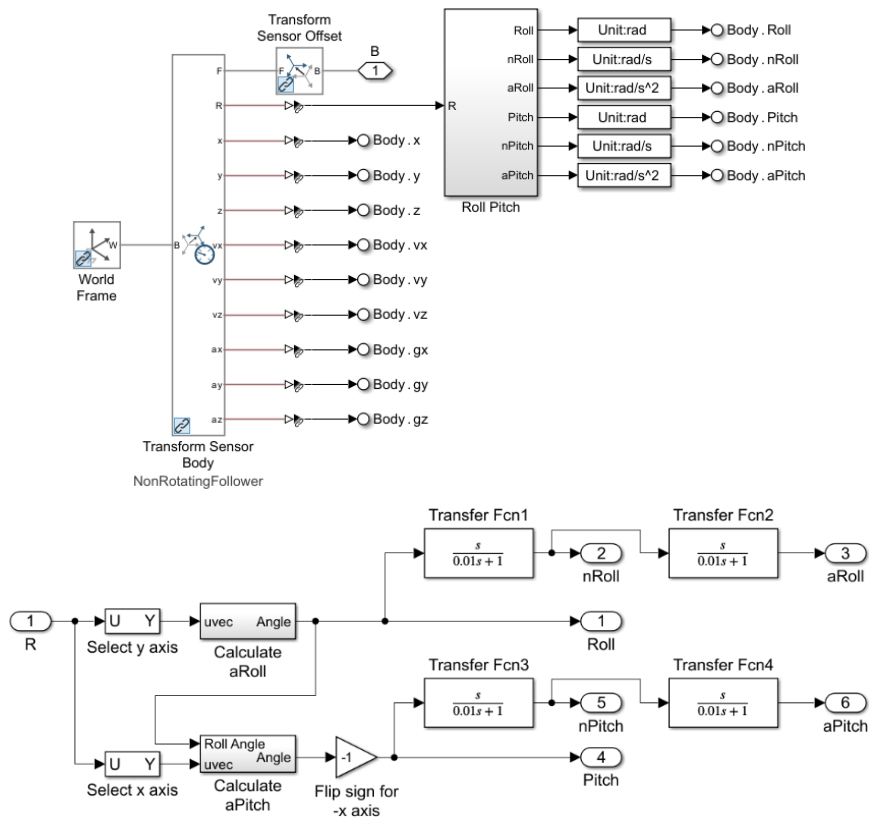
Gambar 4.2 *Linear Spring Subsystem*

Pemilihan *Ideal Force Source* pada Gambar 4.2 bertujuan untuk menyederhanakan proses perancangan, sehingga analisis dapat difokuskan pada kinerja kontroler tanpa perlu mempertimbangkan kompleksitas dari model aktuator fisik seperti sistem hidrolik atau elektromagnetik. Pendekatan ini mengasumsikan bahwa gaya yang dihasilkan bersifat ideal (sempurna), sehingga tidak memperhitungkan keterbatasan praktis, seperti *time delay*, batas tekanan, atau kompresibilitas fluida. Defleksi suspensi dihitung sebagai selisih antara *initial spring length* (x_0) dan *meas.xSpring*. x_0 diperoleh dari panjang suspensi ketika kendaraan diam (*static equilibrium*), yang mencerminkan defleksi statis akibat berat kendaraan dan beban penumpang. Nilai x_0 untuk masing-masing konfigurasi beban penumpang disajikan pada Tabel 4.1. Sementara itu, *meas.xSpring* didapatkan saat kendaraan bergerak.

Tabel 4.1 *Initial Spring Length (x_0)*

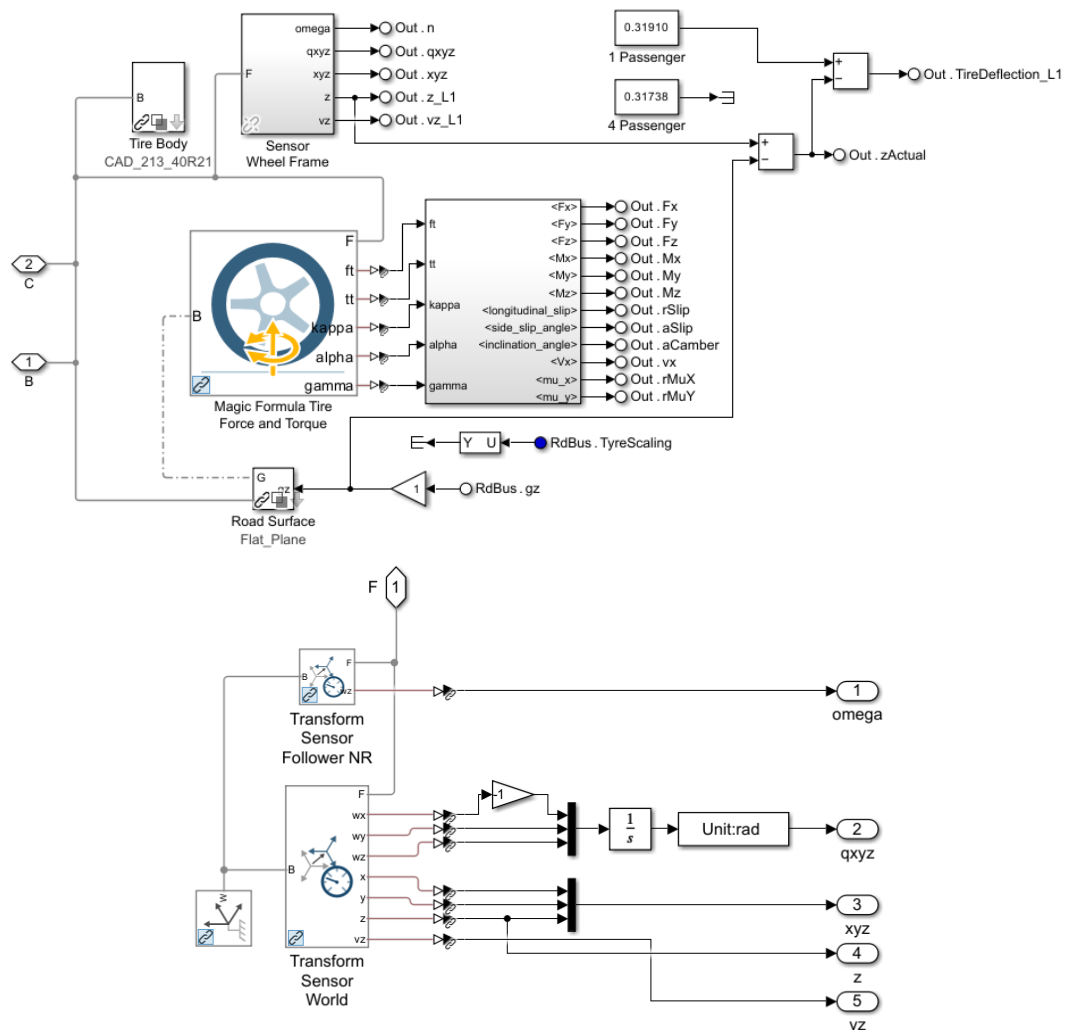
Posisi Suspensi	x_0	
	1 Penumpang (m)	4 Penumpang (m)
Depan Kiri	0,41138	0,40233
Depan Kanan	0,41402	0,40230
Belakang Kiri	0,44922	0,43221
Belakang Kanan	0,45164	0,43245

Body subsystem memodelkan dinamika *sprung mass* dengan tiga derajat kebebasan, seperti kecepatan vertikal (Body.vz), *pitch rate* (Body.nPitch), dan *roll rate* (Body.nRoll) yang diperoleh melalui *transform sensor* terhadap *world frame*. Untuk memperoleh *angular acceleration* pada CG sebagai *output*, dilakukan penurunan orde dua terhadap sinyal sudut *pitch* dan *roll*. Proses ini menggunakan dua buah *transfer function* berurutan seperti pada Gambar 4.3 sebagai filter untuk mereduksi *noise* yang biasanya muncul saat melakukan turunan numerik terhadap sinyal sensor.



Gambar 4.3 *Body Subsystem*

Tire subsystem pada Gambar 4.4 menggambarkan interaksi antara ban dan permukaan jalan. Kecepatan vertikal roda (Wheel.vz) menunjukkan seberapa cepat roda bergerak naik atau turun, sedangkan defleksi ban dihitung sebagai selisih antara radius mula-mula *wheel frame* (z_0) dan radius aktual *wheel frame* (Wheel.zActual) terhadap permukaan jalan. z_0 diperoleh dari radius ban ketika kendaraan diam (*static equilibrium*), yang mencerminkan defleksi statis akibat berat kendaraan dan beban penumpang. Nilai z_0 untuk masing-masing konfigurasi beban penumpang disajikan pada Tabel 4.2. Sementara itu, Wheel.zActual didapatkan saat kendaraan bergerak. Selisih antara z_0 dan Wheel.zActual digunakan untuk menghitung defleksi ban secara dinamis, yang kemudian menjadi dasar dalam menganalisis gaya kontak antara roda dan permukaan jalan.

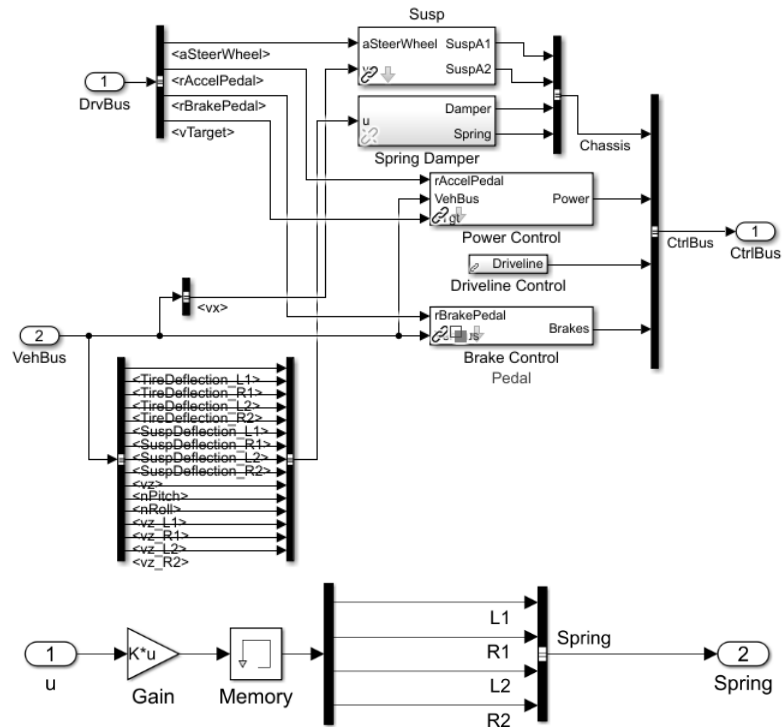


Gambar 4.4 Tire Subsystem

Tabel 4.2 Initial Wheel Frame Radius (z_0)

Posisi Roda	z_0	
	1 Penumpang (m)	4 Penumpang (m)
Depan Kiri	0,31910	0,31738
Depan Kanan	0,31996	0,31742
Belakang Kiri	0,33325	0,33001
Belakang Kanan	0,33447	0,33012

Controller subsystem berperan sebagai pusat komputasi LQR. *Subsystem* ini memproses 15 *state variable* dinamika kendaraan untuk diolah kontroler menjadi sinyal kendali berupa gaya pada setiap suspensi. Pendekatan *state feedback* pada metode LQR memungkinkan sistem memonitor dan mengatur seluruh parameter dinamis secara langsung, sehingga memberikan keuntungan berupa optimasi *trade-off* antara performa sistem dan konsumsi energi aktuator. Fleksibilitas dalam penentuan bobot matriks Q (*state weighting*) dan R (*control effort weighting*) memungkinkan *tuning* respons kontroler terhadap setiap *state variable*.



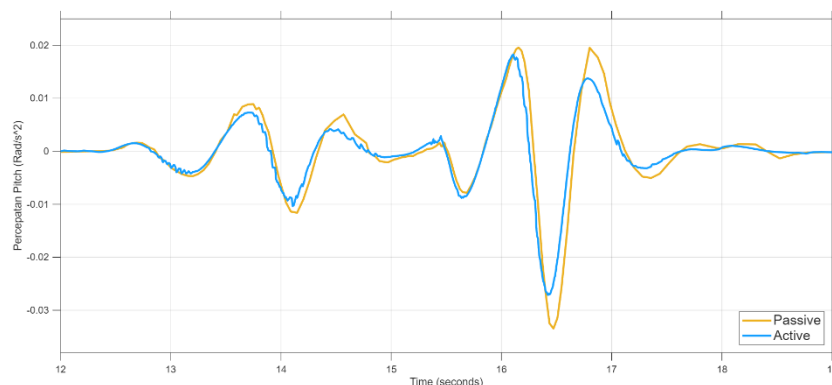
Gambar 4.5 Controller Subsystem

4.2 Analisis Performa Sistem Suspensi

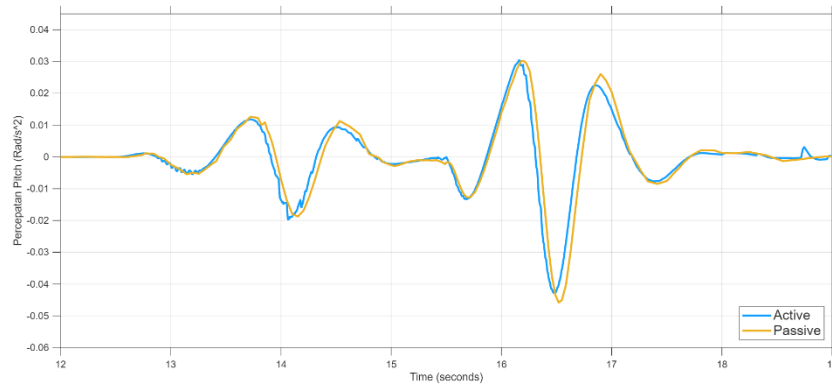
4.2.1 Ride Comfort

Ride comfort atau kenyamanan berkendara merupakan salah satu parameter performa kendaraan yang dipengaruhi oleh respons dinamis, terutama percepatan *pitch* dan *roll* pada *sprung mass*. Parameter ini sangat bergantung pada kemampuan sistem suspensi dalam meredam osilasi akibat gangguan dari permukaan jalan, khususnya eksitasi lateral yang terjadi selama manuver *double lane change*. Pada analisis ini, akselerasi vertikal tidak dibahas karena simulasi tidak mencakup *input* gangguan vertikal (seperti *bump*), sehingga respons terhadap arah vertikal kurang terlihat dibandingkan respons pada arah lateral dan longitudinal.

Pitch adalah respons rotasi kendaraan pada y_s -axis atau sumbu lateral, yang mengindikasikan pergerakan naik-turun antara bagian depan dan belakang kendaraan. Hasil dari simulasi sistem suspensi pasif dan aktif untuk gerakan *pitch* pada mobil dengan satu dan empat penumpang ditunjukkan oleh Gambar 4.7.



(a)



(b)

Gambar 4.6 Percepatan *Pitch* pada *Sprung Mass* Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

Berdasarkan data pada Tabel 4.3, dilakukan analisis terhadap performa sistem suspensi aktif dengan membandingkan respon percepatan *pitch* antara sistem suspensi pasif dan aktif untuk dua variasi massa kendaraan, yaitu satu penumpang dan empat penumpang.

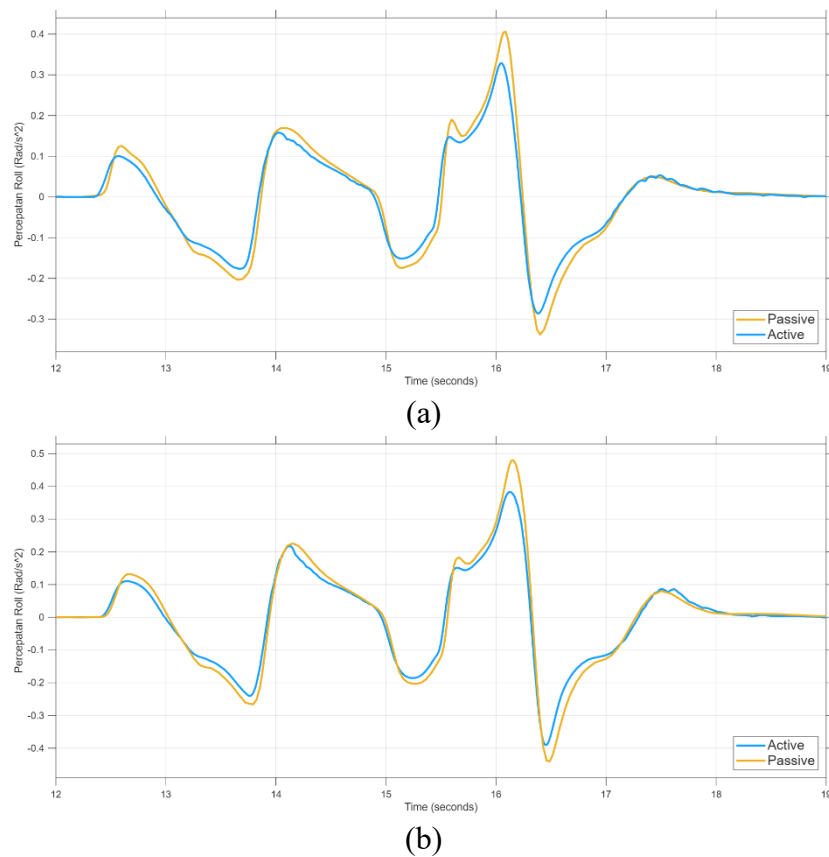
Tabel 4.3 Data dan RMS Percepatan *Pitch* pada *Sprung Mass* Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang

Belokan ke-	1 Penumpang			4 Penumpang		
	Pasif (rad/s^2)	Aktif (rad/s^2)	Reduksi (%)	Pasif (rad/s^2)	Aktif (rad/s^2)	Reduksi (%)
1	0,00469	0,00419	10,7	0,00546	0,00543	0,5
2	0,01160	0,01036	10,7	0,01875	0,01974	-5,3
3	0,00782	0,00881	-12,7	0,01271	0,01333	-4,9
4	0,03346	0,02711	19,0	0,04580	0,04276	6,6
RMS	0,01828	0,01531	13,7	0,02569	0,02462	4,9

Hasil simulasi menunjukkan bahwa kontrol LQR mampu mereduksi percepatan *pitch*, meskipun efektivitasnya bervariasi tergantung jumlah penumpang dan kondisi manuver. Pada variasi satu penumpang, sistem suspensi aktif memberikan reduksi percepatan *pitch* RMS sebesar 13,7%, dari $0,01828 \text{ rad/s}^2$ (pasif) menjadi $0,01531 \text{ rad/s}^2$ (aktif). Reduksi paling signifikan terjadi pada belokan ke-4, yaitu sebesar 19,0%, yang merupakan fase paling tajam dari manuver. Sebaliknya, pada variasi empat penumpang, kontrol LQR masih menunjukkan perbaikan, tetapi reduksi *pitch* RMS hanya sebesar 4,9%, dari $0,02569 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,02462 \text{ rad/s}^2$. Bahkan, pada beberapa belokan seperti belokan ke-2 dan ke-3, percepatan *pitch* justru sedikit meningkat saat menggunakan suspensi aktif (reduksi negatif). Hal ini mengindikasikan bahwa efektivitas kontrol LQR menurun seiring bertambahnya beban kendaraan, kemungkinan karena perubahan parameter dinamis sistem yang tidak sepenuhnya diakomodasi oleh pengendali yang didesain untuk kondisi massa tertentu. Secara keseluruhan, meskipun terdapat fluktuasi pada hasil individu setiap belokan, penggunaan kontrol LQR pada suspensi aktif berkontribusi terhadap peningkatan kenyamanan berkendara, terutama pada

kendaraan dengan beban ringan. Percepatan *pitch* yang lebih rendah berarti pergerakan rotasional kendaraan menjadi lebih terkendali, sehingga mengurangi ketidaknyamanan penumpang, khususnya saat akselerasi atau deselerasi mendadak.

Sementara itu, *Roll* adalah respons rotasi kendaraan pada x_s -axis atau sumbu longitudinal, yang mengindikasikan pergerakan miring ke kiri-kanan antara sisi kiri dan kanan kendaraan. Respon ini sangat krusial dalam stabilitas lateral, terutama saat kendaraan melakukan manuver tajam seperti *double lane change*, dimana percepatan lateral yang besar dapat memicu gerakan *roll* yang berlebihan dan berisiko menyebabkan kehilangan traksi atau bahkan *rollover* pada kendaraan tinggi. Hasil dari simulasi sistem suspensi pasif dan aktif untuk gerakan *roll* pada mobil dengan satu dan empat penumpang ditunjukkan oleh Gambar 4.7.



Gambar 4.7 Percepatan *Roll* pada *Sprung Mass* Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

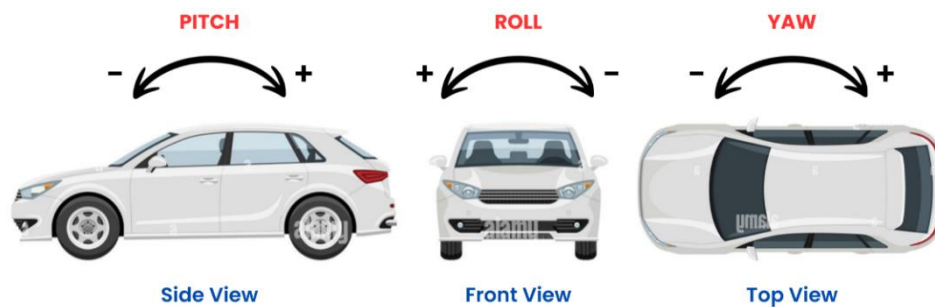
Berdasarkan data pada Tabel 4.4, dilakukan analisis terhadap performa sistem suspensi aktif dengan membandingkan respon percepatan *roll* antara sistem suspensi pasif dan aktif untuk dua variasi massa kendaraan, yaitu satu penumpang dan empat penumpang.

Tabel 4.4 Data dan RMS Percepatan *Roll* pada *Sprung Mass* Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang

Belokan ke-	1 Penumpang			4 Penumpang		
	Pasif	Aktif	Reduksi	Pasif	Aktif	Reduksi

	(rad/s^2)	(rad/s^2)	(%)	(rad/s^2)	(rad/s^2)	(%)
1	0,12550	0,10018	20,2	0,13224	0,11031	16,6
2	0,20346	0,17644	13,3	0,26627	0,24019	9,8
3	0,17488	0,15140	13,4	0,20321	0,18581	8,6
4	0,40615	0,32856	19,1	0,48051	0,38303	20,3
RMS	0,25134	0,20739	16,8	0,30024	0,25055	14,6

Pada variasi satu penumpang, sistem suspensi aktif secara konsisten menunjukkan penurunan percepatan *roll* pada setiap belokan. Reduksi RMS percepatan *roll* sebesar 16,8%, dari 0,25134 rad/s^2 (pasif) menjadi 0,20739 rad/s^2 (aktif). Reduksi tertinggi terjadi pada belokan ke-1 (20,2%) dan belokan ke-4 (19,1%), dimana kedua fase ini merupakan transisi tajam dalam manuver. Hal ini menunjukkan bahwa kontrol LQR mampu secara efektif menstabilkan gerakan *roll* kendaraan saat beban ringan. Sementara itu, pada variasi empat penumpang, kontrol LQR juga memberikan dampak positif dengan reduksi RMS percepatan *roll* sebesar 14,6%, dari 0,30024 rad/s^2 menjadi 0,25055 rad/s^2 . Efektivitas tertinggi terlihat pada belokan ke-4, yaitu 20,3%, yang merupakan fase paling kritis dari manuver. Meskipun pengurangan pada belokan ke-2 dan ke-3 tidak sebesar pada belokan lainnya, sistem aktif tetap mampu menurunkan percepatan *roll* secara keseluruhan dibandingkan sistem pasif. Hasil ini menunjukkan bahwa kontrol LQR tetap efektif bahkan pada kondisi beban kendaraan yang lebih berat, meskipun persentasenya sedikit menurun dibandingkan pada beban ringan. Dalam penelitian ini, pengurangan percepatan *roll* menjadi fokus utama, karena kontrol *roll* secara langsung berkontribusi terhadap peningkatan *ride comfort* dan stabilitas lateral kendaraan, karena percepatan *roll* yang tinggi dapat meningkatkan risiko kehilangan traksi pada ban luar kendaraan selama menikung saat bermanuver tajam.



Gambar 4.8 Visualisasi *Vehicle Motion*

Gambar 4.8 memvisualisasikan arah rotasi tiga derajat kebebasan dari gerak kendaraan, yaitu *pitch*, *roll*, dan *yaw*. Setiap gerakan memiliki arah positif dan negatif berdasarkan sistem koordinat kendaraan:

1. *Pitch (Side View)*

- Terjadi rotasi kendaraan terhadap sumbu lateral (y_s -axis).
- Arah positif (+): Bagian depan kendaraan terangkat (*nose-up*) dan belakang turun.
- Arah negatif (−): Bagian depan kendaraan menekuk ke bawah (*nose-dive*) dan

belakang naik.

- Biasanya muncul saat akselerasi atau pengereman.

2. **Roll (Front View)**

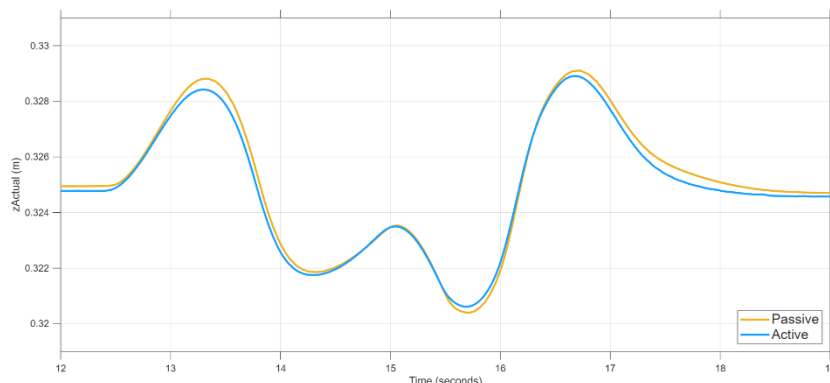
- Terjadi rotasi terhadap sumbu longitudinal (x_s -axis).
- Arah positif (+): Kendaraan miring ke kanan → sisi kiri naik, sisi kanan turun).
- Arah negatif (-): Kendaraan miring ke kiri → sisi kanan naik, sisi kiri turun).
- Terjadi selama manuver berbelok atau pergantian jalur.

3. **Yaw (Top View)**

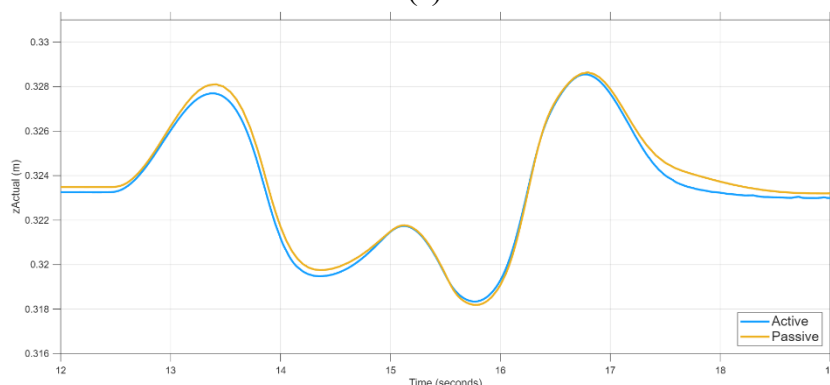
- Terjadi rotasi terhadap sumbu vertikal (z_s -axis).
- Arah positif (+): Rotasi searah jarum jam atau *clockwise* (CW) → kendaraan berbelok ke kanan.
- Arah negatif (-): Rotasi berlawanan arah jarum jam atau *counterclockwise* (CCW) → kendaraan berbelok ke kiri.
- Mewakili arah belokan kendaraan secara keseluruhan.

4.2.2 Road Holding

Tire deflection atau defleksi ban merupakan respons vertikal *wheel frame* terhadap permukaan jalan yang muncul akibat gaya dinamis selama berlangsungnya manuver. Parameter ini berkaitan langsung dengan kemampuan sistem suspensi dalam menjaga kestabilan kontak antara ban dan permukaan jalan (*road holding*). Defleksi yang berlebihan dapat menurunkan tekanan kontak ban, meningkatkan risiko kehilangan traksi, serta memperbesar kemungkinan terjadinya *understeer* atau *oversteer*. Gambar 4.9 hingga 4.12 merupakan nilai defleksi ban setiap roda yang terjadi pada setiap belokan manuver *double lane change*.

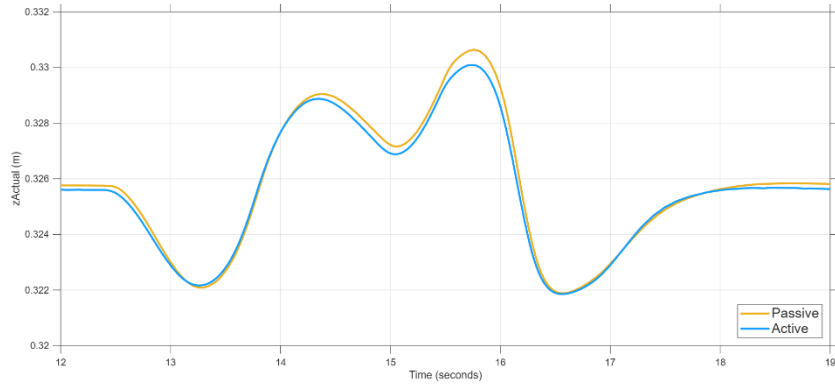


(a)

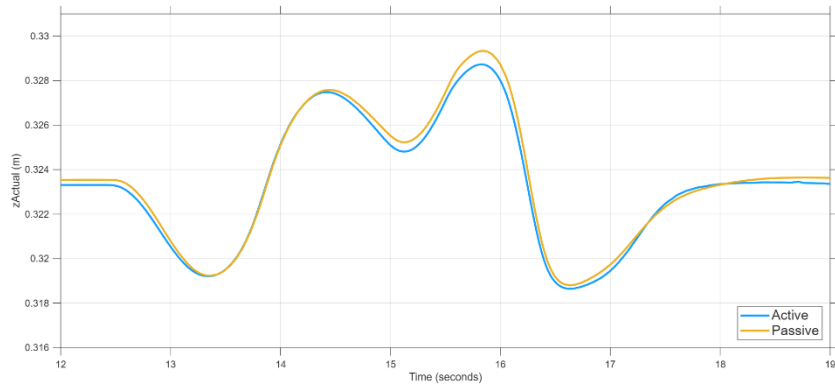


(b)

Gambar 4.9 Defleksi Ban Depan Kiri ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

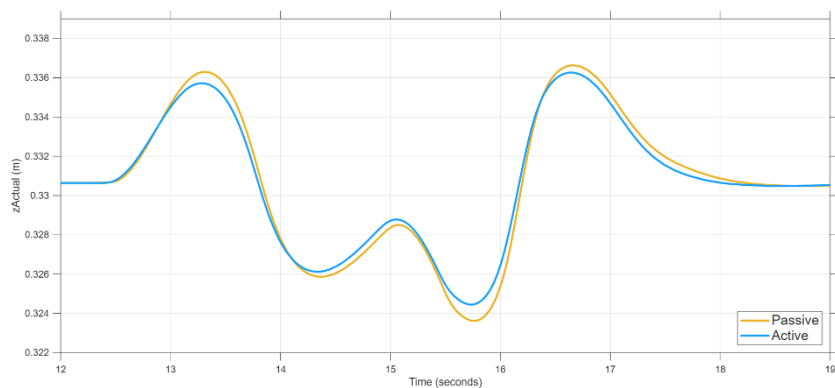


(a)

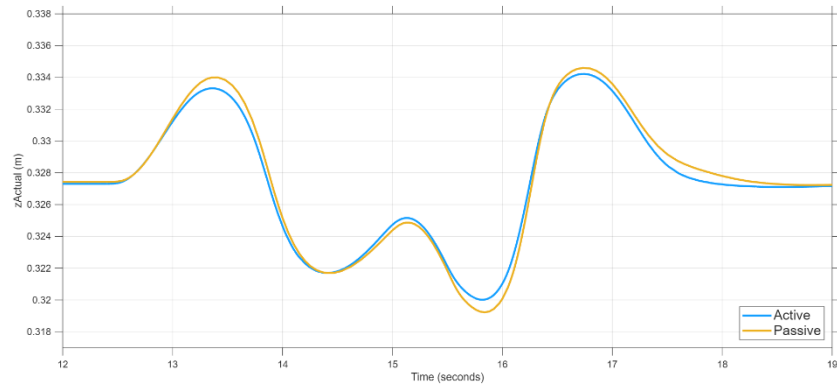


(b)

Gambar 4.10 Defleksi Ban Depan Kanan ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

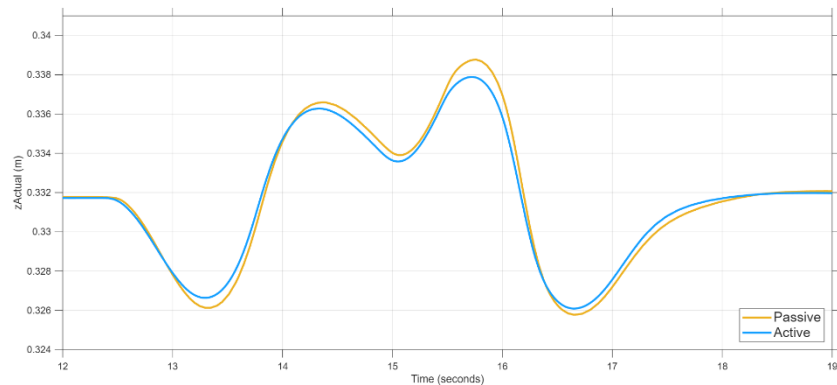


(a)

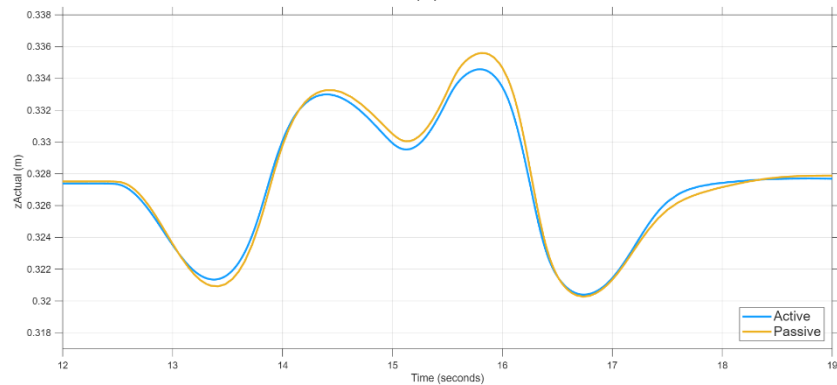


(b)

Gambar 4.11 Defleksi Ban Belakang Kiri ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang



(a)



(b)

Gambar 4.12 Defleksi Ban Belakang Kanan ke Permukaan Jalan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

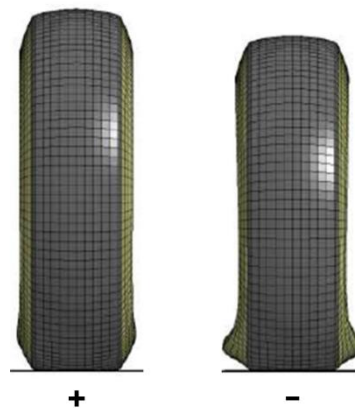
Tabel 4.3 Data dan RMS *Tire Deflection* pada Mobil dengan Satu Penumpang

Belokan ke-	Posisi Roda	Defleksi		Posisi Roda	Defleksi	
		Pasif	Aktif		Pasif	Aktif
1	L1	0,01419	0,01458	R1	0,02091	0,02084
2		0,02114	0,02125		0,01395	0,01412
3		0,02259	0,02238		0,01236	0,01290

4		0,01390	0,01409		0,02111	0,02115
	RMS	0,01838	0,01846	RMS	0,01754	0,01766
1	L2	0,00670	0,00728	R2	0,01687	0,01636
2		0,01714	0,01688		0,00641	0,00672
3		0,01939	0,01855		0,00423	0,00511
4		0,00636	0,00674		0,01723	0,01691
	RMS	0,01374	0,01349	RMS	0,01265	0,01250

Tabel 4.4 Data dan RMS *Tire Deflection* pada Mobil dengan Empat Penumpang

Belokan ke-	Posisi Roda	Defleksi		Posisi Roda	Defleksi	
		Pasif	Aktif		Pasif	Aktif
1	L1	0,01490	0,01530	R1	0,02377	0,02379
2		0,02325	0,02352		0,01542	0,01551
3		0,02481	0,02466		0,01366	0,01427
4		0,01437	0,01445		0,02420	0,02435
	RMS	0,01990	0,02003	RMS	0,01984	0,02002
1	L2	0,00900	0,00969	R2	0,02208	0,02165
2		0,02131	0,02130		0,00974	0,01001
3		0,02378	0,02299		0,00740	0,00842
4		0,00840	0,00878		0,02273	0,02260
	RMS	0,01711	0,01698	RMS	0,01698	0,01696



Gambar 4.13 Visualisasi Arah *Tire Deflection*

Gambar 4.13 memvisualisasikan arah *tire deflection* kendaraan terhadap permukaan jalan. Arah ini dinyatakan dalam nilai positif dan negatif berdasarkan perubahan posisi vertikal *wheel frame* terhadap posisi stasioner (diam):

- Arah positif (+): *Wheel frame* bergerak naik terhadap posisi stasioner → menandakan pengurangan beban pada roda atau kemungkinan kehilangan kontak sebagian antara ban dan permukaan jalan.
- Arah negatif (–): *Wheel frame* bergerak turun terhadap posisi stasioner → menandakan peningkatan beban vertikal atau kompresi ban akibat gaya dinamis.

Nilai RMS digunakan sebagai representasi intensitas rata-rata defleksi ban selama manuver berlangsung. Untuk memastikan bahwa nilai defleksi yang dihasilkan tidak menimbulkan risiko kehilangan kontak ban dengan jalan, dilakukan perhitungan *relative tire load* dengan membandingkan rasio antara beban dinamis dan beban statis ban. Contoh perhitungan *relative tire load* pada sistem suspensi aktif disajikan sebagai berikut:

$$\eta_{L1} = \frac{209.652(0,01846)}{9,81 \left(\frac{1.575 \times 1,1624}{2(1,2064 + 1,6136)} + 59,3 \right)}$$

$$\eta_{L1} = 0,77382 < 1$$

Tabel 4.5 Perhitungan *Relative Tire Load* pada Sistem Suspensi Aktif Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang

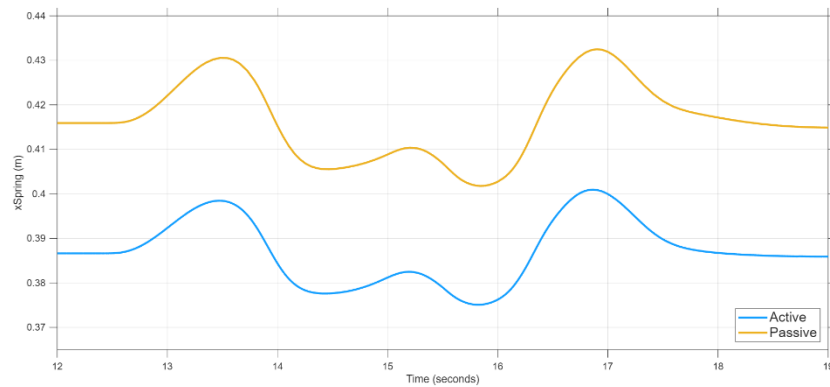
Posisi Roda	Nilai RMS <i>Tire Deflection</i> (m)	η	Keterangan
1 Penumpang			
L1	0,01846	0,77382	< 1 (aman)
RI	0,01766	0,56522	< 1 (aman)
L2	0,01349	0,95257	< 1 (aman)
R2	0,01250	0,67420	< 1 (aman)
4 Penumpang			
L1	0,02003	0,74526	< 1 (aman)
RI	0,02002	0,63188	< 1 (aman)
L2	0,01698	0,96290	< 1 (aman)
R2	0,01696	0,81576	< 1 (aman)

Pada kendaraan dengan beban lebih berat (empat penumpang), defleksi ban cenderung lebih besar dibandingkan kondisi satu penumpang. Hal ini disebabkan oleh bertambahnya beban total kendaraan, yang secara langsung meningkatkan gaya vertikal dan deformasi pada roda. Selain itu, distribusi massa yang berubah dapat menggeser CG kendaraan, sehingga menambah variasi tekanan kontak ban, terutama saat terjadi gerakan *pitch* dan *roll*. Meskipun demikian, hasil perhitungan Tabel 4.5 menunjukkan bahwa keempat ban pada mobil yang berisi satu dan empat penumpang berada dalam kondisi “aman”, yang berarti rasio defleksi ban tidak melebihi batas toleransi yang ditetapkan dan tidak menyebabkan kehilangan kontak dengan jalan. Meningkatnya defleksi ban akibat gaya lateral yang tinggi dapat menyebabkan berkurangnya traksi ban, sehingga pada manuver yang ekstrem bisa meningkatkan potensi terjadinya *oversteer* atau *understeer*.

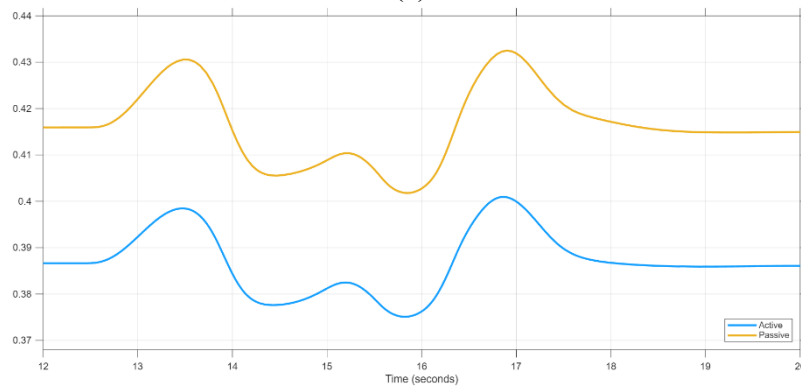
4.2.3 *Suspension Deflection Limit*

Suspension deflection atau defleksi suspensi merupakan respons vertikal pergerakan *sprung mass* terhadap *unsprung mass* yang terjadi akibat gaya dinamis selama manuver.

Parameter ini berkaitan langsung dengan kemampuan sistem suspensi dalam membatasi ruang gerak mekanis (*rattle space*) untuk mencegah terjadinya *bottoming out* atau benturan keras pada komponen suspensi. Defleksi yang berlebihan dapat mengurangi efektivitas suspensi, meningkatkan risiko kerusakan dan umur pakai komponen, serta mengganggu stabilitas kendaraan. Gambar 4.14 hingga 4.17 merupakan nilai defleksi ban setiap roda yang terjadi pada setiap belokan manuver *double lane change*.

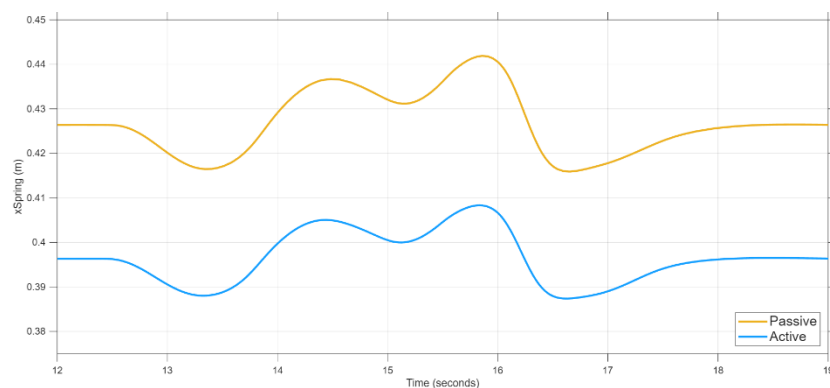


(a)

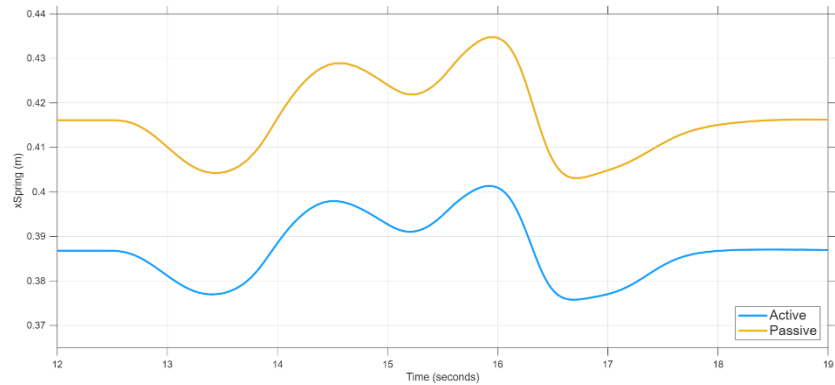


(b)

Gambar 4.14 Defleksi Suspensi Depan Kiri pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

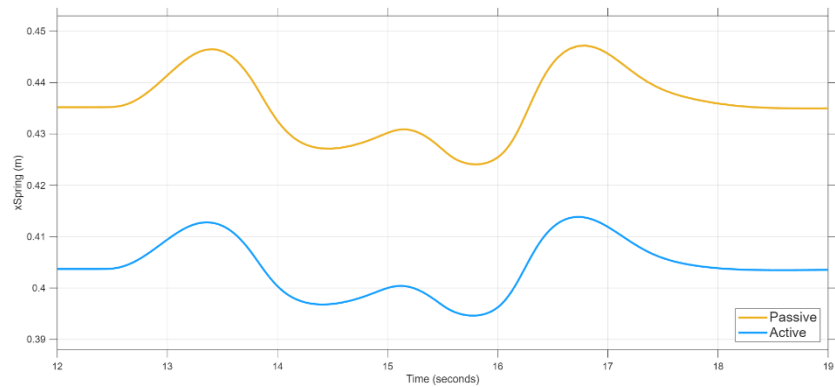


(a)

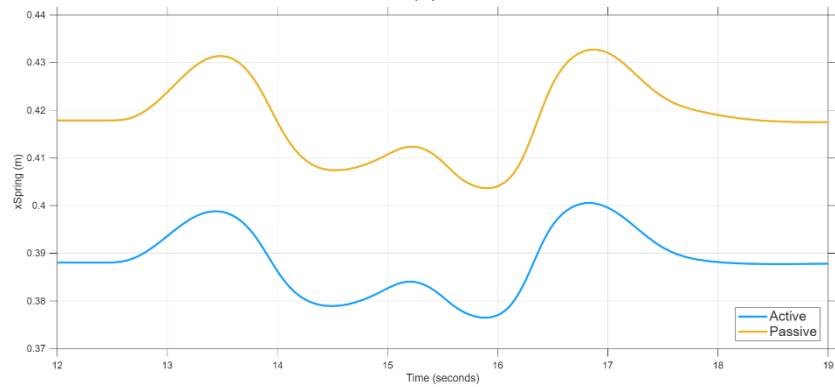


(b)

Gambar 4.15 Defleksi Suspensi Depan Kanan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

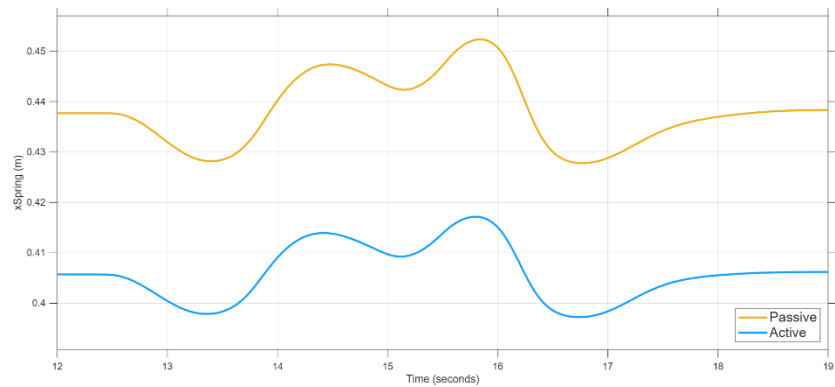


(a)

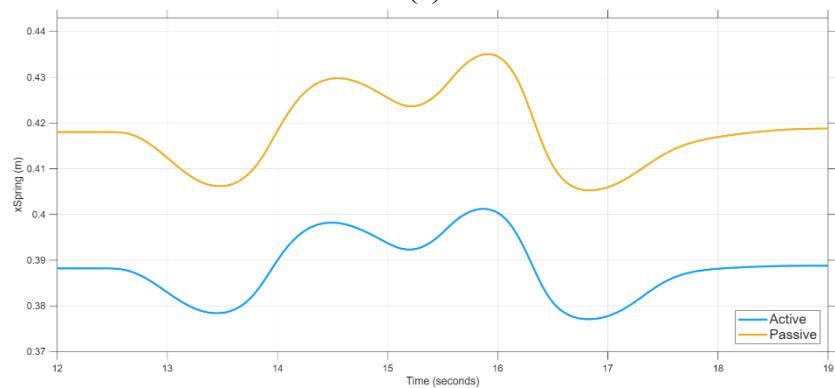


(b)

Gambar 4.16 Defleksi Suspensi Belakang Kiri pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang



(a)



(b)

Gambar 4.17 Defleksi Suspensi Belakang Kanan pada Mobil dengan (a) Satu Penumpang dan (b) Empat Penumpang

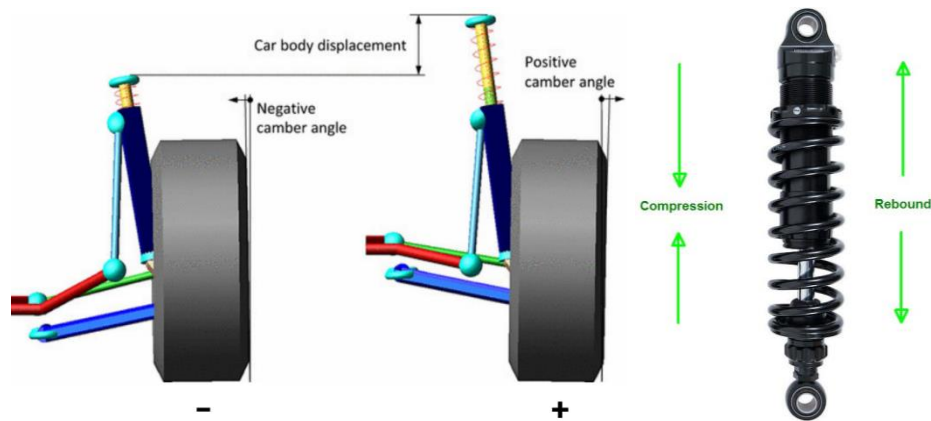
Tabel 4.6 Data dan RMS *Suspension Deflection* pada Mobil dengan Satu Penumpang

Belokan ke-	Posisi Suspensi	Defleksi		Posisi Suspensi	Defleksi	
		Pasif	Aktif		Pasif	Aktif
1	L1	-0,01623	0,03378	R1	0,02108	0,04953
2		0,02206	0,05056		0,00084	0,03251
3		0,02534	0,05305		-0,00436	0,02923
4		0,00070	0,03238		0,02165	0,05017
	RMS	0,01866	0,04347	RMS	0,01527	0,04148
1	L2	-0,00896	0,02477	R2	0,00939	0,03967
2		0,01042	0,04075		-0,00985	0,02362
3		0,01348	0,04293		-0,01480	0,02038
4		-0,00965	0,02371		0,00977	0,04030
	RMS	0,01077	0,03420	RMS	0,01118	0,03229

Tabel 4.7 Data dan RMS *Suspension Deflection* pada Mobil dengan Empat Penumpang

Belokan ke-	Posisi Suspensi	Defleksi		Posisi Suspensi	Defleksi	
		Pasif	Aktif		Pasif	Aktif
1	L1	0,00699	0,03908	R1	0,03331	0,06058
2		0,03202	0,05994		0,00863	0,03962

3		0,03577	0,06246		0,00278	0,03622
4		0,00505	0,03661		0,03448	0,06178
	RMS	0,02439	0,05090	RMS	0,02440	0,05091
1	L2	0,00616	0,03875	R2	0,03138	0,05914
2		0,03016	0,05861		0,00773	0,03934
3		0,03389	0,06106		0,00247	0,03633
4		0,00485	0,03700		0,03230	0,06045
	RMS	0,02302	0,05008	RMS	0,02288	0,05005



Gambar 4.18 Visualisasi Arah *Suspension Deflection*

Gambar 4.18 memvisualisasikan arah *suspension deflection* kendaraan terhadap batas maksimum *rattle space*. Arah ini dinyatakan dalam nilai positif dan negatif berdasarkan perubahan posisi vertikal *sprung mass* terhadap *unsprung mass*:

- Arah positif (+): *Sprung mass* bergerak menjauhi *unsprung mass* (ekstensi) → menandakan pengurangan beban pada suspensi atau kondisi *rebound*.
- Arah negatif (−): *Sprung mass* bergerak mendekati *unsprung mass* (kompresi) → menandakan peningkatan beban atau kondisi *compression*.

Nilai RMS digunakan sebagai representasi intensitas rata-rata defleksi suspensi selama manuver berlangsung. Untuk memastikan bahwa nilai defleksi yang dihasilkan tidak melebihi batas maksimum *rattle space*, dilakukan perhitungan *relative suspension deflection* dengan membandingkan rasio antara defleksi aktual dan batas defleksi yang diizinkan (z_{max}). Contoh perhitungan *relative suspension deflection* pada sistem suspensi aktif disajikan sebagai berikut:

$$\mu_{L1} = \frac{|0,04347|}{0,1}$$

$$\mu_{L1} = 0,43475 < 1$$

Tabel 4.8 Perhitungan *Relative Suspension Deflection* pada Sistem Suspensi Aktif Mobil dengan Satu Penumpang dan Empat Penumpang

Posisi Suspensi	Nilai RMS	μ	Keterangan
-----------------	-----------	-------	------------

	<i>Suspension Deflection (m)</i>		
1 Penumpang			
L1	0,04347	0,43475	< 1 (aman)
RI	0,04148	0,41478	< 1 (aman)
L2	0,03420	0,34203	< 1 (aman)
R2	0,03229	0,32292	< 1 (aman)
4 Penumpang			
L1	0,05090	0,50896	< 1 (aman)
RI	0,05091	0,50913	< 1 (aman)
L2	0,05008	0,50085	< 1 (aman)
R2	0,05005	0,50048	< 1 (aman)

Performa suspensi ditinjau dari seberapa besar suspensi bekerja dalam meredam gaya dinamis dan mempertahankan stabilitas kendaraan. Saat beban kendaraan bertambah, seperti pada kondisi empat penumpang, suspensi harus bekerja lebih keras untuk menopang massa tambahan, sehingga menyebabkan kompresi yang lebih besar karena pegas dan peredam harus menyerap energi yang lebih besar. Apabila tidak dikontrol dengan baik, defleksi suspensi yang tinggi dapat memperpendek umur pakai komponen. Hasil perhitungan Tabel 4.8 menunjukkan bahwa keempat suspensi pada mobil yang berisi satu dan empat penumpang berada dalam kondisi “aman”, yang berarti defleksi suspensi tidak melebihi batas toleransi yang ditetapkan dan tidak menyebabkan risiko *bottoming out*.

4.3 Trade-off dalam Desain dan Kinerja Kontrol LQR

Dalam mendesain kontrol LQR sistem suspensi aktif, terdapat kompromi antara kenyamanan berkendara (*ride comfort*) dan stabilitas (*road holding*). Kontrol yang dirancang dengan bobot yang lebih tinggi untuk mereduksi gerakan *pitch* dan *roll* dapat meningkatkan kenyamanan penumpang karena pergerakan osilasi kendaraan menjadi lebih halus dan kecil. Namun, kondisi ini dapat menyebabkan peningkatan defleksi ban yang berlebih, sehingga dapat mengurangi kontak antara ban dan permukaan jalan. Pada mobil dengan variasi empat penumpang, massa kendaraan meningkat, sehingga gaya inersia yang bekerja pada *sprung mass* dan *unsprung mass* lebih besar dibandingkan dengan kondisi satu penumpang. Hal ini menyebabkan defleksi ban yang tinggi akibat variasi beban dinamis (*wheel load variation*) meningkat. Sebaliknya, apabila kontrol LQR lebih difokuskan untuk menjaga kestabilan kontak antara ban dan permukaan jalan, sistem suspensi cenderung menjadi lebih kaku. Suspensi yang terlalu kaku kurang mampu meredam osilasi akibat gangguan jalan atau manuver mendadak, sehingga kenyamanan penumpang akan menurun. Pada kendaraan dengan beban ringan (satu penumpang), kontrol LQR lebih efektif dalam meredam osilasi *pitch* dan *roll*, sehingga meningkatkan kenyamanan. Namun, pada kendaraan dengan beban berat (empat penumpang), efektivitas kontrol LQR sedikit menurun karena perubahan parameter dinamis sistem yang tidak sepenuhnya terakomodasi oleh desain pengendali. Di sisi lain, peningkatan beban justru

memperbaiki stabilitas lateral karena gaya tekan ban pada permukaan jalan yang lebih besar dapat mencegah kehilangan traksi.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian, diperoleh beberapa kesimpulan mengenai desain kendali suspensi aktif pada Simscape Vehicle Model, antara lain:

1. Penelitian ini berhasil memodifikasi Simscape Vehicle Model untuk mengimplementasikan sistem suspensi aktif dengan mengintegrasikan empat *subsystem* utama. **Linear spring subsystem** merepresentasikan karakteristik elastis dan disipatif dari sistem suspensi kendaraan. Pada *subsystem* ini, ditambahkan elemen *Ideal Force Source* sebagai gaya aktuator. **Body subsystem** memodelkan dinamika *sprung mass* dengan tiga derajat kebebasan, seperti kecepatan vertikal (Body.vz), *pitch rate* (Body.nPitch), dan *roll rate* (Body.nRoll) yang diperoleh melalui *transform sensor* terhadap *world frame*. Untuk memperoleh *angular acceleration* pada CG sebagai *output*, dilakukan penurunan orde dua terhadap sinyal sudut *pitch* dan *roll*. **Tire subsystem** menggambarkan interaksi antara ban dan permukaan jalan. Kecepatan vertikal roda (Wheel.vz) menunjukkan seberapa cepat roda bergerak naik atau turun, sedangkan defleksi ban dihitung sebagai selisih antara radius mula-mula *wheel frame* (z_0) dan radius aktual *wheel frame* (Wheel.zActual) terhadap permukaan jalan. **Controller subsystem** berperan sebagai pusat komputasi LQR. *Subsystem* ini memproses 15 *state variable* dinamika kendaraan untuk diolah kontroler menjadi sinyal kendali berupa gaya pada setiap suspensi.
2. Dalam perancangan LQR, pemilihan matriks pembobot Q dan R memainkan peran krusial dalam menentukan prioritas performa sistem. Pembobotan tertinggi diberikan untuk meminimalkan percepatan *pitch* dan *roll* pada *sprung mass*. Pada kasus satu penumpang, sistem suspensi aktif mampu mengurangi percepatan *pitch* dari $0,01828 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,01531 \text{ rad/s}^2$, atau mengalami reduksi sebesar 13,7%. Sementara itu, percepatan *roll* menurun dari $0,25134 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,20739 \text{ rad/s}^2$, dengan reduksi sebesar 16,8%. Pada kasus empat penumpang, penurunan tetap terjadi meskipun tidak sebesar pada kondisi beban ringan. Percepatan *pitch* berkurang dari $0,02569 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,02462 \text{ rad/s}^2$, yang setara dengan reduksi 4,9%, sedangkan percepatan *roll* menurun dari $0,30024 \text{ rad/s}^2$ menjadi $0,25055 \text{ rad/s}^2$, dengan reduksi sebesar 14,6%. Penurunan ini berkontribusi terhadap peningkatan performa *ride comfort* dan stabilitas lateral kendaraan.
3. Performa *road holding* berada dalam kondisi "aman" ($\eta < 1$), artinya kontak ban dengan permukaan jalan tetap terjaga dan tidak terjadi kehilangan traksi (nilai *tire dynamic load* < *static load*). Sementara itu, performa *suspension deflection limit* berada dalam kondisi "aman" ($\mu < 1$), artinya defleksi suspensi tidak melebihi batas *rattle space* dan risiko *bottoming out* dapat dihindari.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran yang dapat dipertimbangkan untuk pengembangan penelitian lebih lanjut, antara lain:

1. Variasikan *weighting matrices* Q dan R pada LQR guna mengevaluasi reduksi respons dinamis, sehingga dapat menemukan konfigurasi *gain* yang optimal dengan performa terbaik.
2. Pembahasan respons transien antara sistem suspensi pasif dan aktif disertakan agar perilaku sistem dapat dianalisis secara mendalam, khususnya ketika *input* berubah secara mendadak.
3. Tambahkan *input* gangguan pada simulasi, seperti *bump* atau *road profile* guna mengkaji respons percepatan vertikal (*bounce*) pada *sprung mass*.

DAFTAR PUSTAKA

- Attia, T., et al. (2019). Simultaneous Dynamic System Estimation and Optimal Control of Vehicle Active Suspension. *Vehicle System Dynamics*, 57(10), 1467–1493. <https://doi.org/10.1080/00423114.2018.1521000>
- Babawuro, A. Y., et al. (2020). Optimized State Feedback Control of Quarter Car Active Suspension System Based on LMI Algorithm. *Journal of Physics: Conference Series*, 1502, 012019. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1502/1/012019>.
- Euro NCAP. (n.d.). 2010 Electronic Stability Control Tests. Accessed June 4, 2025, from <https://www.euroncap.com/en/car-safety/safety-campaigns/2010-esc-tests/>
- Li, H. (2012). Robust Control Design for Vehicle Active Suspension Systems with Uncertainty (*Doctoral Dissertation*, University of Portsmouth).
- Uddin, N. (2019). Optimal Control Design of Active Suspension System Based on Quarter Car Model. *Jurnal Infotel: Informatics - Telecommunication - Electronics*, 11(2), 123-130.
- Universal Technical Institute. (n.d.). How Does a Car Suspension Work? UTI Corporate. Accessed June 22, 2025, from <https://www.uti.edu/blog/automotive/car-suspension>.

BIODATA PENULIS



Hafizah Tabina Is'adiyah, lahir di Pekalongan pada 15 Juli 2003. Saat ini, sedang menempuh pendidikan sebagai mahasiswa tingkat akhir di Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Minatnya berfokus pada bidang teknik, otomotif, bisnis, dan *creative visual (photo/videography)*. Ketertarikan terhadap dunia otomotif semakin berkembang setelah mengikuti program magang di PT Astra Daihatsu Motor, Jakarta, pada tahun 2024. Dalam bidang teknik, penulis memiliki kompetensi dalam *Computer-Aided Design (CAD)* menggunakan *software* Autodesk Fusion 360, serta bergabung ke dalam Laboratorium Rekayasa Sistem dan Kontrol untuk mendalami sistem dinamis dan kontrol kendaraan dalam rangka penyusunan Tugas Akhir. Di luar kegiatan akademik, penulis juga menjalani *freelance* sebagai *drafter* CAD dan fotografer wisuda. Beberapa pencapaian selama berkuliah yang berhasil diraihinya, antara lain *3rd Winner* - MRT Jakarta Photo Challenge 2024, *Bronze Medal* - Machine Design Competition, *Finalist 36th* - Pekan Ilmiah Mahasiswa Nasional (PIMNAS), serta *1st Winner* - Capstone Design & Best Poster Teknik Mesin ITS. Pengalaman dan pencapaian tersebut memperkuat kompetensinya dalam bidang teknik mesin, *creative visual*, dan manajemen proyek.