



## **TESIS - EE185401**

# **SISTEM MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN PATH TRACKING MENGGUNAKAN NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL**

SUTRA WARDATUL JANNAH  
6022201007

DOSEN PEMBIMBING  
Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN TEKNIK SISTEM PENGATURAN  
DEPARTEMEN TEKNIK ELEKTRO  
FAKULTAS TEKNOLOGI ELEKTRO DAN INFORMATIKA CERDAS  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2023





## **TESIS - EE185401**

# **SISTEM MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN PATH TRACKING MENGGUNAKAN NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL**

SUTRA WARDATUL JANNAH  
6022201007

DOSEN PEMBIMBING  
Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN TEKNIK SISTEM PENGATURAN  
DEPARTEMEN TEKNIK ELEKTRO  
FAKULTAS TEKNOLOGI ELEKTRO DAN INFORMATIKA CERDAS  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2023



## LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
**Magister Teknik (MT)**

di

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**SUTRA WARDATUL JANNAH**

**NRP: 6022201007**

Tanggal Ujian: 3 Januari 2023

Periode Wisuda: Maret 2023

Disetujui Oleh  
**Pembimbing:**

1. Dr. Ir. Ari Santoso, DEA  
NIP. 196602181991021001



**Pengaji:**

2. Prof. Ir. Abdullah Alkaff, M.Sc., Ph.D.  
NIP. 195501231980031002
3. Prof. Dr. Ir. Achmad Jazidie, M.Eng.  
NIP. 195902191986101001
4. Dr. Trihastuti Agustinah, ST., M.T.  
NIP. 196808121994032001



Kepala Departemen Teknik Elektro  
Fakultas Teknologi Elektro dan Informatika Cerdas

Dedet Candra Riawan, ST., M.Eng., Ph.D.  
NIP: 197311192000031001

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **PERNYATAAN KEASLIAN TESIS**

Dengan ini saya menyatakan bahwa isi keseluruhan Tesis saya dengan judul "**SISTEM MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN PATH TRACKING MENGGUNAKAN NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL**" adalah benar-benar hasil karya intelektual mandiri, diselesaikan tanpa menggunakan bahan-bahan yang tidak diizinkan dan bukan merupakan karya pihak lain yang saya akui sebagai karya sendiri.

Semua referensi yang dikutip maupun dirujuk telah ditulis secara lengkap pada daftar pustaka. Apabila ternyata pernyataan ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai peraturan yang berlaku.

Surabaya, 2 Januari 2023



Sutra Wardatul Jannah

NRP. 6022201007

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **SISTEM MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN PATH TRACKING MENGGUNAKAN NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL**

Nama mahasiswa : Sutra Wardatul Jannah  
NRP : 6022201007  
Pembimbing : Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

## **ABSTRAK**

Pada penelitian ini tentang sistem kendali multivariabel pada mobil otonom saat melakukan *path tracking*, dikarenakan saat mengemudi dalam kondisi *real*, Posisi dan kecepatan mobil merupakan faktor penting yang harus diperhatikan untuk meningkatkan keamanan dan kenyamanan dalam berkendara. Proses pengendalian terdiri dari dua layer, untuk layer pertama (*Upper layer*) menggunakan *Nonlinear Model Predictive Control* (NMPC) untuk memprediksi *input* kontrol optimal beberapa langkah kedepan. Penggunaan nilai prediksi untuk meminimalisir *execution time* yang diperlukan saat mobil melakukan *tracking*. Dikarenakan tingkat kompleksitas sistem pada mobil otonom tinggi maka semakin cepat pemrosesan data pada pengendalian sistem akan semakin baik. Proses NMPC menghasilkan nilai sudut *steering* dan nilai kecepatan sudut roda yang harus dicapai pada beberapa waktu kedepan saat mobil melakukan *tracking* dilintasan yang telah ditentukan.

Nilai sudut *steering* dan kecepatan sudut roda akan digunakan sebagai nilai masukan kontroler aktuator layer kedua (*lower layer*) yaitu pengendalian motor aktuator kemudi dan kecepatan,. Aktuator *steering* yang digunakan merupakan motor DC *Electric Power Steering* (EPS) untuk mengantikan kinerja manusia dalam memutar kemudi mobil, penggunaan motor EPS untuk membantu meringankan putaran roda mobil. Pengendalian kecepatan dilakukan dengan mengendalikan motor BLDC untuk mengatur kecepatan mobil. Kedua pengendali tersebut menggunakan metode Adaptive PID dengan tuning parameter K<sub>p</sub>, K<sub>i</sub>, dan K<sub>d</sub> menggunakan Algoritma Fuzzy.

Berdasarkan pengujian yang telah dilakukan, metode *cascade NMPC* pada skenario *single* dan *double lane change* mampu memprediksi output hingga jarak 54meter kedepan dengan range kecepatan yang diberikan 10 – 18 m/s dan 10- 25 m. Hal tersebut dilihat dari *output* berupa nilai deviasi lateral dan yaw antara mobil dengan jalur referensi. Panjang jarak prediksi tersebut ditentukan oleh besar *prediction* dan *control horizon* yang diberikan. Semakin besar *prediction horizon* yang di berikan maka akurasi dari kontroler dalam memprediksi output semakin berkurang, sehingga di hasilkan nilai deviasi lateral dan yaw yang semakin besar. Penambahan nilai kecepatan yang di berikan juga mempengaruhi performansi dari kontrol *tracking* mobil terutama pada jalur belokan.

Kata kunci: Kontrol multivariabel, Mobil Otonom, sistem *cascade Nonlinear Model Predictive Control, PID, Fuzzy Algorithm*

# **MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL SYSTEM IN AUTONOMOUS CARS WHEN PERFORMING PATH TRACKING USING NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL**

By : Sutra Wardatul Jannah  
Student Identity Number : 6022201007  
Supervisor : Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

## **ABSTRACT**

This research is about the multivariable control system in autonomous cars when doing path tracking because when driving in actual conditions, the position and speed of the car are essential factors that must be considered to improve safety and comfort in driving. The control process consists of two layers, for the first layer (Upper layer) using Nonlinear Model Predictive Control (NMPC) to predict the control input of the next few steps. The use of predictive values to minimize the execution time needed when the car is tracking. Because the level of system complexity in autonomous cars is high, the faster the data processing on system control, the better. The NMPC process produces the steering angle value and the wheel angular velocity value that has been achieved at some time in the future when the car tracks on a predetermined track.

The value of the steering angle and angular speed of the wheels will be used as the input values of the second layer actuator controller (lower layer), namely the control of the steering actuator motor and speed. The steering actuator used is a DC Electric Power Steering (EPS) motor to replace human performance in turning the steering wheel of a car. Using an EPS motor helps ease the rotation of the car wheels. Speed control has calculated by controlling Brushless DC motor to regulate the car's speed. Both controllers use the Adaptive PID method by tuning the K<sub>p</sub>, K<sub>i</sub>, and K<sub>d</sub> parameters using the Fuzzy Algorithm.

Based on the tests that have been carried out, the NMPC cascade method in single and double-lane change scenarios can predict output up to a distance of 54 meters in the future with a speed range of 10-18 m/s and 10-25 m. This can be seen from the output in the form of lateral and yaw deviation values between the car and

the reference line. The length of the prediction distance is determined by the size of the prediction and control horizon given. The larger prediction horizon has been given, the greater the accuracy of the controller in predicting output, resulting in a greater lateral and yaw deviation value. The addition of the speed value provided also affects the performance of the car tracking control, especially in the turn lane.

**Keyword:** Multivariable Control System, Autonomous Car, cascade system, Nonlinear Model Predictive Control, PID, Fuzzy Algorithm

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala rahmat, karunia, dan petunjuk-Nya, penelitian dan penulisan tesis dengan judul “SISTEM MULTIVARIABLE CASCADE CONTROL PADA MOBIL OTONOM SAAT MELAKUKAN PATH TRACKING MENGGUNAKAN NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL” ini dapat diselesaikan dengan baik. Sholawat dan salam semoga selalu tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW beserta keluarga dan sahabatnya yang kita nantikan syafaatnya di hari Kiamat nanti.

Dalam menyelesaikan tesis ini penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orang tua penulis, Taufiq Mohammad Warasy dan Sutriningsih yang selalu memberikan dukungan dari segi apapun kepada penulis dan berdoa demi keberhasilan dan kesuksesan penulis. Semoga Allah senantiasa memberi perlindungan, kesehatan, kesejahteraan, kebahagiaan, dan keberuntungan baik di dunia maupun di akhirat.
2. Dr. Ari Santoso DEA. selaku dosen pembimbing yang telah berkenan meluangkan waktunya dan dengan sabar memberikan arahan, bimbingan, dan perhatiannya selama penelitian tesis ini.
3. Seluruh dosen dan karyawan kampus ITS yang telah banyak berjasa selama perkuliahan penulis, khususnya dosen dan karyawan di Departemen Teknik Elektro ITS yang telah memberikan ilmu dan masukan selama penulis menjalani perkuliahan.
4. Seluruh teman-teman dan para asisten lab AJ104 selama penulis kuliah di ITS.

Semoga tesis ini bermanfaat bagi mahasiswa maupun peneliti lainnya. Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan, untuk itu kritik dan saran sangat diharapkan untuk penyempurnaan tesis ini.

Surabaya, 2 Januari 2023

Penulis



*Halaman sengaja dikosongkan*

## **DAFTAR ISI**

LEMBAR PENGESAHAN TESIS.....	iii
PERNYATAAN KEASLIAN TESIS .....	v
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT .....	ix
KATA PENGANTAR .....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR .....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Kontribusi .....	4
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA.....	5
2.1 Kajian Penelitian Terkait .....	5
2.1.1 A Two-Layer Controller for Lateral Path Tracking Control of Autonomous Vehicles [3] .....	5
2.1.2 Motion Control of Autonomous Vehicles with Guaranteed Prescribed Performance[4] .....	14
2.1.3 Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance [5] .....	20
2.2 Teori Dasar.....	28
2.2.1 Mobil Otonom .....	28
2.2.2 <i>Electric Power Steering</i> .....	29
2.2.3 <i>Brushless DC Motor (BLDC)</i> .....	32

2.2.4 Nonlinear Model Predictive Control ( <i>NMPC</i> ) .....	35
2.2.5 Fuzzy Control .....	40
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	43
3.1 Sistem secara keseluruhan .....	43
3.2 Model Autonomous Car.....	46
3.2.1 Model kinematika .....	46
3.2.2 Model Dinamika .....	49
3.2.3 Model Ban .....	51
3.3 Perancangan <i>Outer Loop Control</i> .....	54
3.4 Perancangan <i>inner loop control</i> .....	60
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN .....	67
4.1 Pengujian <i>inner loop</i> .....	67
4.2 Pengujian sistem <i>cascade</i> .....	69
4.2.1 Pengujian sistem dengan skenario <i>Double lane change</i> .....	70
4.2.2 Pengujian sistem dengan skenario <i>Highway Exit</i> .....	80
4.2.3 Pengujian dengan perbandingan sistem tanpa dan dengan <i>noise</i> .....	92
BAB 5 PENUTUP .....	95
5.1 Kesimpulan .....	95
5.2 Saran .....	96
DAFTAR PUSTAKA .....	97
LAMPIRAN.....	101
RIWAYAT PENULIS .....	103

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Model Dinamika Kendaraan .....	6
Gambar 2.2 blok diagram sistem kontrol mobil otonom .....	8
Gambar 2.3 Perbandingan hasil pengujian skenaario 1 pada kontroler A,B dan C .....	11
Gambar 2.4 Respon pengujian skenario 2 pada kontroler A, B, dan C ....	12
Gambar 2.5 Respon Hasil Pengujian Skenario 3 pada kontroler C dan D	13
Gambar 2.6 Model Dinamika Kendaraan .....	15
Gambar 2.7 Referensi kecepatan (a) dan curvature sistem (b) .....	18
Gambar 2.8 Hasil pengujian error kecepatan longitudinal, deviasi yaw, deviasi lateral dan Trayektori dalam sistem koordinat geodetic.....	19
Gambar 2.9 Model kendaraan 2 DOF .....	21
Gambar 2.10 Model struktur validasi .....	22
Gambar 2.11 Respon sistem pengujian dengan kecepatan konstan 15 m/s .....	24
Gambar 2.12 Grafik respon pengujian <i>Double Lane Change Manuever..</i>	25
Gambar 2.13 Pengaturan perpindahan roda gigi.....	26
Gambar 2.14 Skema Strategi kontrol .....	26
Gambar 2.15 Respon hasil pengontrolan kombinasi lateran dan longitudinal .....	27
Gambar 2.16 Overview Autonomous Car.....	29
Gambar 2.17 <i>Electric Power Steering .....</i>	31
Gambar 2.18 BLDC Drive System .....	32
Gambar 2.19 Blok diagram dinamika motor linear .....	34
Gambar 2.20 Skema Nonlinear MPC.....	36
Gambar 2.21 Struktur Fuzzy .....	41
Gambar 3.1 Mobil Fin Komodo.....	44
Gambar 3.2 Konsep sistem .....	45
Gambar 3.3 Model Kinematika <i>Bicycle .....</i>	47
Gambar 3.4 Model Dinamika Kendaraan .....	49

Gambar 3.5 <i>Driving Scenario Designer</i> .....	54
Gambar 3.6 Curvature jalan .....	55
Gambar 3.7 Skema <i>Automatic Steering System</i> .....	60
Gambar 3.8 Pengukuran sistem <i>open loop</i> sistem steering.....	61
Gambar 3.9 Skema <i>inner loop control</i> .....	63
Gambar 4.1Grafik respon percepatan dan sudut <i>steering</i> roda pada sistem <i>inner loop</i> pada <i>skenario double change</i> .....	68
Gambar 4.2 Curvature scenario <i>Double Lane Change</i> dan <i>Highway Exit</i> 70	
Gambar 4.3 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 10 dan Nc 2 .....	72
Gambar 4.4 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 20 dan Nc 2 .....	74
Gambar 4.5 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 40 dan Nc 2 .....	76
Gambar 4.6 Grafik respon DLC kecepatan 25m/s dengan nilai Np 10 dan Nc 2 .....	78
Gambar 4.7 Grafik respon DLC kecepatan 25m/s dengan nilai Np 20 dan Nc 2 .....	80
Gambar 4.8 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter Np=10 Nc=2 .....	82
Gambar 4.9 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter Np=20 Nc=2 .....	85
Gambar 4.10 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter Np=40 Nc=2 .....	87
Gambar 4.11 Grafik Respon HE kecepatan 25 m/s dengan parameter Np=10 Nc=2 .....	89
Gambar 4.12 Grafik Respon HE kecepatan 25 m/s dengan parameter Np=20 Nc=2 .....	91
Gambar 4.13 Grafik respon deviasi lateral dan yaw saat sistem di tambahkan noise .....	93
Gambar 4.14 Perbandingan Posisi sistem dengan dan tanpa noise.....	93

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Lateral Deviation dengan 3 nilai kecepatan.....	10
Tabel 2.2 Hasil Pengujian pada Skenario 2 .....	11
Tabel 2.3 Hasil Skenario 3 .....	12
Tabel 2.4 Parameter Mobil.....	18
Tabel 2.5 <i>Switching Sequence</i> .....	33
Tabel 3.1 Parameter <i>Autonomous Car</i> .....	44
Tabel 3.2 Parameter motor BLDC.....	62
Tabel 3.3 Parameter <i>tuning fuzzy</i> .....	64
Tabel 3.4 <i>Rule Fuzzy</i> .....	65
Tabel 4.1 Nilai <i>lateral deviation</i> dan <i>heading error</i> scenario <i>Double lane change</i> dengan kecepatan 18m/s.....	76
Tabel 4.2 Nilai <i>lateral deviation</i> dan <i>heading error</i> scenario Double lane change dengan kecepatan 25m/s .....	80
Tabel 4.3 Nilai <i>lateral deviation</i> dan <i>heading error</i> skenario <i>Highway Exit</i> kecepatan 10 - 18m/s.....	87
Tabel 4.4 Nilai <i>lateral deviation</i> dan <i>heading error</i> skenario <i>Highway Exit</i> dengan kecepatan 25m/s .....	91

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pada era ini telah banyak dilakukan penelitian dan pengembangan teknologi *autonomous vehicle* mulai dari kendaraan udara, laut, hingga darat. Penelitian tentang *autonomous car* telah banyak dilakukan oleh industri dan akademisi pada dua dekade terakhir ini untuk meningkatkan keselamatan lalu lintas di jalan. Teknologi yang tertanam di kendaraan otomotif menjadi faktor utama yang harus diperhatikan.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan C.Sun[1], sistem kontrol pada mobil otonom saat berjalan merupakan faktor penting bagi tingkat keselamatan dan kenyamanan pengendara. Pada beberapa penelitian dilakukan simulasi pengendalian saat mobil *tracking* pada jalur referensi. Gerakan lateral mobil dikendalikan dengan mengontrol *steering* mobil atau arah bidang Y sehingga nilai kesalahan antara koordinat gerakan mobil dan referensi minimal. R. Attia [2] melakukan penelitian sehingga menyimpulkan saat mobil melakukan *tracking* dan *manuver* maka dibutuhkan kendali longitudinal untuk mengontrol kecepatan mobil juga. Sejumlah besar penelitian yang telah dilakukan mengasumsikan bahwa kecepatan kendaraan adalah konstan. Di sisi lain, sebagian besar studi kontrol longitudinal tidak mempertimbangkan gerakan lateral, namun kendali lateral dan longitudinal yang terpisah tidak dapat beradaptasi dengan perubahan yang rumit dan cepat, oleh karena itu untuk meningkatkan efek kontrol pada berbagai kendaraan, kontrol longitudinal dan lateral dipertimbangkan secara bersamaan.

Penelitian yang telah dilakukan pada *autonomous car* sebagian besar pada model kendaraan yang beroperasi di jalan raya, dikarenakan pengguna yang membutuhkan lebih banyak pada jalan raya dan untuk mengatasi kendala keamanan yang sering terjadi yang disebabkan oleh *human error*. Jenis mobil yang membutuhkan sistem seperti di atas bukan hanya pada jenis mobil *onroad*, jenis mobil *offroad* juga membutuhkan sistem otonom untuk meningkatkan keamanan pengendaranya, salah satu contoh dari mobil *offroad* adalah mobil patroli tentara. Mobil patroli yang digunakan oleh tentara merupakan jenis mobil *offroad* yang

melintasi jalur lebih ekstrim dari mobil *onroad*, sehingga memiliki beberapa nilai parameter yang berbeda. Beberapa penelitian yang telah dilakukan pada mobil otonom adalah pada kondisi jalan biasa (mobil *onroad*), penelitian terus dilakukan hingga saat ini untuk meningkatkan kestabilan dan keamanan pada mobil.

Beberapa penelitian yang pernah dilakukan pada medan *onroad* di antaranya pengendalian yang menyajikan pengontrol dua layer untuk pelacakan jalur lateral yang akurat, penelitian tersebut dilakukan oleh Z.Hei [3]. Pengontrol layar atas, yang menghasilkan nilai sudut kemudi roda depan. Diimplementasikan dengan Linear Time-Varying MPC (LTV-MPC) yang prediksi dan jangkauan pengendalian keduanya dioptimalkan secara *offline* dengan *Particle Swarm Optimization* (PSO). Penelitian lain juga dilakukan oleh Hongyang Xia [4] dengan pendekatan kontrol kopling untuk gerakan longitudinal dan lateral. Pada penelitian ini dirancang metode *sliding mode* dengan *performance guarantee* (PG). Besar deviasi kecepatan longitudinal, posisi lateral dan sudut *yaw* mobil diberi batasan untuk membantu konvergensi eror. Penelitian selanjutnya juga dilakukan oleh R. Attia [5] membahas tentang kendali longitudinal dan lateral yang dikombinasikan untuk meningkatkan kestabilan dan meminimalisir nilai kesalahan antara jalur yang dilalui mobil dengan jalur referensi, penelitian ini menggunakan metode Nonlinear MPC untuk kendali lateral dan kendali nonlinear untuk kendali longitudinal dengan kontrol *robust* untuk penentuan kestabilan dari managemen *gear ratio* sebagai penggerak kecepatan mobil.

Pengendalian kemudi mobil otonom pada penelitian- penelitian di atas telah menggunakan metode *predictive* kontrol dengan mempertimbangkan beberapa faktor yang mempengaruhi kestabilan gerakan mobil. Paper – paper di atas merupakan penelitian tentang mobil yang berjalan pada medan *onroad*. Pada penelitian yang akan dilakukan menggunakan *plant* berupa mobil *offroad*, maka akan terdapat lebih banyak gangguan dan parameter yang harus diperhitungkan agar pengendalian *steering* mobil saat melakukan *trajectory tracking* baik dan kokoh terhadap perubahan nilai parameter terhadap waktu, gangguan dari luar dan lainnya.

Pengendalian pada layer bawah merupakan pengendalian terhadap motor DC, dimana metode yang digunakan yaitu PID. Penggunaan metode PID yang banyak

dilakukan dengan cara *tuning* parameter secara manual / *trial-error*, sehingga pada penelitian ini akan dilakukan pencarian nilai optimal untuk tuning parameter PID pada pengendalian kecepatan putar motor DC secara adaptif menggunakan metode *fuzzy algorithm*. Sistem tersebut diusulkan mengingat kondisi jalan yang akan dilalui mobil akan berubah – ubah sehingga dibutuhkan pengendalian adaptive mengikuti nilai kecepatan putar roda optimal yang dihasilkan dari NMPC. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, Algoritma *fuzzy* mampu melakukan perhitungan parameter PID secara adaptive melalui input error dan delta *error* yang dihasilkan dari nilai referensi dan *output* pada motor. Hal ini sangat mempengaruhi tujuan dari penelitian ini yaitu meminimalisir waktu eksekusi sistem.

## 1.2 Rumusan Masalah

Bagaimana membangun kontrol multivariabel untuk sudut dan kecepatan mobil otonom saat melakukan *path tracking*

## 1.3 Tujuan

Merancang kontrol multivariabel pada mobil otonom berdasarkan kondisi mobil saat melakukan *path tracking*.

## 1.4 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini terdapat batasan masalah untuk membatasi permasalahan yang muncul diantaranya,

1. Nilai parameter mobil disesuaikan dengan mobil *offroad* fin komodo
2. Sudut belok roda depan kanan dan kiri diasumsikan sama (maksimal  $35^\circ$ )
3. Digunakan dua variasi kecepatan mobil  $35 - 60 \text{ km/h}$  dan  $35 - 80 \text{ km/h}$
4. Pengujian dilakukan pada lintasan yang telah ditentukan
5. Tidak memperhitungkan *noise* pengukuran dan gangguan sistem
6. Maksimal deviasi lateral 1m dan deviasi sudut yaw (*relative yaw angle*) 0.2 rad

## **1.5 Kontribusi**

Kontribusi dari penelitian ini adalah membangun kendali multivariabel pada kendaraan otonom jenis *offroad* agar meminimalisasi kesalahan antara jalur referensi dengan posisi mobil.

## **BAB 2**

### **KAJIAN PUSTAKA**

Bab ini menjelaskan tentang beberapa kajian pustaka yang dilakukan penulis selama penyusunan tesis. Kajian Pustaka yang telak dilakukan terdiri dari beberapa referensi terkait penelitian yang dilakukan dan teori- teori yang menunjang pemahaman tentang metode kontrol dan sistem yang akan dirancang.

#### **2.1 Kajian Penelitian Terkait**

Sub bab ini memaparkan beberapa kajian yang dilakukan penulis terkait penelitian – penelitian terdahulu mengenai pengaturan gerak mobil otomotif saat melakukan *path tracking*. Beberapa penelitian tersebut digunakan sebagai referensi untuk menemukan ide pengembangan penelitian tesis penulis.

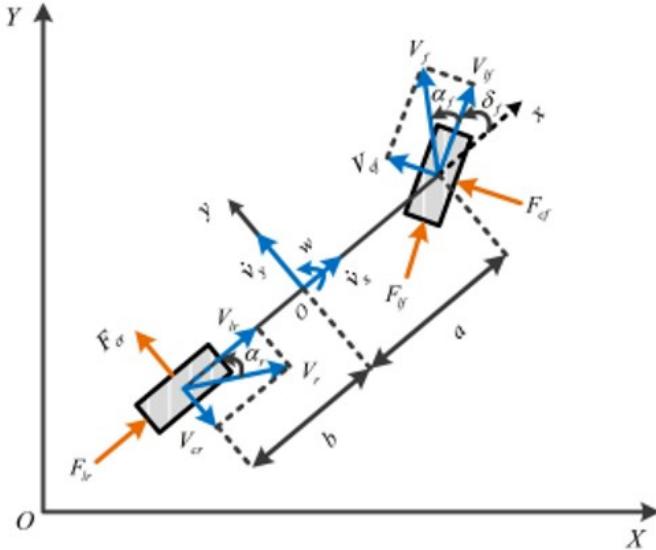
##### 2.1.1 A Two-Layer Controller for Lateral Path Tracking Control of Autonomous Vehicles [3]

Sistem pengontrolan *steering* pada penelitian ini ditulis oleh Zhiwei He, Linzhen Nie, Zhishuai Yin dan Song Huang.2020. School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan.Sensor-MDPI.

Penelitian ini menyajikan pengontrol dua layer untuk pelacakan jalur lateral yang akurat. Pengendalian kendaraan otomatis. Pengontrol layar atas Linear Time-Varying MPC (LTV-MPC) memprediksi nilai sudut kemudi roda depan secara *offline* dengan *particle swarm optimization* (PSO)

Layer bawah adalah radial basis function neural network Proporsional-integral-derivative (RBFNN-PID) pengontrol yang menghasilkan kontrol arus listrik sinyal yang dapat dieksekusi oleh motor kemudi untuk melacak sudut kemudi target dengan cepat. Karakteristik nonlinear pada sistem kemudi dimodelkan dan diidentifikasi secara on-line dengan RBFNN sehingga parameter kontrol pengontrol PID dapat disesuaikan secara adaptif.

## Pemodelan Sistem



Gambar 2.1 Model Dinamika Kendaraan

Dengan diterapkannya Hukum Kedua Newton, model dinamika kendaraan dapat dibangun seperti yang diberikan dalam Persamaan:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \dot{v}_y = -mv_x w + 2(F_{cf} \cos(\delta_f) + F_{yf} \sin(\delta_f)) + 2F_{cr} \\ \varphi = w \\ I_z \dot{w} = 2a(F_{cf} \cos(\delta_f) + F_{yf} \sin(\delta_f)) - 2bF_{cr} \\ \dot{Y} = v_x \sin(\varphi) + v_y \cos(\varphi) \end{array} \right\} \quad (2.1)$$

dimana  $V_y$  dan  $V_x$  mewakili kecepatan longitudinal kendaraan, dan kecepatan lateral pada body-fixed sistem koordinat masing-masing.  $Y$  adalah posisi lateral kendaraan dalam sistem koordinat Kartesius.

Gaya longitudinal dan lateral ban digambarkan sebagai fungsi nonlinier masing-masing: sudut slip  $\alpha$  dan rasio slip longitudinal  $\kappa$  dengan pengaruh beban

vertikal  $F_z$ , dan koefisien gesekan jalan  $\mu$ , seperti pada persamaan:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{lf} = f_{lf}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zf}) \\ f_{rf} = f_{rf}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zf}) \\ f_{lr} = f_{lr}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zr}) \\ f_{rr} = f_{rr}(\kappa_f, \alpha_f, \mu, F_{zr}) \end{array} \right. \quad (2.2)$$

Jika sudut slip relatif kecil, dapat diperkirakan dengan kecepatan longitudinal kendaraan  $V_y$ , kecepatan lateral  $V_x$ , kecepatan Yaw  $\omega$ , dan sudut kemudi roda depan ( $\delta_f$ ), seperti diberikan dalam persamaan:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \frac{V_y + aw}{V_x} - \delta_f \\ \alpha_r &= \frac{V_y - bw}{V_x} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Berdasarkan parameter-parameter tersebut maka model dinamika kendaraan nonlinier dapat didefinisikan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \dot{\xi}(t) &= f_{\mu(t), \kappa(t)}(\xi(t), \delta_f(t)) \\ \xi &= [v_y, w, \varphi, Y]^T \end{aligned} \quad (2.4)$$

Penelitian ini fokus pada kontrol lateral kendaraan otonom dalam studi ini, kecepatan longitudinal  $V_x$  diatur menjadi konstan. Untuk parameter  $\xi$ , laju yaw  $w$ , sudut heading  $\varphi$ , dan lateral kendaraan, posisi dalam sistem koordinat Kartesius  $Y$  dapat diukur dengan sensor kecepatan yaw dan GPS /IMU.

### The PSO-LTV-MPC Controller

PSO mengoptimalkan *prediction horizon* dan juga *control horizon*, LTV MPC didesain dengan tujuan untuk menghilangkan deviasi antara keluaran pergerakan kendaraan yang diprediksi dan referensinya dengan sudut kemudi yang optimal. kenaikan kontrol  $\Delta\delta_f$  dipilih sebagai input, dan  $\Delta\delta_f(d) = \delta_f(d) - \delta_f(d-1)$ . Sudut heading  $\varphi$  dan posisi lateral  $Y$  dipilih sebagai output  $\lambda$ .

Pada setiap langkah waktu, masalah optimasi LTV MPC didefinisikan dalam persamaan:

$$\begin{aligned} & \min_{\Delta\delta_{f(t)}} \sum_{i=1}^p \|Q[\lambda_i(t+i) - \lambda_{i,ref}(t+i)]\|^2 + \sum_{i=0}^{c-1} \|R[\Delta\delta_{f,t}(t+i)]\|^2 \\ & \Delta\delta_{f,t}(d) = \delta_{f,t}(d) - \delta_{f,t}(d-1) \end{aligned} \quad (2.5)$$

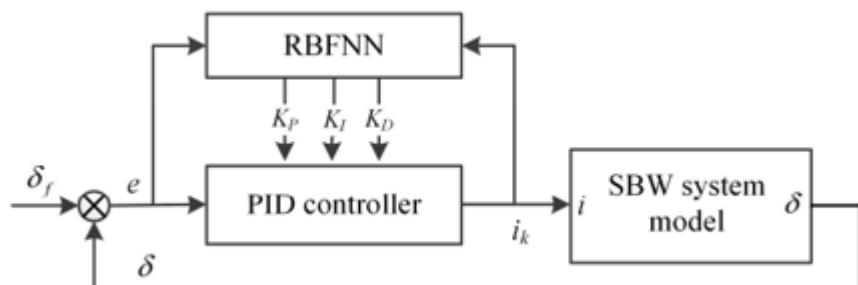
Untuk meningkatkan performa pengendali LTV-MPC, algoritma PSO diadopsi untuk menemukan nilai *prediction horizon* dan kontrol horizon yang optimal dengan variasi kecepatan kendaraan V dan koefisien gesekan jalan  $\mu$ . Evaluasi index performansi dari trajectory tracking kendaraan, maka diambil nilai rata-rata *error* lateral dan diolah menggunakan algoritma PSO yang didefinisikan dengan persamaan:

$$f = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Y(i) - Y_{ref}(i))^2} \quad (2.6)$$

### The RBFNN-PID Front Wheel Angle Tracking Controller

RBFNN-PID controller digunakan pada *lower-layer controller* sistem ini untuk merancang strategi kontrol yang mampu menangani perubahan waktu nonlinier (NTV) karakteristik sistem SBW dan sinyal kontrol keluaran yang dapat dijalankan dengan aktuator kemudi.

Pertama, model sistem kemudi yang menggambarkan hubungan elektromekanis antara sudut kemudi aktual dan targetnya. Jaringan saraf RBF yang memiliki konvergensi cepat dan pengolahan nonlinier yang baik diterapkan untuk mengidentifikasi karakteristik sistem SBW dan menyesuaikan parameter PID secara online.



Gambar 2.2 blok diagram sistem kontrol mobil otonom

Model SBW yang memodelkan dinamika motor listrik dan aktuator kemudi dibuat. Diasumsikan bahwa sudut kemudi kiri roda depan dan kanan depan identik. Model dinamika motor listrik didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned} J_s \ddot{\theta}_s + B_s \dot{\theta}_s &= T_s - T_\delta \\ T_\delta &= K_s (\theta_s - \frac{x_r g_s}{r_p}) \\ T_s &= K_i i \end{aligned} \quad (2.7)$$

Input pengontrol PID adalah deviasi sudut kemudi aktual dari targetnya, sedangkan outputnya adalah arus yang akan dieksekusi oleh motor listrik. Tiga parameter  $K_P$ ,  $K_I$ ,  $K_D$  dari kontroler PID disetel secara adaptif dengan RBFNN, RBFNN diimplementasikan untuk mengidentifikasi karakteristik sistem SBW melalui analisis sensitivitasnya antara sinyal *input* dan variabel *output*. Kontrol PID inkremental rendah dinyatakan sebagai:

$$\begin{aligned} i_k &= i_{k-1} + \Delta i_k \\ \Delta i_k &= (K_{P0} + \Delta K_p) I_1 + (K_{I0} + \Delta K_I) I_2 + (K_{D0} + \Delta K_D) I_3 \end{aligned} \quad (2.8)$$

## Hasil dan Simulasi

Referensi menggunakan model DLC (*Double Lane Change*) sebagai bahan uji *trajectory tracking* kendaraan, dengan menggunakan 4 jenis kontroler yang akan dibandingkan, kontroler A dengan pengontrol murni dari model driver CarSim pada simulator, kontroler B dengan menggunakan metode LTV-MPC (*upper lower control*), kontroler C dengan pengontrol pelacakan dua *layer* (LTV MPC dan RBFNN-PID) tanpa kendala sudut slip, dan kontroler D dengan pengontrol pelacakan dua layer (LTV MPC dan RBFNN-PID) dengan kendala sudut slip

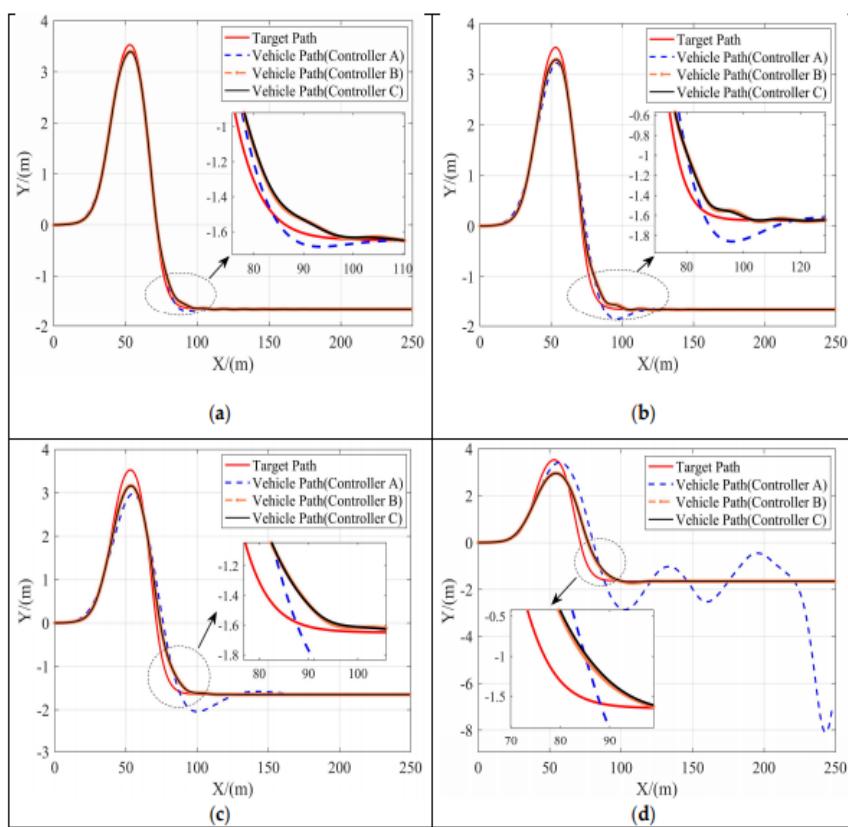
Skenario pengujian terdiri dari skenario 1 menyajikan skenario penghindaran halangan darurat di jalan adhesi tinggi, dimana kinerja dibandingkan antara pengontrol A, B, dan C. Skenario 2 menampilkan skenario penghindaran halangan darurat di jalan dengan adhesi rendah, dimana performanya dibandingkan antara pengontrol A, B, dan C. Skenario 3 menyajikan *skenario* darurat

penghindaran halangan di jalan *adhesi* rendah, dimana kinerja dibandingkan antara pengontrol C dan D.

Hasil Scenario 1:

Tabel 2.1 Lateral Deviation dengan 3 nilai kecepatan

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
A	0.0672	0.1608	0.2835	1.6067
B	0.0546	0.0973	0.1643	0.2964
C	0.0584	0.0985	0.1679	0.3022



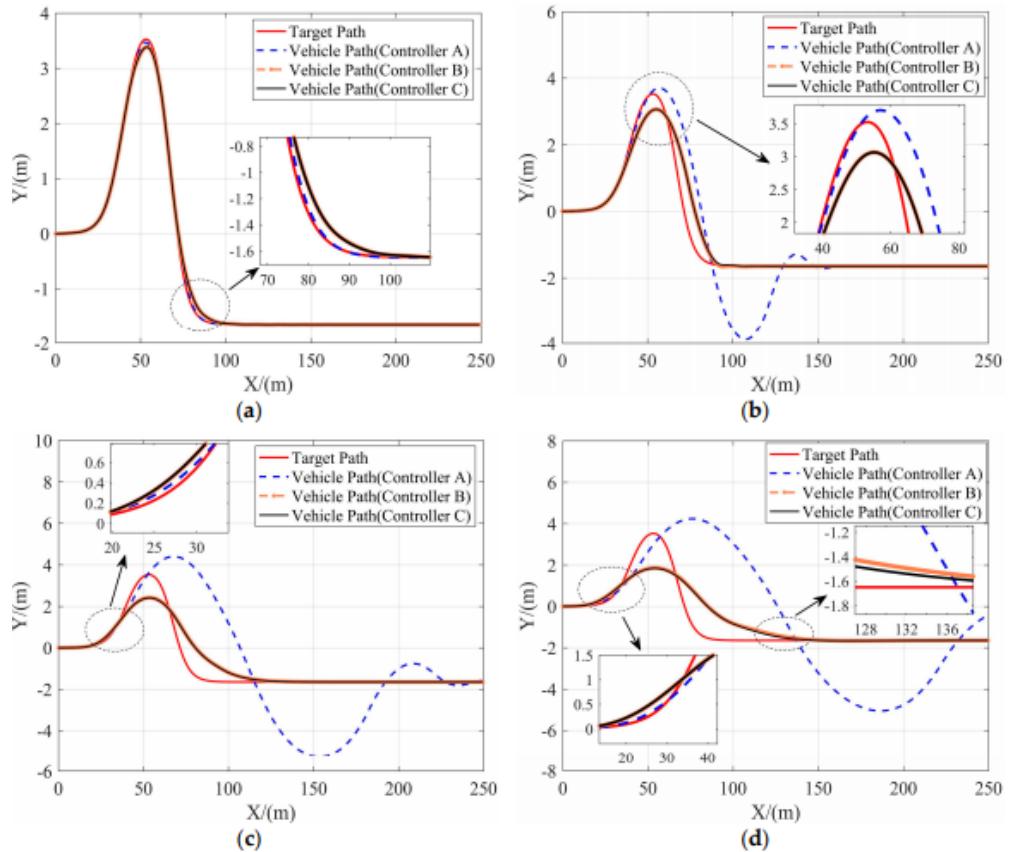
Gambar 2.3 Perbandingan hasil pengujian skenaario 1 pada kontroler A,B dan C

Performa pengontrol B dan pengontrol C cukup mirip seperti yang ditunjukkan pada Tabel, yang menunjukkan bahwa pengontrol RBFNN-PID tingkat rendah yang diusulkan dalam Bagian 5 dapat menangani secara efektif dengan karakteristik NTV dari sistem SBW dan karenanya tidak mencapai kinerja yang lebih buruk di jalur pelacakan dibandingkan dengan kasus pengontrol B dimana sistem kemudi sepenuhnya diabaikan.

#### Hasil Scenario 2:

Tabel 2.2 Hasil Pengujian pada Skenario 2

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
A	0.0320	0.8794	2.2412	2.6585
B	0.0620	0.3348	0.4776	0.6731
C	0.0622	0.3365	0.4764	0.6657



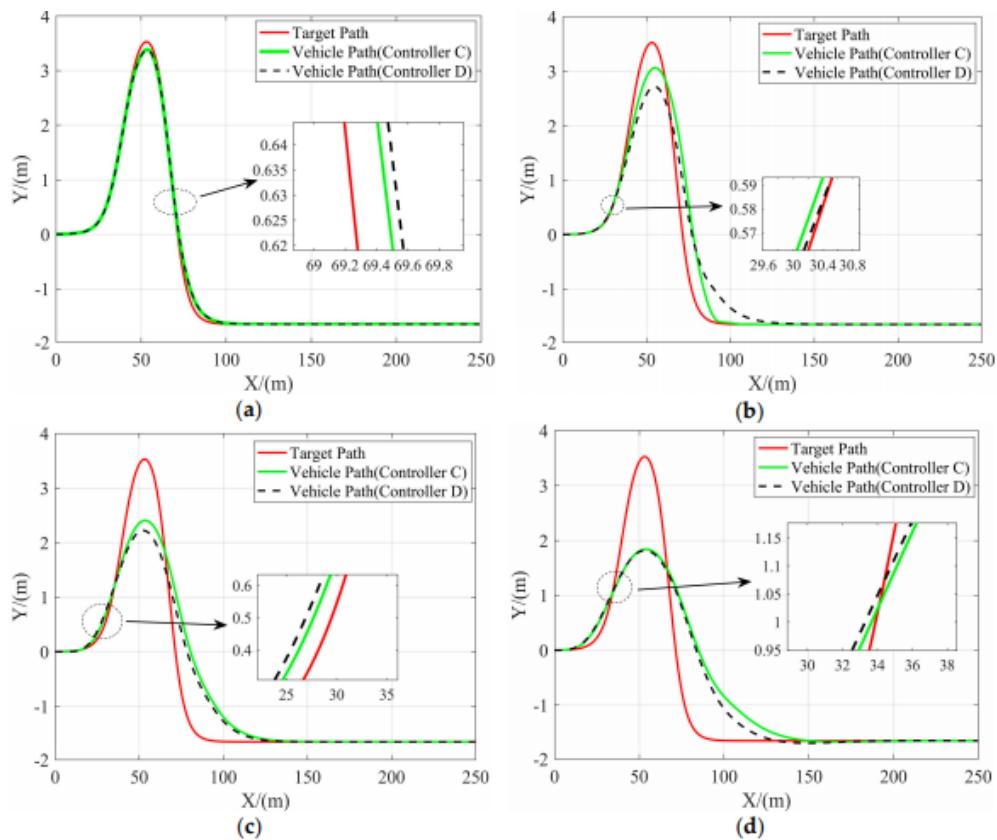
Gambar 2.4 Respon pengujian skenario 2 pada kontroler A, B, dan C

Pada skenario ini diuji kestabilan pada jalan licin sehingga koefisien gesekan diberi nilai 0.3. Hasil yang dicapai pengontrol B dan pengontrol C masih dapat melacak jalur dengan akurasi tinggi dengan menjaga stabilitas kendaraan pada kecepatan sedang dan rendah, dan kestabilan masih terjaga saat kecepatan tinggi.

### Skenario 3:

Tabel 2.3 Hasil Skenario 3

Controller	$\Delta Y_{RMS}$ (m)			
	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
C	0.0622	0.3365	0.4764	0.6657
D	0.0663	0.3609	0.4616	0.6229



Gambar 2.5 Respon Hasil Pengujian Skenario 3 pada kontroler C dan D

Ketika kecepatan kendaraan berada pada atau di atas 10 m / s, sudut kemudi roda depan kendaraan dengan pengontrol D berada dalam kisaran yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan kendaraan dengan pengontrol C, menunjukkan bahwa kendaraan lebih stabil dengan pengontrol D pada kecepatan tinggi. Pengontrol dibatasi dengan sudut selip memastikan bahwa ban memberikan gaya lateral tambahan saat dibutuhkan untuk menahan gangguan gaya lateral eksternal seperti angin, sehingga meningkatkan stabilitas kendaraan pada kondisi jalan licin.

Tingkat kestabilan dari pengontrol D mirip dengan pengontrol C saat kecepatan kendaraan relatif rendah dan mengungguli saat kecepatan kendaraan di atas 20 m/s. Ini menegaskan bahwa batasan sudut selip mempengaruhi kinerja pelacakan sekaligus menjamin stabilitas kendaraan

Pada paper ini dijelaskan dua lapis kontrol yang diteliti yaitu *upper layer control* untuk melakukan komputasi melalui algoritma dengan tujuan menghasilkan posisi sudut setir yang harus dicapai agar kendaraan melakukan trajectory tracking

dengan presisi. Lapisan kedua yaitu *Lower layer control* yang melakukan kendali pada *actuator steer* agar stabil dan meminimalisir kesalahan lateral saat kendaraan melalui *track*. Memberi batasan untuk penentuan sudut setir dan kendali kemudi saat *trajectory tracking* meringankan *maintenance* saat sistem kendali mengalami kesalahan.

Pengujian sistem dilakukan dengan variasi niai kecepatan semakin tinggi nilai kecepatan yang diberikan akan semakin besar nilai *tracking error*, hal ini bisa disebabkan karen pengendalian yang dilakukan hanya pada steering saja sedangkan variable kecepatan juga merupakan hal penting dalam pengendalian autonomous car saat *trajectory tracking*.

Penelitian selanjutnya diharapkan mempertimbangkan variable kecepatan dalam perhitungan kendali kendaraan saat melakukan *tracking* dengan tujuan didapatkan performa sistem yang lebih efisien.

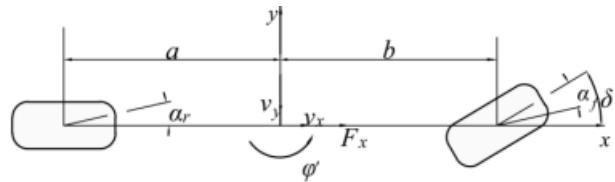
### 2.1.2 Motion Control of Autonomous Vehicles with Guaranteed Prescribed Performance[4]

Penelitian ini ditulis oleh Hongyang Xia, Jiqing Chen, FencgchongLan dan Zhaolin Liu. 2020, International Federation of Automatic Control. Elsevier. Pada penelitian ini menggunakan skema kontrol kopling antara gerakan longitudinal dan lateral. Pertama penentuan fungsi transformasi kinerja dibangun untuk memberikan batasan kesalahan output secara setara. Kemudian, sebuah pengontrol terkoordinasi dirancang untuk menyelesaikan tugas kontrol gerakan lateral dan longitudinal secara bersamaan menggunakan metode *sliding mode control*.

#### Model Kendaraan

Model kendaraan pada penelitian ini dibagi menjadi 2 pembahasan yaitu model dinamikan dan kinematika. Model dinamika kendaraan menggunakan 3 DOF dengan memperhatikan gerakan longitudinal, lateral dan yaw. Pada gambar 2.6 Konstanta  $a$  dan  $b$  adalah jarak sumbu roda depan dan roda belakang terhadap pusat gravitasi. Variabel  $\delta$  dan  $F_x$  adalah sudut kemudi roda depan dan gaya

longitudinal yang bekerja pada mobil. Gerakan *pitch*, *roll*, vertikal diabaikan dan model roda yang digunakan adalah linier.



Gambar 2.6 Model Dinamika Kendaraan

Menurut persamaan Hukum Newton 2 di peroleh persamaan percepatan longitudinal, lateral, dan yaw sebagai berikut:

$$\begin{cases} \dot{v}_x = f_x + g_x \delta + \frac{F_x}{m} + D_x, \\ \dot{v}_y = f_y + g_y \delta + D_y \\ \dot{\varphi} = f_\varphi + g_\varphi \delta + D_\varphi \end{cases} \quad (2.9)$$

Dimana

$$\begin{aligned} f_x &= \dot{\varphi} \dot{v}_y \\ f_y &= -\frac{C_{af} + C_{ar}}{mv_x} v_y - \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{mv_x} \dot{\varphi} - v_x \dot{\varphi} \\ f_\varphi &= -\frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_z v_x} v_y - \frac{a^2 C_{af} - b^2 C_{ar}}{I_z v_x} \dot{\varphi} \\ g_x &= \frac{a\dot{\varphi} + v_y}{mv_x} C_{af} \\ g_x &= \frac{C_{af}}{m} \\ g_\varphi &= \frac{aC_{af}}{I_z} \end{aligned} \quad (2.10)$$

dimana  $m$  adalah massa mobil,  $I_z$  adalah inertia yaw,  $C_{af}$  dan  $C_{ar}$  adalah *cornering stiffness* pada roda depan dan belakang,  $D_x$ ,  $D_y$  dan  $D_\varphi$  adalah gangguan eksternal dan ketidakpastian yang disebabkan dari perubahan parameter terhadap waktu dan dinamika yang tidak dimodelkan.  $F_x$  adalah gaya traksi. Persamaan untuk mendefinisikan gaya traksi sebagai berikut:

$$\frac{F_x}{m} = K_F \alpha \quad (2.11)$$

dimana  $\alpha$  adalah sudut dari pedal gas atau rem dan dalam penelitian ini dianggap sebagai salah satu variabel yang kontrol. Sedangkan  $K_F$  adalah satuan gaya.

Model Kinematika kendaraan digunakan untuk menghitung output berupa deviasi lateral dan heading kendaraan. Dengan persamaan *Serret-Frenet*, model *tracking* eror trayektori dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{cases} \dot{e}_x = v_x - v_{xd} \\ \dot{e}_y = v_x e_\varphi - v_y - \dot{\varphi} L \\ \dot{e}_\varphi = v_x \kappa - \dot{\varphi} \end{cases} \quad (2.12)$$

dimana  $e_x, e_y$  dan  $e_\varphi$  adalah eror dari kontrol gerak,  $\kappa$  adalah referensi jalur dan  $v_{xd}$  adalah kecepatan yang diinginkan, *state* dari kendaraan  $(v_x, v_y, v_\varphi)$  Gangguan yang ada  $(D_x, D_y, D_\varphi)$ , dan deviasi heading dibatasi sebagai berikut:

$$\begin{cases} \max(|D_x|, |D_y|, |D_\varphi|) \leq D \\ |e_\varphi| \leq \pi \\ v_{x,min} \leq |v_x| \leq v_{x,max} \\ |v_y| \leq v_{y,max} \end{cases} \quad (2.13)$$

Dimana  $v_{x,min}$  dan  $v_{x,max}$  merupakan batasan maksimal dan minimal dari kecepatan longitudinal dan  $D$  merupakan batasan maksimum untuk gangguan.

### Desain Kontrol Koordinasi

Sebelum melakukan desain kontroler SMC perlu dilakukan transformasi batasan dimana tujuan dari transformasi batasan adalah membatasi eror *tracking* ke dalam bentuk kumpulan residu dengan kecepatan konvergensi dan *overshoot* maksimal yang telah ditentukan. Persamaan *control law* dari transformasi error  $\varepsilon_i$  beserta turunannya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \varepsilon_i(t) &= \frac{1}{2} (\ln(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i) - \ln(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)) \\ \dot{\varepsilon}_i &= \frac{1}{2} \left( \frac{\bar{\gamma}_i \dot{\lambda}_i + e_i}{\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i} - \frac{\underline{\gamma}_i \dot{\lambda}_i - e_i}{\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i} \right) \\ \ddot{\varepsilon}_i &= M_{i,1} + M_{i,2} + M_{i,3} \ddot{e}_i \end{aligned} \quad (2.14)$$

dimana

$$\begin{aligned} M_{i,1} &= \frac{1}{2} \frac{\bar{\gamma}_i \ddot{\lambda}_i (\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i) - (\bar{\gamma}_i \dot{\lambda}_i + e_i)^2}{(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i)^2} \\ M_{i,2} &= \frac{1}{2} \frac{\underline{\gamma}_i \ddot{\lambda}_i (\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i) - (\underline{\gamma}_i \dot{\lambda}_i - e_i)^2}{(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)^2} \\ M_{i,3} &= \frac{1}{2} \frac{(\bar{\gamma}_i + \underline{\gamma}_i) \lambda_i}{(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i)(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Dimana  $\lambda_i$  merupakan fungsi konvergensi,  $\gamma_i$  adalah konstanta dengan syarat. Desain untuk kontroler *sliding mode control* dibagi menjadi 3 langkah, yaitu penentuan sliding surface untuk kontrol kecepatan, lateral dan heading *offset*:

$$\begin{aligned} \dot{\sigma}_1 &= M_{x,1} + M_{x,2} + c_1 \dot{\varepsilon}_1 \\ &\quad + M_{x,3} (f_x + D_x - \dot{v}_{xd} + g_x \delta + K_F \alpha) \\ \dot{\sigma}_2 &= M_{y,1} + M_{y,2} + c_2 \dot{\varepsilon}_2 \\ &\quad + M_{y,3} (f_x e_\varphi + g_x \delta e_\varphi + D_x e_\varphi + K_F \alpha e_\varphi \\ &\quad - f_y - g_y \delta - D_y - L f_\varphi - L D_\varphi - v_x e_\varphi). \\ \dot{\sigma}_3 &= M_{\varphi,1} + M_{\varphi,2} + c_3 \dot{\varepsilon}_3 + M_{\varphi,3} (f_x \kappa + g_x \delta \kappa \\ &\quad + K_F \alpha \kappa + D_x \kappa - f_\varphi - g_\varphi - D_\varphi) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Sehingga di hasilkan kontrol *law*:

$$[\delta]_a = \text{pinv} \left( \begin{bmatrix} M_{x,3} g_x & M_{x,3} K_F \\ M_{y,3} (e_\varphi g_x - L g_\varphi - g_y) & M_{y,3} K_F e_\varphi \\ M_{\varphi,3} (\kappa g_x - g_\varphi) & M_{\varphi,3} K_F \kappa \end{bmatrix} \right) \times [\tau_1 \tau_2 \tau_3] \quad (2.17)$$

Dimana

$$\begin{aligned} \tau_1 &= -M_{x,1} - M_{x,2} - M_{x,3} (f_x - \dot{v}_{xd}) \\ &\quad - c_1 \dot{\varepsilon}_1 - k_1 \sigma_1 - \eta_1 |M_{x,3} \text{sgn}(\sigma_1)| \\ \tau_2 &= -M_{y,1} - M_{y,2} - M_{y,3} (f_x e_\varphi - f_y - f_\varphi L - \dot{v}_x \dot{e}_\varphi) \\ &\quad - M_{y,3} c_2 \dot{\varepsilon}_2 - k_2 \sigma_2 - \eta_2 |M_{y,3} \text{sgn}(\sigma_2)| \\ \tau_3 &= -M_{\varphi,1} - M_{\varphi,2} - M_{\varphi,3} (f_x \kappa - f_\varphi) \\ &\quad - c_3 \dot{\varepsilon}_3 - k_3 \sigma_3 - \eta_3 |M_{\varphi,3} \text{sgn}(\sigma_3)| \end{aligned} \quad (2.18)$$

Dimana fungsi  $\text{pinv}(*)$  adalah pseudo-invers dari matriks  $*$ ,  $c, k$  dan  $\eta$  adalah konstanta positif,  $\sigma$  adalah *sliding surface*. Kestabilan dari SMC juga sudah diuji menggunakan fungsi Lyapunov.

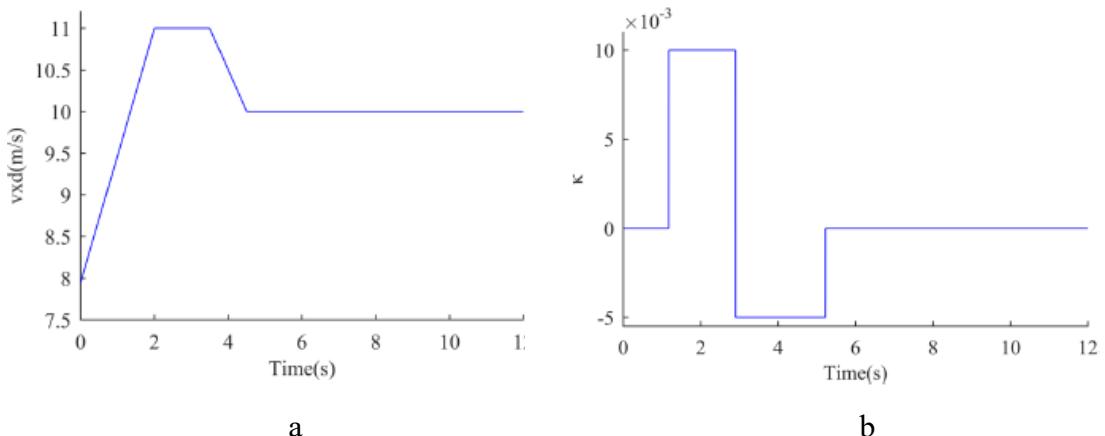
## Pengujian dan Hasil

Kontroler yang diusulkan akan dibandingkan dengan SMC biasa. Gangguan eksternal dan ketidakpastian model diasumsikan sebagai *Gaussian noises*. Trayektori dan kecepatan yang diinginkan dapat dilihat pada Gambar 2.23. Kondisi awal kecepatan longitudinal, posisi lateral dan sudut *yaw* sebesar 2 m/s, 2 m dan 1 rad. Kontroler yang ditawarkan lebih agresif dibandingkan SMC biasa. Parameter mobil yang di gunakan untuk simulasi pengujian di definisikan pada Tabel berikut:

Tabel 2.4 Parameter Mobil

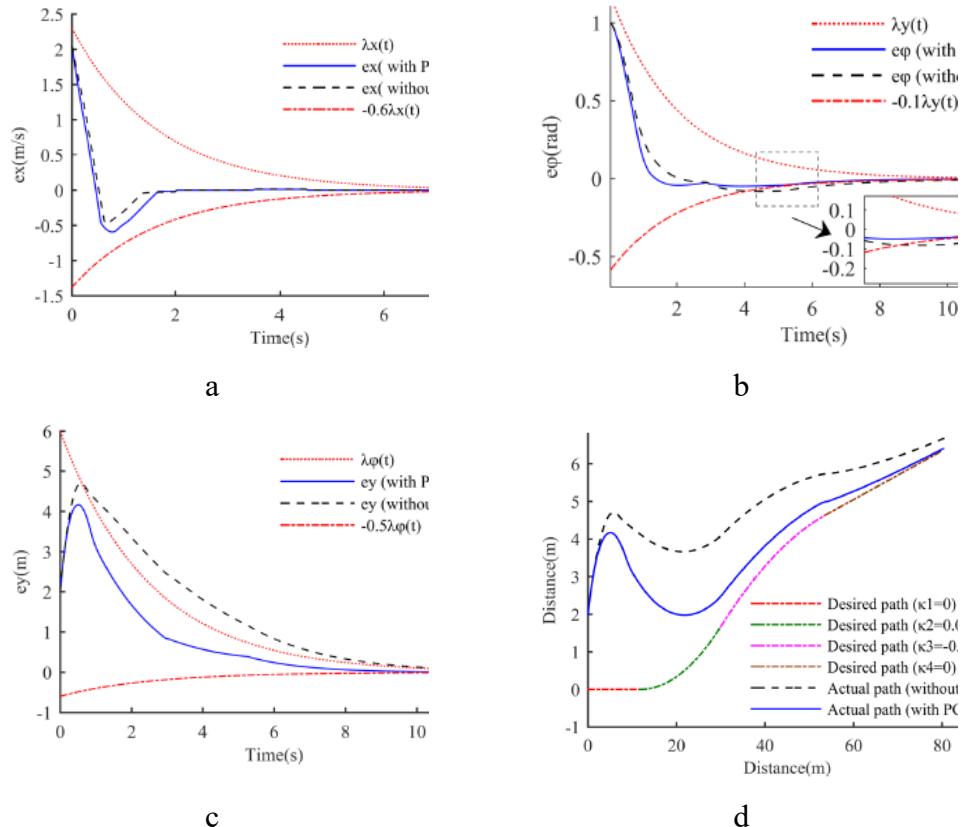
Symbol	Definition	Value
$m/I_z$	vehicle mass / yaw inertia	1770 kg/ 3059 kg m <sup>2</sup>
$C_{af}/C_{ar}$	total cornering stiffness of two front / rear tires	115000 N rad <sup>-1</sup>
$a/b$	distances from the front and rear axles to the CG	1.2 m/1.4 m
$K_F/L$	equivalent coefficients of longitudinal forces / preview distance	10 m/5 m
$V_{x,\min}/V_{x,\max}$	lower/upper bounds of $v_x$	0.3 m·s <sup>-1</sup> /30 m·s <sup>-1</sup>

Trayektori dan kecepatan yang diinginkan dapat dilihat pada Gambar 2.7. Kondisi awal kecepatan longitudinal, posisi lateral dan sudut *yaw* sebesar 2 m/s, 2 m dan 1 rad:



Gambar 2.7 Referensi kecepatan (a) dan curvatur sistem (b)

Berdasarkan pengujian yang telah dilakukan dapat dilihat kontroler yang digunakan pada penelitian ini lebih agresif dibandingkan menggunakan SMC biasa dan berhasil membatasi *error steady state* dan *overshoot* sesuai batasan yang diberikan.



Gambar 2.8 Hasil pengujian error kecepatan longitudinal, deviasi yaw, deviasi lateral dan Trayektori dalam sistem koordinat geodetic

Berdasarkan grafik hasil pengujian kecepatan longitudinal pada gambar 2.8a *Error* kecepatan longitudinal tidak terlalu terlihat perbedaannya diantara kedua kontroler. Pada Gambar 2.8b kontroler tanpa *performance guarantee* (PG) melewati batas yang diberikan karena perubahan kurvatur yang besar. Deviasi lateral pada kontroler yang digunakan terjadi eror awal besar akibat kondisi awal yang diberikan, namun performa kontroler yang diusulkan lebih baik dibandingkan dengan SMC biasa seperti terlihat pada gambar 2.8c. Posisi kendaraan saat mengikuti jalur referensi menunjukkan SMC dengan PG dapat lebih cepat mengikuti jalur yang diberikan seperti ditunjukkan pada gambar 2.8d.

Penelitian ini hubungan antara kontrol lateral dan longitudinal. Deviasi yang dihasilkan oleh metode yang ditawarkan berada pada batas yang telah ditentukan. Tingkat konvergensi dari kontroler juga cukup cepat. Kekurangan dari penelitian ini adalah pengujian yang dilakukan hanya terbatas pada satu jalur saja. Pada penelitian selanjutnya di usulkan untuk menggunakan prediktif kontrol dengan harapan mobil dapat melakukan antisipasi beberapa meter kedepan untuk meminimalisir waktu eksekusi dan adanya tabrakan pada saat bermanuver.

#### 2.1.3. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance [5]

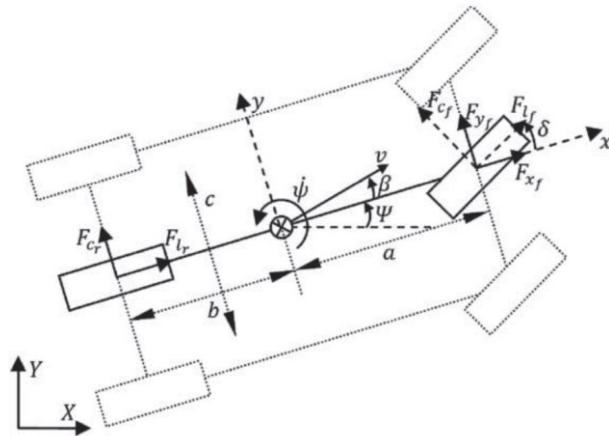
Paper penelitian tentang pengendalian mobil otonom ini ditulis oleh Achid Attia, Rodolfo Orjuela dan Michel Basset. 2014. *Vehicle System Dynamics*. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility

Pada penelitian ini dibahas tentang pengendalian lateral dan longitudinal mobil otonom saat melakukan *tracking*. Sifat nonlinear pada mobil otonom tinggi sehingga kendali longitudinal dan lateral sangat mempengaruhi performa sistem. Pada penelitian ini pengendalian lateral dilakukan dengan metode *Model Predictive Control* (MPC) dan pengendalian longitudinal menggunakan kendali nonlinear dengan variable kecepatan yang dipengaruhi oleh manajemen *gear*.

Proses Pengendalian lateral dan longitudinal dikombinasikan untuk mendapatkan hasil trajectory dengan nilai kesalahan yang minimal. Dalam pengujian simulasi tracking, nilai kecepatan diperhitungkan atau tidak dibuat konstan. Berdasarkan metode yang diusulkan pada penelitian ini diperoleh hasil yang diharapkan.

### **Model Kendaraan**

Model validasi terdiri dari model 2D chassis, model ban Burckhardt dan Model *powertrain*. Model 2D kendaraan menggambarkan dua gaya utama yang bekerja pada mobil yaitu lateral dan longitudinal dinotasikan sebagai Y dan X seperti yang digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.9 Model kendaraan 2 DOF

Berdasarkan persamaan Euler-Newton didapatkan dinamika kendaraan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= m\dot{y}\dot{\psi} + F_{x_{f,1}} + F_{x_{f,r}} + F_{x_{r,1}} + F_{x_{r,r}}, \\ m\ddot{y} &= -m\dot{x}\dot{\psi} + F_{y_{f,1}} + F_{y_{f,r}} + F_{y_{r,1}} + F_{y_{r,r}}, \\ I\ddot{\psi} &= a(F_{y_{f,1}} + F_{y_{f,r}}) - b(F_{y_{r,1}} + F_{y_{r,r}}) + c(-F_{x_{f,1}} + F_{x_{f,r}} - F_{x_{r,1}} + F_{x_{r,r}}), \end{aligned} \quad (2.19)$$

Dimana m merupakan massa kendaraan dan I momen inersia, a dan b adalah jarak dari COG ke bagian depan dan belakang mobil, c lebar *track*.

Model kinematika kendaraan didefinisikan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \dot{x}\cos\psi - \dot{y}\sin\psi \\ \dot{Y} &= \dot{x}\sin\psi + \dot{y}\cos\psi \\ \dot{\psi} &= \dot{\psi} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Hubungan antara gaya yang terdapat pada roda dan besar sudut *steering*, dimana besar sudut *steer* untuk roda kanan dan kiri diasumsikan sama didefinisikan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} F_{x_{f,r}} &= F_{l_{f,1/r}} \cos \delta - F_{c_{f,1/r}} \sin \delta, \\ F_{y_{f,r}} &= F_{f_{f,r}} \sin \delta + F_{c_{f,r}} \cos \delta, \\ F_{x_{r,l/r}} &= F_{l_{r,1/r}}, \\ F_{y_{r,l/r}} &= F_{c_{r,1/r}}. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Dimana  $T_t$  merupakan total torsi (*brake* dan *traction*) yang bekerja pada roda,  $\omega$  kecepatan sudut roda,  $I_W$  momen inersia pada ban, R adalah jari – jari roda,  $B_d$  konstanta *damping*.

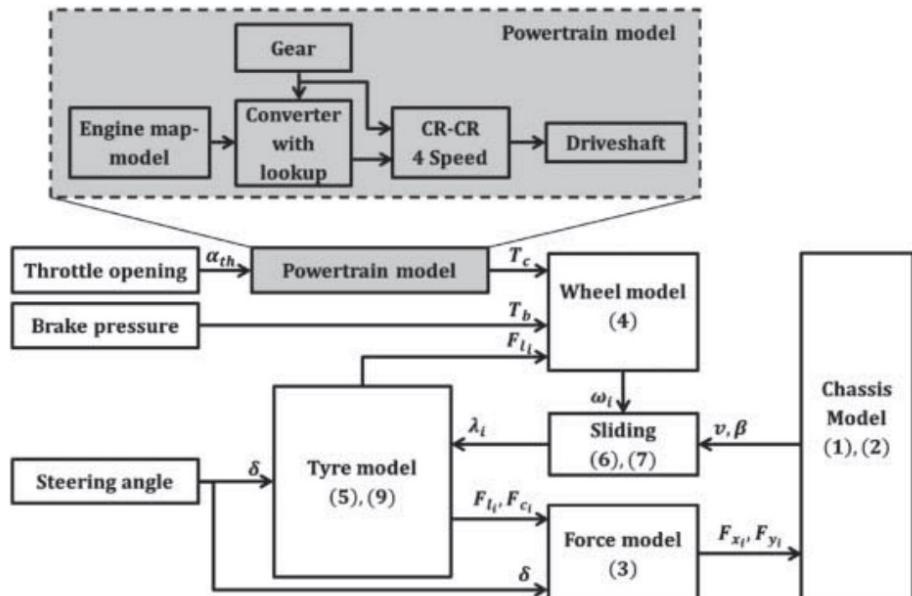
Model roda merupakan faktor penting yang harus diperhatikan keakurasiannya, pada penelitian ini menggunakan model Burckhardt:

$$\begin{aligned} F_1 &= \mu_{\text{res}} \left( \frac{s_L}{s_{\text{Res}}} \cos \alpha - k_S \frac{s_S}{s_{\text{Res}}} \sin \alpha \right) F_z, \\ F_c &= -\mu_{\text{res}} \left( k_S \frac{s_S}{s_{\text{Res}}} \cos \alpha + \frac{s_L}{s_{\text{Res}}} \sin \alpha \right) F_z \end{aligned} \quad (2.22)$$

Dimana  $\mu_{\text{res}}$  merupakan koefesien gesekan,  $\alpha$  sudut side slip roda,  $F_z$  beban vertical, sliding longitudinal  $S_L$  dan lateral  $s_S$  didefinikan sebagai:

$$\begin{aligned} S_L &= \frac{v_R \cos \alpha - v_w}{\max(v_w, v_R \cos \alpha)} \\ s_S &= \begin{cases} (1 + s_L) \tan \alpha & \text{if } s_L < 0, \\ \tan \alpha & \text{if } s_L > 0, \end{cases} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Dimana  $v_w$  wheel ground point velocity,  $v_R$  setara dengan kecepatan rotasi roda. Model powertrain memperhitungkan engine map, Perubahan rasio gearbox, dinamika dan kerugian pada link mekanik. Faktor tersebut mempengaruhi pada simulasi validasi



Gambar 2.10 Model struktur validasi

Penyederhanaan model pengendalian dengan model *bycycle* untuk menggambarkan dinamika lateral dari mobil dengan mengasumsikan kendaraan simetri pada bidang longitudinal, sehingga model dinamika kendaraan didefinisikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} &= m\dot{y}\dot{\psi} + F_{x_f} + F_{x_r} + F_r \\
m\ddot{y} &= -m\dot{x}\dot{\psi} + F_{y_f} + F_{y_r}, \\
I\ddot{\psi} &= aF_{y_f} - bF_{y_r}, \\
I_{w_f}\dot{\omega}_f &= -F_{l_f}R + T_{t_f} - B_d\omega_f \\
I_{w_r}\dot{\omega}_r &= -F_{l_r}R + T_{t_r}
\end{aligned} \tag{2.24}$$

Model longitudinal yang dipertimbangkan untuk sintesis pengontrol berdasarkan pada model satu roda, jumlah gaya longitudinal yang bekerja pada kendaraan digambarkan dalam persamaan berikut:

$$m\dot{v} = F_p - F_r \tag{2.25}$$

Dimana  $F_p$  merupakan *propelling force* maukan kontroler yang merupakan resultan dari *brake* dan *traction*,  $F_r$  *resisting force* yang merupakan total dari gaya aerodinamik, gravitasi, dan *rolling resistance*.

Asumsi yang dilakukan pada pengendalian longitudinal antara lain, rugi daya antara mesin dan *driveshaft* diabaikan, Rasio pembukaan *throttle* sebanding dengan daya mesin sehingga persamaan dinamika longitudinal didefinisikan sebagai berikut:

$$\frac{(mR^2+I_w)R_g}{R}\dot{v} = T_e - R_gT_b - R_gRF_r \tag{2.26}$$

Pengendalian lateral yang diusulkan menggunakan metode MPC untuk menghitung keadaan dinamis di masa mendatang dalam suatu *horizon* waktu tertentu Np. Tujuan dari MPC yaitu mencari nilai *input control* optimal dengan meminimalkan nilai fungsi biaya:

$$J = \sum_{n=1}^{N_p} \|h(k+n) - h_{ref}(k+n)\|_Q + \sum_{n=0}^{N_c-1} \|u(k+n)\|_R \tag{2.27}$$

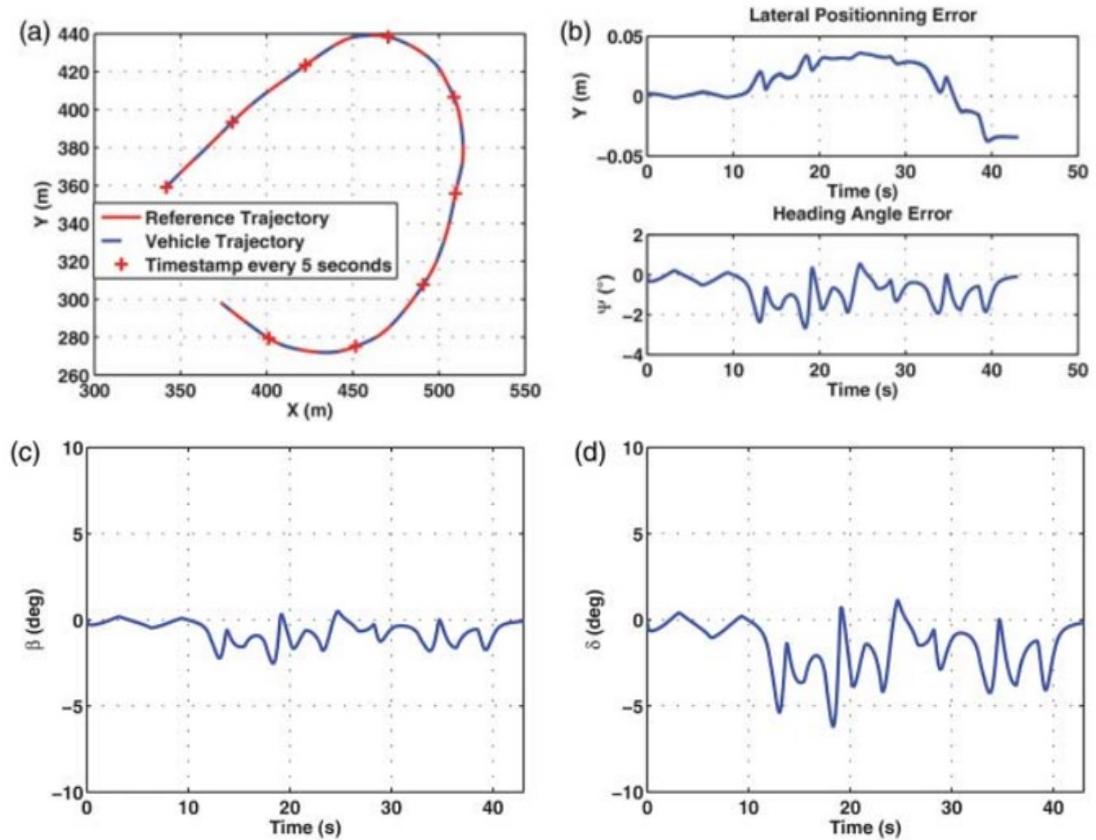
Dimana  $h$  dan  $h_{ref}$  merupakan nilai yang diprediksi dan nilai referensi output, sehingga didapatkan nilai input control yang optimal dengan control law sebagai berikut:

$$u(k) = u(k-1) + \Delta U^*(1) \tag{2.28}$$

Pada MPC faktor penting yang mempengaruhi performa sistem adalah matriks pembobotan Q dan R, Besar nilai prediksi dan kontrol serta batas-batas kendala sistem.

## Simulasi

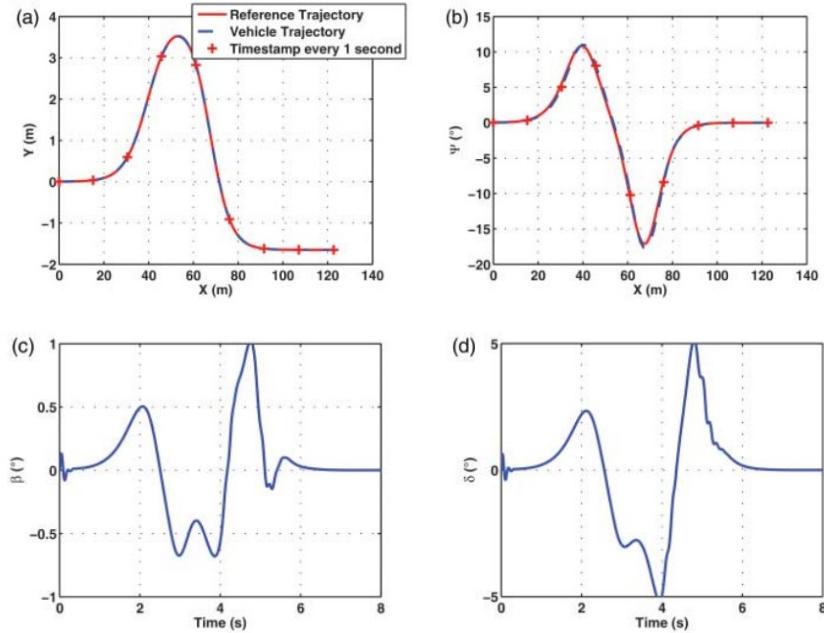
Metode kontrol yang diusulkan pada penelitian ini diuji dengan simulasi dalam dua kondisi, kondisi pertama merupakan pengendalian lateral menggunakan *real-world track data, feedback* pada simulasi ini menggunakan *GIS / Cartography* dengan kecepatan mobil konstan 15 m/s (54 km / jam), respon sistem yang dihasilkan sebagai berikut:



Gambar 2.11 Respon sistem pengujian dengan kecepatan konstan 15 m/s

Berdasarkan gambar hasil respon dapat disimpulkan metode yang diusulkan menghasilkan performa yang baik karena eror lateral tidak lebih dari 5 cm.

Simulasi kedua menggunakan skenario *Double Lane Change Manuever*. Tujuan dari tes ini adalah untuk mengevaluasi perilaku strategi kontrol yang diusulkan dalam situasi kritis. Respon hasil simulasi digambarkan dalam grafik berikut:

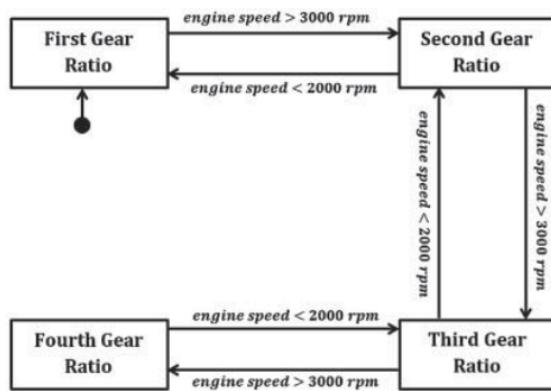


Gambar 2.12 Grafik respon pengujian *Double Lane Change Manuever*

Berdasarkan respon grafik di atas dapat disimulkan metode NMPC memberikan pengendalian yang baik pada mobil saat bermanuver dengan tracking kritis karena kesalahan lateral dan sudut sideslip masih dalam batas toleransi yang bisa diterima.

## 4. Longitudinal Control

Pengendalian kecepatan menggunakan pendekatan Lypunov dan analisis stabilitas robust digunakan untuk menangani ketidakpastian model. *Input control* menggunakan perbandingan buaan *throttle*, torsi penggeraman dan gear, untuk mendapatkan skenario mengemudi yang relaistis dilakukan pengaturan mekanisme roda gigi yang digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.13 Pengaturan perpindahan roda gigi

Metode control yang digunakan pada longitudinal control ini menggunakan pendekatan Lyapunov. Persamaan untuk menghasilkan torsi mesin dengan aturan Lyapunov saat kondisi throttle aktif dan braking tidak aktif didapatkan:

$$T_e^* = M_t(ke + \dot{v}_{ref}) + R_g RF_r, k > 0 \quad (2.29)$$

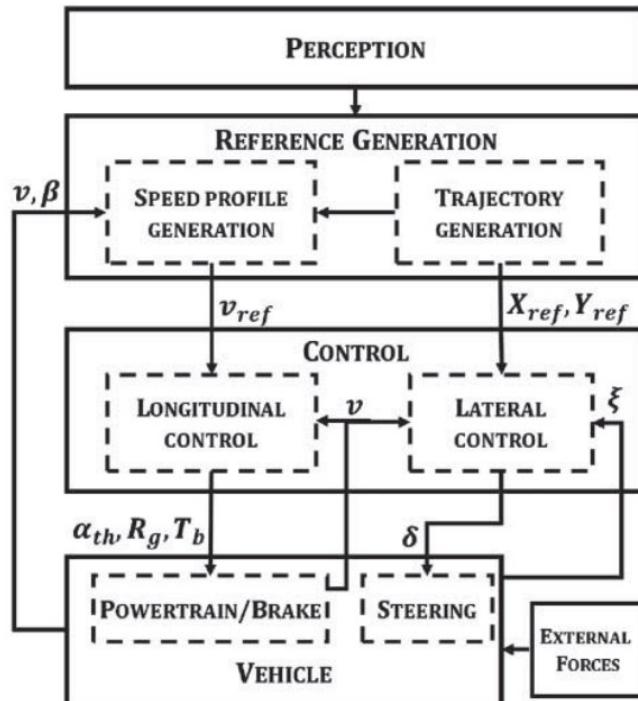
Berdasarkan nilai torsi mesin optimal dapat dihasilkan nilai input control yaitu besar bukaan throttle  $\alpha_{th}$ , untuk menguji kestabilan nilai torsi mesin dilakukan aturan robust yang konvergen terhadap error sebagai berikut:

$$\dot{e} = -\frac{\tilde{M}_t}{M_t} ke + \frac{1}{M_t} \left( (M_t - \tilde{M}_t) \dot{v}_{ref} + (R_g (M_r - \tilde{M}_r) - \rho) \right) \quad (2.30)$$

Sehingga nilai torsi mesin dengan aturan control robust didefinisikan dalam persamaan berikut:

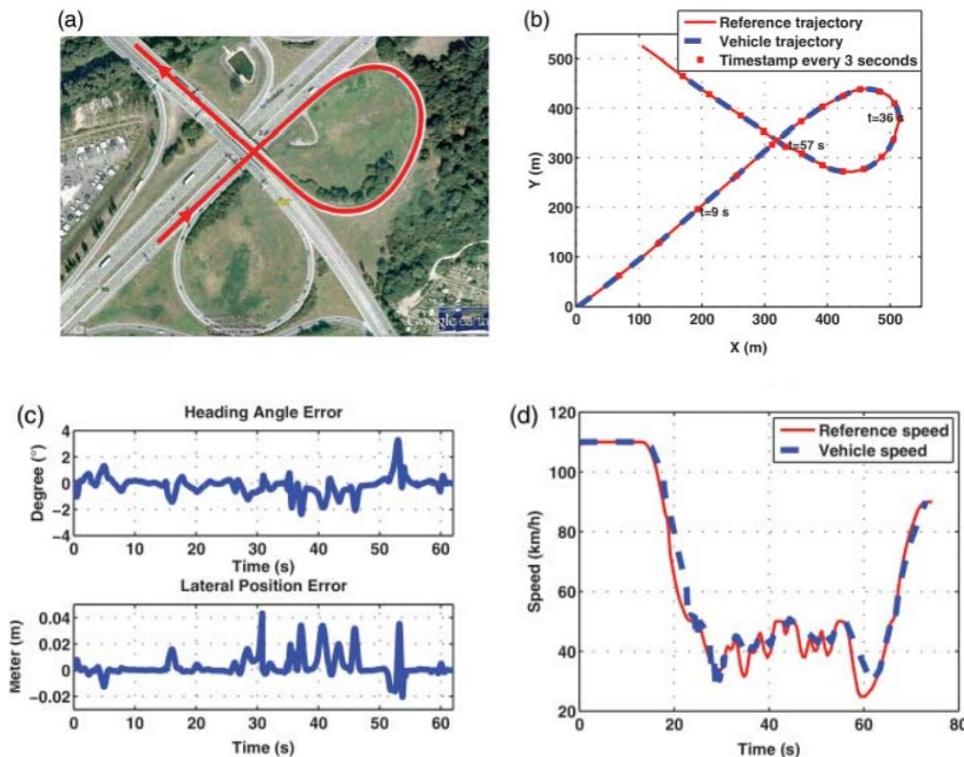
$$\hat{T}_e = \tilde{M}_t(ke + \dot{v}_{ref}) + R_g \tilde{M}_r - (\tilde{M}_t^{max} \dot{v}_{ref} + R_g \tilde{M}_r^{max}) \text{sign}(e), k > 0 \quad (2.31)$$

Simulais pengujian selanjutnya yaitu merupakan kombinasi antara lateral dan longitudinal control seperti yang digambarkan pada diagram alir berikut:



Gambar 2.14 Skema Strategi kontrol

Dari strategi pengendalian yang dilakukan Kinerja kontrol longitudinal dan lateral gabungan dibuktikan melalui simulasi. Seperti dibahas di atas, pengontrol longitudinal dipertimbangkan pada pengujian, sehingga didapatkan respon hasil simulasi yang dilakukan sebagai berikut:



Gambar 2.15 Respon hasil pengontrolan kombinasi lateran dan longitudinal

Berdasarkan grafik respon hasil pengendalian gabungan lateral dan longitudinal yang dihasilkan performa sistem yang baik dapat dilihat dari nilai error lateral tidak lebih dari 6 cm.

Pada paper ini menjelaskan tentang pengendalian kestabilan mobil otonom saat melakukan *tracking* dengan memperhitungkan kombinasi antara kendali lateral dan longitudinal mobil. Metode yang diusulkan pada paper dibuktikan dalam simulasi dengan kondisi kecepatan yang berubah dihasilkan nilai kesalahan lateral tidak melebihi 0.04 meter, menurut hasil grafik respon masih ada nilai selisih antara nilai kecepatan yang diinginkan dengan yang dihasilkan, penyebabnya bisa dikarenakan adanya *delay* pada mekanisme perbindahan gear.

Pada penelitian selanjutnya diharapkan sistem pengendalian longitudinal diregulasi dari tegangan motor menggunakan *predictive control* untuk menghasilkan nilai *input optimal* untuk *output* beberapa waktu kedepan sesuai *horizon* yang ditentukan. Berdasarkan usulan ini diharapkan meningkatkan performa sistem pengendalian kestabilan mobil saat melakukan *trajectory tracking*.

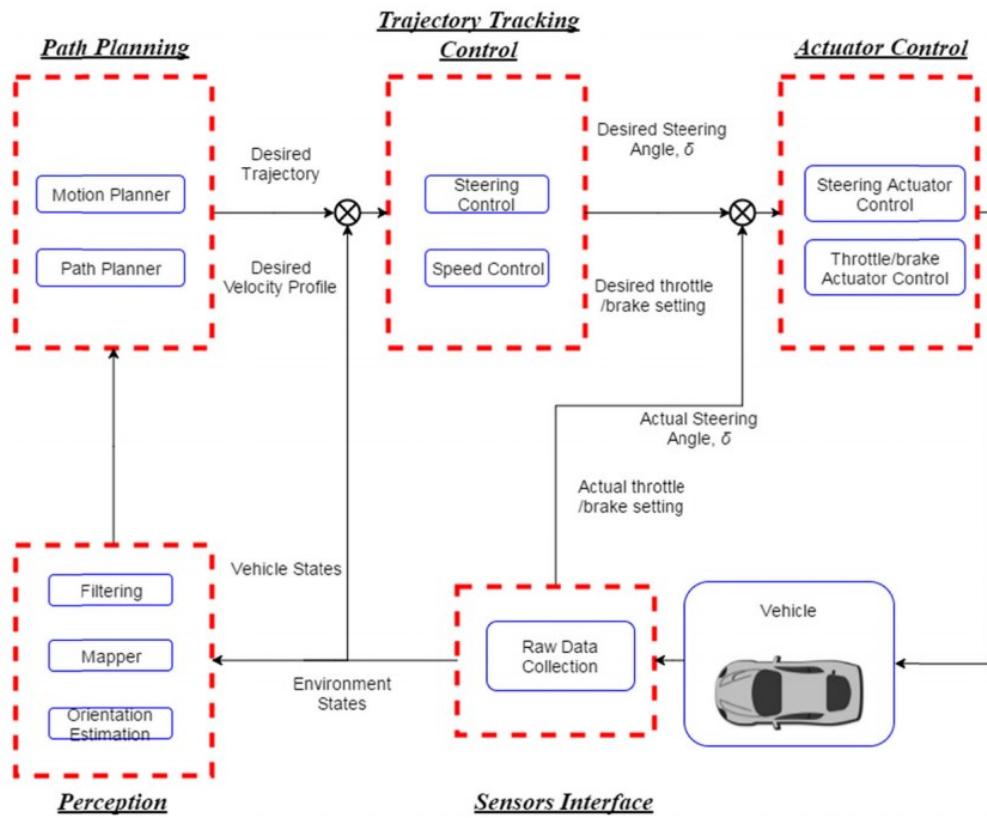
## 2.2 Teori Dasar

Beberapa teori dasar yang dipaparkan pada bab ini sebagai penunjang dan referensi penulis dalam mempelajari sistem dan metode yang digunakan dalam tesis. Bagian awal terdapat teori tentang Mobil otonom secara umum dan konsep gerak dari mobil otonom. Bagian selanjutnya membahas tentang algoritma penentuan sudut setir dan metode pengendalian penggerak setir.

### 2.2.1 Mobil Otonom

Mobil otonom pada era ini menjadi perhatian dalam penelitian – penelitian yang dilakukan oleh negara – negara di dunia. Kendaraan otonom adalah kendaraan pintar yang memiliki kemampuan untuk memiliki gerakan otomatis dan menavigasi dirinya sendiri tergantung pada lingkungan dan tugas terjadwalnya. Sistem kendaraan otonom mungkin berbeda tergantung pada lingkungan tempat kendaraan beroperasi.

Salah satu aspek utama, yang diperhatikan dalam perancangan kendaraan otonom adalah kontrol pelacakan jalur, berfokus pada kontrol gerakan kendaraan lateral dan longitudinal untuk mengikuti jalur atau lintasan. Dalam mengembangkan kendaraan otonom yang sukses, beberapa tantangan perlu ditangani di antaranya *path planning*, *trajectory tracking control* dan *actuator control*.



Gambar 2.16 Overview Autonomous Car

*Path planning* merupakan tahap perencanaan jalur yang akan digunakan sebagai *set point* / nilai referensi pada *trajectory tracking control*, data yang diperoleh dari sensor mobil atau hasil estimasi yang telah dilakukan akan diolah sehingga menghasilkan jalur yang di pilih untuk di lalui mobil. *Trajectory tracking control* merupakan tahap perhitungan nilai optimal yang harus dicapai aktuator mobil dalam setiap waktu sampling, dan tahap akhir yaitu *actuator control* merupakan tahap pengontrol penggerak mobil yang terdiri dari *steering*, *throttle* dan *breaking* untuk mencapai nilai *set point* yang dihasilkan dari proses *trajectory tracking control* sebelumnya.

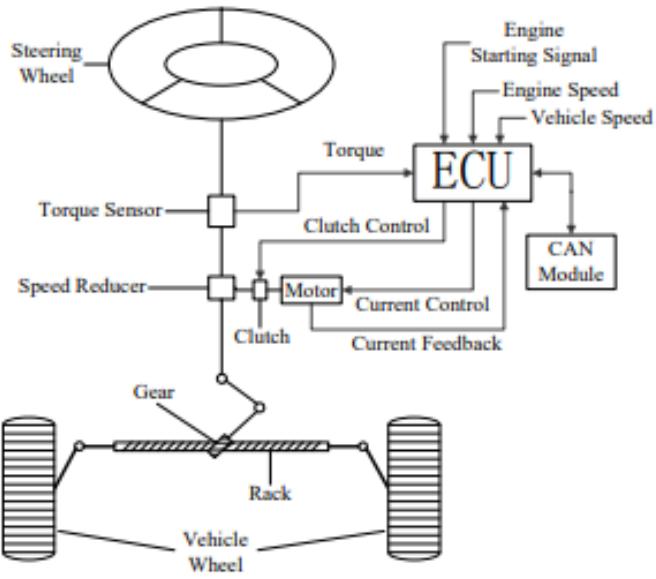
## 2.2.2 Electric Power Steering

Sistem *steering* berfungsi sebagai pengubah arah roda depan kendaraan agar kendaraan bisa berbelok kearah yang diinginkan pengemudi. Prinsip kerja *steering*

sistem yakni mengubah gaya putar dari roda kemudi menjadi gerakan searah. Pada sistem steering terdapat komponen power steering yang membantu pengemudi mengendalikan setir.[6]

*Power Steering* berfungsi untuk meningkatkan upaya kemudi yang diperlukan untuk memutar roda kemudi sehingga memudahkan kendaraan untuk bermanuver. Pada era ini terdapat tiga jenis power steering yang telah digunakan pada kendaraan, jenis pertama *Hydraulic Power Steering* (HPS). Pada power steering jenis ini menggunakan tekanan hidrolik yang berasal dari pompa yang digerakkan oleh aktuator. Jenis power steering kedua merupakan kombinasi antara *Hidrolic Power Steering* dan *Electric power steering*, dalam sistem ini pompa hidrolik mendapat energy dari motor listrik. *Electric Power Steering* (EPS) merupakan teknologi power steering yang mengganti system hidrolik menjadi system elektrik seluruhnya. Motor listrik dipasang ke rak kemudi atau ke kolom kemudi, terdapat komponen ECU yang mengendalikan dinamika kemudi. EPS menghasilkan penghematan bahan bakar yang lebih baik dan emisi yang lebih rendah. [7]

Komponen pada EPS secara umum terdiri dari roda setir, sensor torsi, ECU (Electronic Control Unit), motor, kopling electromagnetik, *retarding mechanism*, perangkat kemudi dan rak. Saat mesin mobil dihidupkan dan pengemudi membelokkan setir maka komponen sensor torsi akan membaca torsi dari setir, hasil pembacaan sensor akan dikirimkan ke ECU untuk dikalkulasi, selanjutnya ECU akan mengirimkan sinyal arus optimum yang dibutuhkan motor. Motor berfungsi menggerakkan bagian batang kemudi (rak) untuk membelokkan roda depan saat mobil bermanuver. [8]



Gambar 2.17 Electric Power Steering

Model Dinamik dari sistem *steering*:

$$\begin{aligned} J_c \ddot{\theta}_c + B_c \dot{\theta}_c + K_s \left( \theta_c - \frac{x_r}{r_p} \right) &= T_a \cdot G \\ J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_m (\theta_m - G \theta_c) &= T_m \\ m_z \ddot{x}_r + B_z \dot{x}_r + K_z x_r + F_f &= \frac{T_s}{r_p} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Dimana  $J_c, \theta_c, B_c, K_s$  moment inersia, posisi sudut kemudi, redaman koefisien dan torsion bar stiffness dari poros kemudi bawah.  $J_m, \theta_m, K_m$  momen inersia, steering angle stiffness coefficient.  $m_z, B_z, K_z, r_p, F_f$  massa, damping kofesien, stiffness bar, radius dan resistansi rak kemudi roda gigi masing-masing.

G adalah rasio transmisi gabungan dari mekanisme *worm gear mechanism* dan *dual planetary wheel drive mechanism*

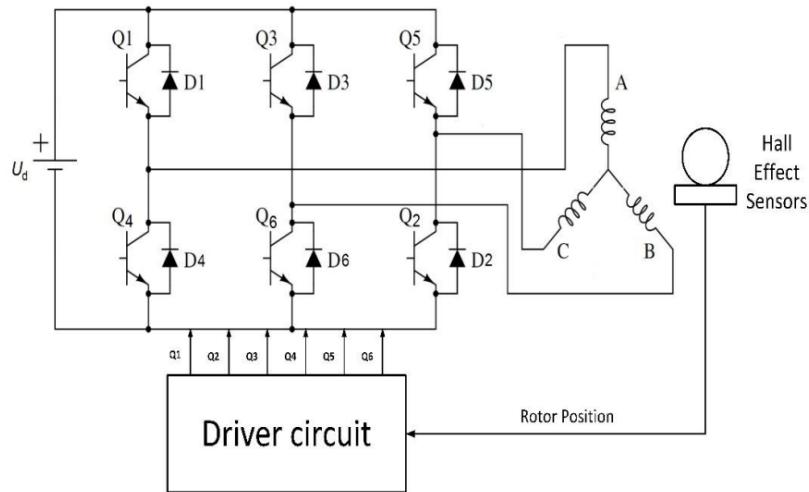
$$\begin{cases} T_s = K_s \left( \theta_c - \frac{x_r}{r_p} \right) \\ T_m = K_t i_m \\ T_a = K_m (\theta_m - G \theta_c) \\ \delta = \frac{x_r}{r_p} \end{cases} \quad (2.33)$$

Dimana  $K_t i_m, T_m, T_a, T_s, \delta$  merupakan konstanta torsi elektromagnetik, arus listrik, torsi elektromagnetik motor, torsi output motor, kemudi torsi poros dan sudut roda. [9]

### 2.2.3 Brushless DC Motor (BLDC)

Motor BLDC merupakan jenis motor listrik sinkron 3 fasa dikarenakan medan magnet yang dihasilkan oleh stator dan medan magnet yang dihasilkan oleh rotor berputar pada frekuensi yang sama. memiliki magnet permanen pada rotor dan elektromagnet pada stator. Dibandingkan dengan jenis DC lainnya motor BLDC memiliki biaya perawatan yang lebih rendah dan kecepatan yang lebih tinggi karena tidak menggunakan kuas. Dibandingkan dengan motor induksi, motor BLDC memiliki efisiensi yang lebih tinggi dan torsi awal yang tinggi, karena rotor terbuat dari permanen magnet.[10]

Komutasi pada motor BLDC ditentukan oleh posisi rotor dan stator secara elektronik, dikarenakan tidak terdapat sikat pada kontruksinya. Perubahan polaritas dilakukan oleh sebuah inverter. Prinsip kerja dari motor BLDC dijelaskan dalam bagan berikut.



Gambar 2.18 BLDC Drive System

Berdasarkan gambar 2.21, Motor DC 3 fasa dioperasikan dengan bergantian, posisi rotor menentukan dua fasa yang di beri daya sehingga menghasilkan torsi tertinggi sedangkan 1 fasa lainnya *off*. Rangkaian *inverter* terdiri dari 6 saklar menggunakan komponen *bipolar junction transistor* atau mosfet. Urutan *switching* dan aliran arus hingga hasil pembacaan *hall sensor* di rangkum dalam table 2.5. [11]

Tabel 2.5 *Switching Sequence*

Switching Interval	Sequence number	Position Sensor			Switch Closed	Phase Current		
		H1	H2	H3		A	B	C
0°- 60°	0	1	0	0	$Q_1 - Q_6$	+	-	off
60°- 120°	1	1	1	0	$Q_1 - Q_2$	+	off	-
120°- 180°	2	0	1	0	$Q_3 - Q_2$	off	+	-
180°- 240°	3	0	1	1	$Q_3 - Q_4$	-	+	off
240°- 300°	4	0	0	1	$Q_5 - Q_4$	-	off	+
300°- 360°	5	1	0	1	$Q_5 - Q_6$	off	-	+

Pemodelan pada motor BLDC terdiri dari dua bagian, pertama bagian elektrik dan kedua bagian mekanik. Bagian elektrik yang memperhatikan torsi elektromagnetic dan arus motor. Bagian mekanik yang merupakan hubungan antara inverter dan motor BLDC, dengan menyederhanakan bagian elektrik pada sistem BLDC dapat dimodelkan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + e_b &= v_a \\ e_b &= K_e \omega \end{aligned} \quad (2.34)$$

Dimana  $v_a$  tegangan sumber,  $i_a$  arus motor,  $L_a$  induktansi motor,  $R_a$  resistansi motor,  $e_b$  back-emf motor,  $K_e$  konstanta back emf, dan  $\omega$  kecepatan rotor.[12]

Persamaan untuk bagian mekanik motor dengan asumsi tidak ada torsi eksternal dan hanya memperhitungkan konstanta *load inertia*, didefinisikan sebagai berikut:

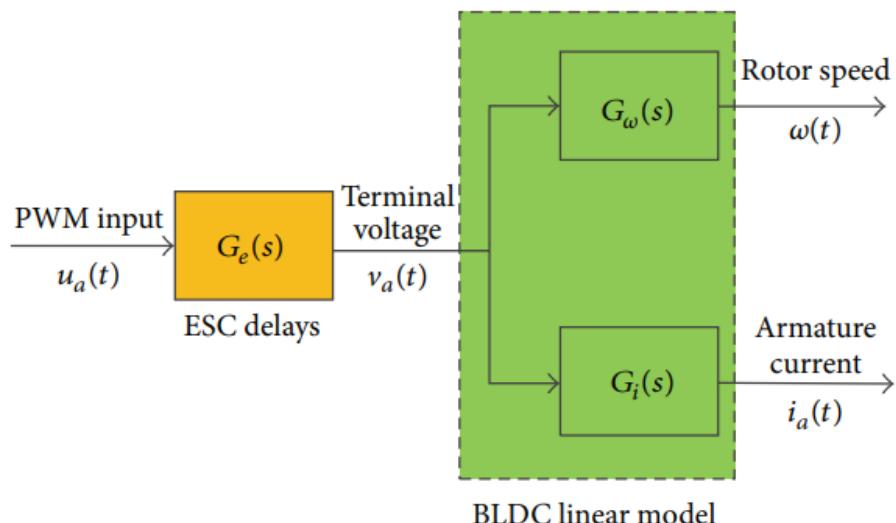
$$J \frac{d\omega}{dt} + K_f \omega = T \quad (2.35)$$

Dimana  $T$  torsi elektromagnet motor,  $J$  beban inertia motor, dan  $K_f$  merupakan konstanta *damping*.

Torsi yang dihasilkan motor BLDC terdiri dari  $T_d$  *develop torque*, merupakan torsi yang dihasilkan karena interaksi antara medan magnet dan arus

jangkar. Torsi *cogging*  $T_{\text{cogg}}$  yang dihasilkan dari gaya tarik antara magnet permanen rotor dengan slot antara dua stator, biasanya torsi *cogging* muncul saat putaran motor lambat. Pada beberapa kondisi tertentu akan terdapat torsi exogenus  $T_{\text{ex}}$  yang dihasilkan dari luar kontruksi motor BLDC dan menjadi gangguan mekanikal motor.

Parameter yang dijelaskan sebelumnya merupakan faktor linear yang mempengaruhi sistem motor BLDC kecuali torsi *cogging*. Parameter ini dapat diidentifikasi saat BLDC berputar dengan kecepatan tinggi. Diagram blok untuk dinamika linier motorik, di gambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.19 Blok diagram dinamika motor linear

Bentuk *transfer function* persamaan linear motor BLDC

$$G_\omega(s) = \frac{K_t/L_a J}{s^2 + (K_f/J + R_a/L_a)s + R_a K_f/L_a J + K_e K_t/L_a J} \quad (2.36)$$

$$G_i(s) = \frac{(1/L_a)s + K_f/L_a J}{s^2 + (K_f/J + R_a/L_a)s + R_a K_f/L_a J + K_e K_t/L_a J} \quad (2.37)$$

$$G_e(s) = \frac{k}{\tau s + 1} \quad (2.38)$$

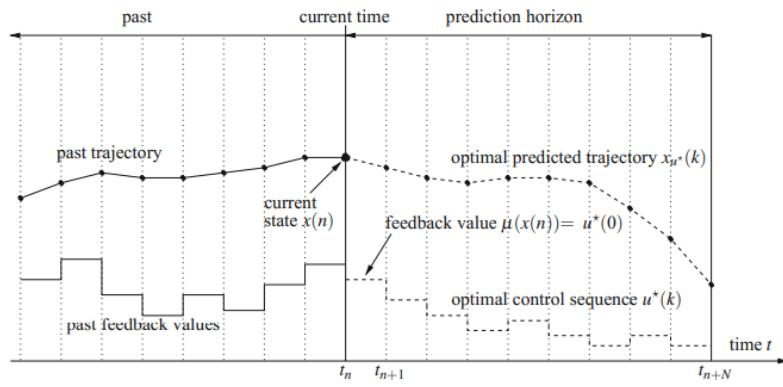
Dimana  $G_\omega$  merupakan fungsi alih antara input PWM  $u_a$  dengan output kecepatan putar motor  $\omega(t)$ ,  $G_i$  fungsi alih antara input PWM  $u_a$  dengan output arus jangkar  $i_a(t)$ .

#### *2.2.4 Nonlinear Model Predictive Control (NMPC)*

Model Predictive Control (MPC) merupakan kendali dengan menggunakan model proses untuk memprediksi keluaran yang akan datang dalam rentan waktu yang ditentukan (*horizon*).[13] Pengembangan dari MPC (*Model Prediction Controller*) yaitu NMPC (*Nonlinear Model Predictive Control*) merupakan strategi mendesain suatu metode kendali untuk mendapatkan sinyal kendali yang optimal dengan cara memminimumkan suatu fungsi objektif.[14] Model plant nonlinear bisa menggunakan NMPC atau melakukan linearisasi plant untuk menggunakan metode LMPC (*Linear Model Predictive Control*).

Pada penelitian ini digunakan metode pengendalian NMPC untuk pengendalian kemudi dan kecepatan *autonomous car* di karenakan NMPC biasa digunakan untuk sistem yang memiliki sifat nonlinearitas tinggi. Model linear seringkali tidak memadai untuk menjelaskan dinamika sistem nonlinear sehingga tetap diperlukan suatu kendali yang dapat mengendalikan sistem nonlinear serta mampu mengatasi kendala yang kompleks.[15]

NMPC adalah sebuah metode optimisasi untuk kontrol umpan balik sistem nonlinear. NMPC melibatkan solusi berulang dari masalah kontrol yang optimal pada setiap pengambilan sampel secara cepat.[16] Pada kasus kendali *autonomus car*, solusi berulang yang dimaksud adalah ketika pengambilan sampel dari optimasi yang selanjutnya digunakan untuk memprediksi keadaan ke depan dimana proses tersebut berulang hingga dicapai nilai keadaan yang diinginkan pada iterasi tertentu.[17]



Gambar 2.20 Skema Nonlinear MPC

Peran NMPC yaitu menentukan input kontrol sedemikian  $u(k)$  sehingga mengikuti referensi yang diberikan dengan sebaik-baiknya. Gagasan kontrol prediktif model dengan memanfaatkan model proses untuk memprediksi dan mengoptimalkan perilaku sistem masa depan. Dimana terdapat suatu fungsi nonlinear yang terdiri dari  $n$  input,  $m$  output, dan  $p$  state didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= f(x(k), u(k)), \\ y(k) &= g(x(k)) \end{aligned} \quad (2.39)$$

dengan batasan:

$$\begin{aligned} u_{min} &\leq u(k) \leq u_{max} \\ \Delta u_{min} &\leq \Delta u(k) \leq \Delta u_{max} \\ y_{min} &\leq y(k) \leq y_{max} \end{aligned} \quad (2.40)$$

Dimana  $x(k) \in \mathbb{R}^p$ ,  $u(k) \in \mathbb{R}^n$ ,  $y(k) \in \mathbb{R}^m$  dan  $f(\cdot)$  berturut – turut adalah vector state, input control, vector output, dan fungsi nonlinear, variabel  $u_{min}$  –  $u_{max}$ ,  $\Delta u_{min}$  –  $\Delta u_{max}$ ,  $y_{max}$  –  $y_{min}$  dan berturut – turut adalah batasan nilai minimal – maksimal input control, delta input kontrol dan output sistem.

Menggunakan deret Taylor, sistem nonlinear di atas dapat disusun di sekitar titik operasi  $[x_0(k), u_0(k)]$  ke sistem linier, term nonlinear yang tidak diketahui didefinisikan sebagai:

$$x(k+1) = f(x_0(k), u_0(k)) + \frac{\Delta f(x,u)}{\Delta x} |_{x_0(k),u_0(k)} (x(k) - x_0(k)) + \frac{\Delta f(x,u)}{\Delta u} |_{x_0(k),u_0(k)} (u(k) - u_0(k) + \varepsilon(k)) \quad (2.41)$$

Dimana  $f(x_0(k), u_0(k)) = x_0(k)$  dan  $\varepsilon(k)$  adalah *high-order* deret Taylor yang berhubungan, sehingga matrik A dan B yang menyusun model state space didefinisikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} A(k) &= \frac{\Delta f(x_0(k), u_0(k))}{\Delta x} \\ B(k) &= \frac{\Delta f(x_0(k), u_0(k))}{\Delta u} \\ \Delta x(k) &= x(k) - x_0(k) \\ \Delta u(k) &= u(k) - u_0(k) \end{aligned} \quad (2.42)$$

Persamaan state space dapat diformulasikan menjadi:

$$\begin{aligned} \Delta x(k+1) &= A(k)\Delta x(k) + B(k)\Delta u(k) \\ \Delta y(k) &= C(k)\Delta x(k) \end{aligned} \quad (2.43)$$

Persamaan 2.43 dapat ditulis kembali:

$$\begin{aligned} x_m(k+1) &= A_m x_m(k) + B_m u(k) \\ y(k) &= c_m x_m(k) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Pada persamaan 2.47 dilakukan operasi beda/ selisih nilai dari waktu sebelum, sekarang, dan setelahnya dengan penjabaran sebagai berikut:

$$x_m(k+1) - x_m(k) = A_m(x_m(k) - x_m(k-1)) + B_m(u(k) - u(k-1)) \quad (2.45)$$

Persamaan beda variabel state dan control dapat dinotasikan:

$$\begin{aligned} \Delta x_m(k+1) &= x_m(k+1) - x_m(k) \\ \Delta x_m(k) &= x_m(k) - x_m(k-1) \\ \Delta u(k) &= u(k) - u(k-1) \end{aligned} \quad (2.46)$$

Sehingga persamaan state 2.47 menjadi:

$$\Delta x_m(k+1) = A_m \Delta x_m(k) + B_m \Delta u(k) \quad (2.47)$$

Persamaan output  $y(k)$  menjadi:

$$\begin{aligned} y(k) &= c_m x_m(k) \\ y(k+1) - y(k) &= c_m(x_m(k+1) - x_m(k)) = c_m \Delta x_m(k+1) \\ &= C_m A_m \Delta x_m + C_m B_m \Delta u(k) \end{aligned} \quad (2.48)$$

Untuk menghubungkan persamaan 2.47 dan 2.48 diperoleh model state space:

$$\begin{aligned}
x(k) &= [\Delta x_m(k)^T \quad y(k)]^T \\
\overbrace{\begin{bmatrix} \Delta x_m(k+1) \\ y(k+1) \end{bmatrix}}^{x(k+1)} &= \overbrace{\begin{bmatrix} A_m & 0_m^T \\ C_m A_m & 1 \end{bmatrix}}^A \overbrace{\begin{bmatrix} \Delta x_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix}}^{x(k)} + \overbrace{\begin{bmatrix} B_m \\ C_m B_m \end{bmatrix}}^B \\
y(k) &= \overbrace{\begin{bmatrix} 0_m & 1 \end{bmatrix}}^C \overbrace{\begin{bmatrix} \Delta x_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix}}^{x(k)} \tag{2.49}
\end{aligned}$$

Matrik A, B, C merupakan *augmented model* yang akan digunakan di dalam perancangan kontroler MPC.

Pada perancangan sistem *predictive control* dilakukan proses penghitungan keluaran *plant* yang diprediksi dengan sinyal kontrol yang akan datang sebagai variabel yang dapat dihitung, jika diasumsikan bahwa *sampling instant*  $k_i$ ,  $k_i > 0$ , vektor variabel *state*  $x(k_i)$  yang menyediakan informasi *plant* saat ini diperoleh melalui pengukuran. Lintasan kontrol yang akan datang dituliskan sebagai  $\Delta u(k_i)$ ,  $\Delta u(k_i + 1), \dots, \Delta u(k_i + N_c + 1)$ , dimana  $N_c$  dinamakan *control horizon*.  $(k_i + 1|k_i), x(k_i + 2|k_i), \dots, x(k_i + m|k_i), \dots, x(k_i + N_p|k_i)$  merupakan *state variable* yang akan datang dimana  $x(k_i + m|k_i)$  adalah variabel *state* yang diprediksi saat  $\mathbf{k}_i + \mathbf{m}$  dengan informasi *plant* yang diberikan saat ini  $x(k_i)$ , *prediction horizon* atau panjang *window optimisasi* dinotasikan dengan  $N_p$ . Berdasarkan informasi yang diberikan variabel *state*  $x(k_i)$ , maka variabel *state* yang akan datang diprediksi sepanjang  $N_p$ .

Berdasarkan model *augmented state space* **A**, **B**, **C**, variabel *state* yang akan datang dihitung secara berurutan menggunakan himpunan parameter kontrol yang akan datang dari variabel *state* yang terprediksi sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
x(k_i + 1|k_i) &= Ax(k_i) + B\Delta u(k_i) \\
x(k_i + 2|k_i) &= Ax(k_i + 1|k_i) + B\Delta u(k_i + 1) \\
&= A^2x(k_i) + AB\Delta u(k_i) + B\Delta u(k_i + 1) \\
&\vdots \\
x(k_i + N_p|k_i) &= A^{N_p}x(k_i) + A^{N_p-1}B\Delta u(k_i) + A^{N_p-2}B\Delta u(k_i + 1) + \dots + \\
&\quad A^{N_p-N_c}B\Delta u(k_i + N_c + 1) \tag{2.50}
\end{aligned}$$

Untuk variabel keluaran terprediksi adalah

$$\begin{aligned}
y(k_i + 1|k_i) &= CAx(k_i) + CB\Delta u(k_i) \\
y(k_i + 2|k_i) &= CA^2x(k_i) + CAB\Delta u(k_i) + CB\Delta u(k_i + 1) \\
&\vdots \\
y(k_i + N_p|k_i) &= CA^{N_p}x(k_i) + CA^{N_p-1}B\Delta u(k_i) + CA^{N_p-2}B\Delta u(k_i + 1) + \dots + \\
&\quad CA^{N_p-N_c}B\Delta u(k_i + N_c + 1)
\end{aligned} \tag{2.51}$$

Jika didefinisikan vektor

$$Y = \{y(k_i + 1|k_i) \ y(k_i + 2|k_i) \ \dots \ y(k_i + N_p|k_i)\}^T \tag{2.52}$$

$$\Delta U = \{\Delta u(k_i) \ \Delta u(k_i + 1) \ \dots \ \Delta u(k_i + N_c + 1)\} \tag{2.53}$$

dengan mengubah persamaan (2.56) menjadi sederhana ke dalam bentuk vektor di atas, maka diperoleh

$$Y = Fx(k_i) + \emptyset \Delta U \tag{2.58}$$

dimana

$$F = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ \cdot \\ CA^{N_p} \end{bmatrix}; \emptyset = \begin{bmatrix} CB & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CA^{N_p-1}B & CA^{N_p-2}B & \dots & CA^{N_p-N_c}B \end{bmatrix} \tag{2.54}$$

Objektif kontrol dari sistem *control horizon* adalah membawa *output* yang terprediksi sedekat mungkin ke *set point* sinyal. *Set point* sinyal yang diberikan  $r(k_i)$  saat waktu sampling  $k_i$  dalam *prediction horizon*. Jika mengasumsikan bahwa data vektor yang berisikan informasi *set point* sebagai berikut:

$$R_s^T = \overbrace{[1 \ 1 \ \dots \ 1]}^{} r(k_i),$$

Fungsi objektif  $J$  yang mencerminkan perhitungan nilai optimal didefinisikan sebagai

$$J = (R_s - Y)^T(R_s - Y) + \Delta U^T \bar{R} \Delta U \tag{2.55}$$

Pada *term* pertama berkaitan dengan tujuan meminimalkan kesalahan prediksi antara referensi dan keluaran, sedangkan *term* kedua mengenai aksi kontrol. Dimana  $\bar{R}$  merupakan matrik diagonal  $\bar{R} = \mathbf{r}_w \mathbf{I}_{N_c \times N_c}$  dengan  $\mathbf{r}_w$  adalah *tuning parameter* untuk menginginkan kinerja yang diinginkan.

Jika persamaan (2.58) disubtitusikan ke persamaan (2.60), kemudian diturunkan terhadap delta  $\Delta U = \mathbf{0}$ , maka akan didapatkan persamaan solusi optimal kontrol sebagai berikut

$$\Delta U = (\phi^T \phi + R)^{-1} \phi^T (R_s r(k_i) - Fx(k_i)) \quad (2.56)$$

Nilai dari vektor parameter optimal kontrol  $\Delta U$  berisikan kontrol  $\Delta U(k_i), \Delta U(k_i + 1), \dots, \Delta U(k_i + N_c + 1)$ , dengan prinsip *receding horizon* kontrol, hanya diterapkan dalam samping pertama pada setiap urutan. Nilai dari  $\Delta U(k_i)$  sebagai berikut

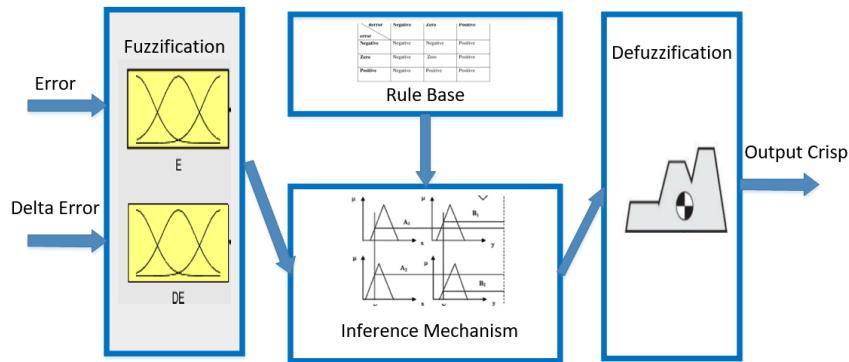
$$\Delta u(k_i) = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}}_{N_c} (\phi^T \phi + R)^{-1} \phi^T (\bar{R}_s r(k_i) - Fx(k_i)) \quad (2.57)$$

## 2.2.5 Fuzzy Control

*Fuzzy control* merupakan metodelogi kontrol yang mendekripsikan proses fisik suatu kondisi yang lebih mudah untuk dibaca oleh manusia. Metode ini melakukan pendekatan untuk mengubah strategi kontrol linguistik berdasarkan pengetahuan yang ada menjadi strategi kontrol otomatis. [18] Fuzzy logic control ini lebih unggul dibandingkan teknik kontrol konvensional lain dalam hal menangani sistem yang kompleks yang tidak jelas, yang dapat dikendalikan oleh operator manusia tanpa mengetahui model dari sistem tersebut.

Metode fuzzy terdiri dari unit *fuzzification* yang memetakan input pengukuran, dalam tahap ini dilakukan pengubahan dari bentuk *crisp value* berupa nilai *error* dan *delta error* menjadi *fuzzy linguistic values* yang akan didefinisikan jumlah dan pembagian area (inference mechanism), tahapan tersebut dikelompokkan dalam rule base yang dirancang untuk meminimalisir nilai *error* dan *delta error*. *Rule base* merupakan logika pengambilan keputusan yang mensimulasikan proses keputusan manusia (perancang) dengan penentuan label

setiap kondisi dalam bahasa fuzzy. Tahap terakhir adalah *defuzzification*, *input* untuk proses defuzzifikasi adalah set fuzzy output dalam *range* tertentu dan keluarannya adalah satu angka. [19]



Gambar 2.21 Struktur Fuzzy

Metode defuzzifikasi terdiri dari *centroid*, *bisector*, nilai tengah maksimum (rata-rata nilai maksimum dari *set output*), nilai terbesar maksimum, dan nilai terkecil dari maksimum. [20] Metode defuzzifikasi yang paling populer adalah perhitungan *centroid*, seperti yang ditunjukkan pada persamaan berikut.

$$u(nT) = \frac{\sum_{j=1}^n u(u_j)u_j}{\sum_{j=1}^n u(u_j)} \quad (2.58)$$

Dimana n jumlah aturan,  $u_j$  elemen sampel dan  $u$  merupakan *membership function* diskrit.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB 3**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini akan membahas mengenai langkah kerja penelitian yang akan dilakukan di antaranya merancang sistem secara keseluruhan, pembahasan mengenai model mobil lateral dan longitudinal yang digunakan agar input kontrol yang di berikan berupa percepatan dan sudut *steering* roda, Perancangan kontroler *outer loop* menggunakan metode Nonlinear Model Predictive Control NMPC sebagai kontroler MIMO untuk kecepatan dan posisi mobil, di lanjutkan dengan perancangan inner loop yang terdiri dari pemodelan aktuator BLDC dan EPS motor ,kontrol posisi pada motor EPS dan kontrol kecepatan pada motor penggerak BLDC mobil menggunakan fuzzy – PID.

#### **3.1 Sistem secara keseluruhan**

Pada penelitian ini jenis mobil listrik yang di gunakan mengacu pada mobil listrik dengan jenis fin komodo seperti pada gambar 3.1. Parameter dari mobil listrik ini dapat dilihat pada Tabel 3.1.



Gambar 3.1 Mobil Fin Komodo

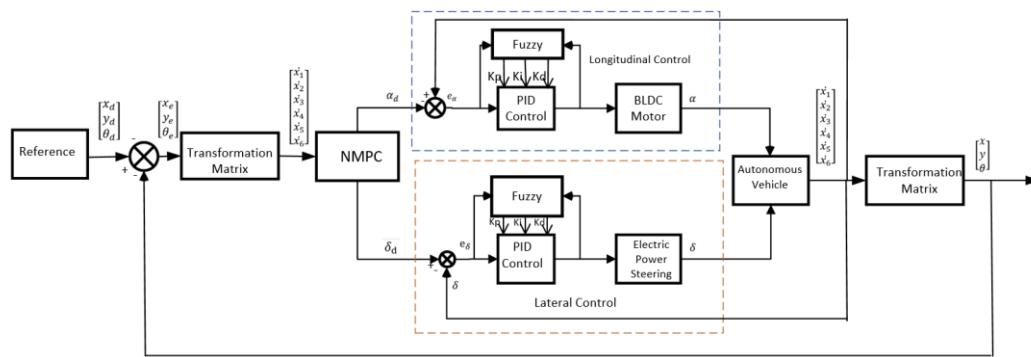
Tabel 3.1 Parameter *Autonomous Car*

Parameter	Nilai	Satuan
Massa Mobil	1000	kg
Lebar area depan	1	$m^2$
Panjang COG ke depan (lf)	1.2	m
Panjang COG ke depan (lr)	1.6	m
<i>Momen Inertia</i>	2600	$kg/m^2$
<i>Cornering stiffness of front tire</i>	16000	N/rad
<i>Cornering stiffness of rear tire</i>	30000	N/rad
<i>Wheel Radius</i>	0.31	m

Modifikasi mekanik *steering* akan dilakukan pada mobil fin Komodo guna melaksanakan penelitian ini. Sistem *steering* manual akan di ganti dengan *Electric*

*Power Steering*. Mobil ini akan di rancang sebagai mobil *full autonomous* pada akhirnya.

Pada penelitian ini berfokus pada kendali multivariabel yaitu kecepatan dan posisi mobil otonom. Dua variable tersebut merupakan variabel penting yang menentukan kestabilan dan performansi mobil otonom saat melakukan *tracking*. Pengendalian multivariabel menggunakan *predictive control* dengan metode *Nonlinear Model Predictive Control* (NMPC) untuk memprediksi model state beberapa langkah kedepan, penggunaan NMPC pada kontrol *autonomous car* di harapkan bisa meminimalisasi *execution time* sistem.



Gambar 3.2 Konsep sistem

Nilai referensi yang diberikan berupa *waypoint global frame* dengan  $x, y$ , dan  $\theta$  merupakan posisi longitudinal, lateral dan orientasi sudut, selanjutnya nilai referensi tersebut akan dibandingkan dengan nilai *output* mobil yang terbaca. Nilai *feedback* yang akan dibandingkan dengan posisi referensi global merupakan hasil trasformasi model 6 *state* mobil dalam *local path*  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$ , dan  $x_6$ .  $x_1$  merupakan kecepatan longitudinal yaitu kecepatan mobil terhadap sumbu X,  $x_2$  merupakan kecepatan lateral mobil terhadap sumbu Y, dan  $x_3$  merupakan kecepatan yaw mobil,  $x_4$  percepatan longitudinal yang menggambarkan perubahan kecepatan terhadap waktu,  $x_5$  deviasi lateral yaitu jarak antara COG mobil dengan referensi waypoint terhadap sumbu Y, dan  $x_6$  merupakan selisih sudut antara sudut yaw mobil dengan orientasi sudut referensi pada *global frame* yang disebut sebagai deviasi yaw.

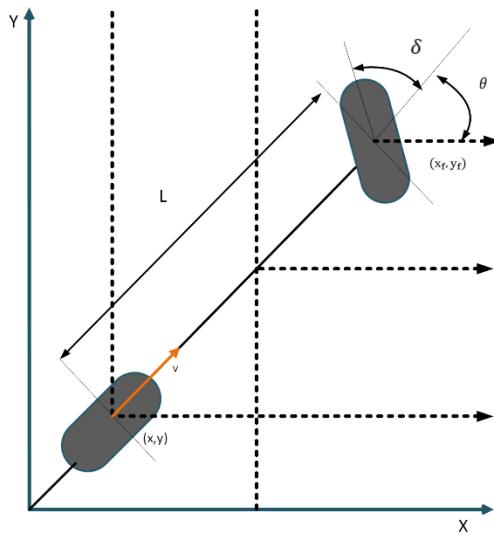
NMPC memperhitungkan nilai sudut setir ( $\delta$ ) dan percepatan ( $\alpha$ ) yang harus di capai sistem berdasarkan optimisasi nilai kesalahan dari pembacaan sensor posisi dan kecepatan mobil (nilai aktual) dengan nilai referensi. Setelah di peroleh nilai sudut setir dan percepatan yang harus di capai berdasarkan prediksi nilai optimal maka masing – masing variable tersebut akan di olah pada *inner loop* masing – masing yaitu *Longitudinal* dan *Lateral control*.

*Steering control* mengendalikan posisi *steering* menggunakan bantuan *Electric Power Steering* (EPS) untuk meringankan putaran roda, sedangkan untuk *speed control* mengendalikan kecepatan putar motor *Brushless Direct Current* (BLDC) sebagai aktuator yang meregulasi besarnya kecepatan mobil. Metode control yang di gunakan pada *inner loop* adalah fuzzy – PID, dimana sistem kendali fuzzy digunakan untuk tuning parameter PID secara *adaptive* mengikuti nilai referensi yang di hasilkan oleh *outer loop*. PID *control* akan mengendalikan aktuator untuk meminimalisir nilai *error* antara output sudut roda depan dan kecepatan motor BLDC dengan nilai referensi. Nilai sudut *steering* dan kecepatan yang dihasilkan pada masing – masing *inner loop* akan di implementasikan pada model mobil otonom, hasil umpan balik akan dibaca oleh sensor posisi dan kecepatan mobil dan dibandingkan dengan nilai referensi.

### 3.2 Model Autonomous Car

Pemodelan pada mobil otonom meliputi pemodelan dari gerakan mobilnya atau sering disebut model kinematika dan pemodelan dari segi seluruh gaya yang bekerja pada mobil otonom atau sering disebut model dinamika.

#### 3.2.1 Model kinematika



Gambar 3.3 Model Kinematika *Bicycle*

Model kinematika kendaraan disederhanakan menjadi bentuk *bicycle model* karna sudut roda depan kanan dan kiri diasumsikan sama, berdasarkan gambar di atas  $(x,y)$  merupakan *global coordinate* pada roda belakang,  $(x_f, y_f)$  *global coordinate* pada roda depan. [21] Persamaan untuk roda depan dan belakang:

$$\dot{x}_f \sin(\theta + \delta) - \dot{y}_f \cos(\theta + \delta) = 0 \quad (3.1)$$

$$\dot{x} \sin(\theta) - \dot{y} \cos(\theta) = 0 \quad (3.2)$$

Dimana  $\theta$  merupakan orientasi *body frame* kendaraan terhadap *global frame* dan  $\delta$  sudut *steering* roda depan terhadap *body frame*. Persamaan untuk roda depan yang berjarak  $L$  terhadap roda belakang didefinisikan sebagai:

$$x_f = x + L \cos(\theta) \quad (3.3)$$

$$y_f = y + L \sin(\theta) \quad (3.4)$$

Sehingga persamaan 3.4 dan 3.5 dapat disubtitusikan ke dalam persamaan 3.1:

$$\begin{aligned}
0 &= \frac{d(x + L\cos(\theta))}{dt} \sin(\theta + \delta) - \frac{d(y + L\sin(\theta))}{dt} \cos(\theta + \delta) \\
&= (\dot{x} - \dot{\theta}L\sin(\theta))\sin(\theta + \delta) - (\dot{y} + \dot{\theta}L\cos(\theta))\cos(\theta + \delta) \\
&= \dot{x}\sin(\theta + \delta) - \dot{y}\cos(\theta + \delta) \\
&\quad - \dot{\theta}L\sin(\theta)(\sin(\theta)\cos(\delta) + \cos(\theta)\sin(\delta)) \\
&\quad - \dot{\theta}L\cos(\theta)(\cos(\theta)\cos(\delta) - \sin(\theta)\sin(\delta)) \\
&= \dot{x}\sin(\theta + \delta) - \dot{y}\cos(\theta + \delta) \\
&\quad - \dot{\theta}L\sin^2(\theta)\cos(\delta) - \dot{\theta}L\cos^2(\theta)\cos(\delta) \\
&\quad - \dot{\theta}L\sin(\theta)\cos(\theta)\sin(\delta) + \dot{\theta}L\cos(\theta)\sin(\theta)\sin(\delta) \\
&= \dot{x}\sin(\theta + \delta) - \dot{y}\cos(\theta + \delta) - \dot{\theta}L(\sin^2(\theta) + \cos^2(\theta))\cos(\delta) \\
&= \dot{x}\sin(\theta + \delta) - \dot{y}\cos(\theta + \delta) - \dot{\theta}L\cos(\delta)
\end{aligned} \tag{3.5}$$

Persamaan gerakan pada roda belakang didefinisikan pada persamaan 3.5 dengan hubungan kecepatan longitudinal:

$$\dot{x} = v\cos(\theta) \tag{3.6}$$

$$\dot{y} = v\sin(\theta) \tag{3.7}$$

Dengan mensubtitusikan persamaan di atas dengan persamaan 3.5 dihasilkan nilai dari  $\dot{\theta}$ :

$$\begin{aligned}
\dot{\theta} &= \frac{\dot{x}\sin(\theta + \delta) - \dot{y}\cos(\theta + \delta)}{L\cos(\delta)} \\
&= \frac{v\cos(\theta)(\sin(\theta)\cos(\delta) + \cos(\theta)\sin(\delta))}{L\cos(\delta)} \\
&\quad - \frac{v\sin(\theta)(\cos(\theta)\cos(\delta) - \sin(\theta)\sin(\delta))}{L\cos(\delta)} \\
&= \frac{v(\cos^2(\theta) + \sin^2(\theta))\sin(\delta)}{L\cos(\delta)} \\
&= \frac{vtan(\delta)}{L}
\end{aligned} \tag{3.8}$$

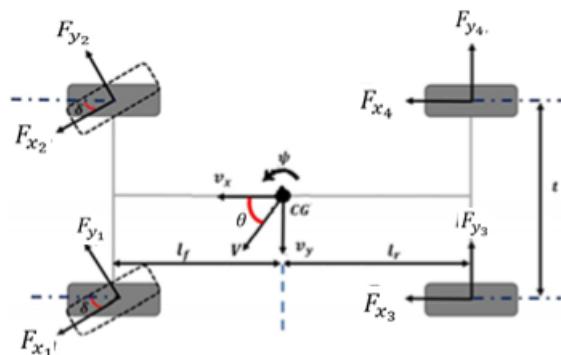
Berdasarkan persamaan di atas dapat disimpulkan model kinematika kendaraan didefinisikan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \\ \left(\frac{\tan(\delta)}{L}\right) \end{bmatrix} v \tag{3.9}$$

### 3.2.2 Model Dinamika

Berbeda dengan definisi model kinematika, model dinamika merupakan model kendaraan yang menggambarkan gerakan kendaraan dalam hal posisi, kecepatan dan akselerasinya dengan mempertimbangkan sejumlah gaya yang bekerja dalam sistem.

Metode umum dalam memperoleh model matematika dari dinamika kendaraan menggunakan persamaan gerakan Newtonian. Gerakan yang diperhitungkan dalam dinamika kendaraan dinotasikan sebagai *degree of freedom* (DOF), dimana semakin banyak sumbu yang dibutuhkan robot, semakin banyak derajat kebebasan yang ia miliki yang memungkinkannya mengakses ruang dalam jumlah yang lebih besar. Beberapa hal yang diperhatikan dalam pemodelan dinamik kendaraan di antaranya massa  $m_b$ , inersia massa  $I_{CG}$  sumbu z, sumbu akselerasi gerakan memanjang pada sumbu x  $a_x$ , gerakan lateral pada sumbu y  $a_y$ , gerakan yaw dengan yaw angle, dan posisi roda masing-masing. [22]



Gambar 3.4 Model Dinamika Kendaraan

Aturan sistem pada hukum newton 2 memperhitungkan sistem translasi dan rotasi. Sistem translasi merupakan jumlah gaya eksternal yang bekerja pada benda dalam arah tertentu sama dengan perkalian antara massa dan percepatan ke arah itu. arah yang diperhitungan terhadap bidang X dan Y atau sering disebut longitudinal dan lateral. Sistem rotasi jumlah gaya eksternal yang bekerja pada benda dalam sumbu tertentu sama yang merupakan perkalian antara massa dan percepatan ke arah itu sumbu yang diperhitungkan adalah sumbu Z atau sering disebut gerakan yaw. Masing-masing persamaan dari gaya tersebut digambarkan dalam sigma untuk menjumlahkan dengan beberapa gaya yang mempengaruhi.

Gaya longitudinal didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= m \cdot a_x \\ F_{x_1} \cdot \cos(\delta) - F_{y_1} \cdot \sin(\delta) + F_{x_2} \cdot \cos(\delta) - F_{y_2} \cdot \sin(\delta) + F_{x_3} + F_{x_4} \\ &= m \cdot a_x\end{aligned}\quad (3.11)$$

Percepatan longitudinal didefinisikan sebagai:

$$a_x = \dot{v}_x + v_y \cdot \omega_z \quad (3.12)$$

Dimana  $\dot{v}_x$  merupakan percepatan sepanjang bidang x dan  $v_y \cdot \omega_z$  percepatan sentripetal ketika mobil berbelok.

Persamaan dinamika lateral didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned}F_{x_1} \cdot \sin(\delta) + F_{y_1} \cdot \cos(\delta) - F_{x_2} \cdot \sin(\delta) + F_{y_2} \cdot \cos(\delta) + F_{y_3} + F_{y_4} \\ = m \cdot a_y\end{aligned}\quad (3.13)$$

Percepatan lateral dapat didefinisikan sebagai:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot \omega_z \quad (3.14)$$

Persamaan yang menggambarkan gerakan yaw adalah keseimbangan torsi yang didefinisikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\frac{w_f(F_{x_1} + F_{x_2})}{2} \sin(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cos(\delta) \cdot l_f + \frac{w_r(F_{x_3} + F_{x_4})}{2} \\ + (F_{y_3} + F_{y_4}) \cdot l_r + = I_z \cdot \alpha_z\end{aligned}\quad (3.15)$$

Dimana  $l_f$  merepresentasikan jarak sepanjang sumbu X dari roda depan ke titik tengah rangka kendaraan,  $l_r$  merupakan jarak sepanjang sumbu X dari roda depan ke titik tengah rangka kendaraan,  $I_z$  mewakili inersia yang merupakan ketahanan mobil terhadap gerakan yaw.

$$\begin{aligned}\alpha_z &= \dot{\omega}_z \\ \omega_z &= \dot{\theta}_z\end{aligned}\quad (3.16)$$

Sudut antara vektor kecepatan dan sumbu memanjang mobil didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned}\theta_{v_f} &= \frac{\dot{y} + l_f \cdot \omega_z}{v_x} \\ \theta_{v_r} &= \frac{\dot{y} - l_r \cdot \omega_z}{v_x}\end{aligned}\quad (3.17)$$

Dimana  $\theta_{v_f}$  adalah ban depan,  $\theta_{v_r}$  adalah ban belakang  $l_f$  merupakan jarak antara titik tengah ban depan dan belakang.  $\omega_z$  kecepatan yaw.

Pada sistem nyata, apabila kendaraan berbelok ke kanan maka roda kanan membutuhkan torsi yang lebih besar agar putaran roda lebih cepat, karena permasalahan tersebut masing – masing putaran roda didefinisikan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} v_{x_1} &= v_x - \omega_z \cdot \frac{d_f}{2} \\ v_{x_2} &= v_x + \omega_z \cdot \frac{d_f}{2} \\ v_{x_3} &= v_x - \omega_z \cdot \frac{d_r}{2} \\ v_{x_4} &= v_x + \omega_z \cdot \frac{d_r}{2} \end{aligned} \quad (3.24)$$

### 3.2.3 Model Ban

Menghitung kekuatan yang dihasilkan antara jalan dan roda digunakan hukum Newton. Hasil eksperimental menunjukkan bahwa gaya ban lateral sebanding dengan sudut slip untuk sudut slip kecil. [23] Sudut slip ban depan dan belakang dapat dihitung sebagai:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta - \theta_{v_f} \\ \alpha_r &= -\theta_{v_r} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Dimana  $\delta$  merepresentasikan sudut roda sehubungan dengan sumbu longitudinal. gaya ban lateral pada roda depan dan belakang dapat diekspresikan sebagai:

$$F_{y_f} = C_{\alpha f} \cdot \alpha_f f = 1,2 \quad (3.26)$$

Dimana  $C_{\alpha f}$  merupakan cornering stiffness yang merupakan fungsi dari tekanan roda, beban vertical, ukuran dan bentuk ban. Gaya longitudinal roda dipengaruhi oleh kecepatan sudut dan ratio slip roda.

$$\sigma = \frac{\omega_w R_w - V_x}{V_x} \quad (3.27)$$

Gaya Longitudinal pada ban dimodelkan sebagai:

$$F_{x_{ij}} = C_{\sigma f} \cdot \sigma x_{fij} = 3,4 \quad (3.28)$$

Dimana  $C_{\sigma f}$  dan  $C_{\sigma r}$  merupakan represensi *cornering stiffness* dari ban depan dan belakang.

Model ini mengasumsikan bahwa kendaraan simetris, gerakan roll dan pitch diabaikan dan gerakan linear dalam sumbu z juga diabaikan. Karena dinamika motor listrik, drivetrain, dan dinamika roda tidak dipertimbangkan maka input model dinamis akan menjadi sudut kemudi dan kecepatan sudut.

$$\begin{cases} a_x = -v_y \cdot v_z + \frac{1}{m} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \cdot \cos(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cdot \sin(\delta) + F_{x_3} + F_{x_4}] \\ a_y = -\dot{x} \cdot \dot{\theta} + \frac{1}{m} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \cdot \sin(\delta) - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cdot \cos(\delta) + F_{y_3} + F_{y_4}] \\ a_z = \frac{1}{I_z} [(F_{x_1} + F_{x_2}) \cdot \sin(\delta) \cdot l_f - (F_{y_1} + F_{y_2}) \cdot \cos(\delta) \cdot l_f + (F_{y_3} + F_{y_4}) \cdot l_r] \end{cases} \quad (3.29)$$

Model ini mengasumsikan bahwa kendaraan simetris, gerakan roll, dan pitch dan gerakan linear dalam sumbu z juga diabaikan, karena dinamika motor listrik, drivetrain, sistem rem, dan dinamika roda tidak dipertimbangkan, besar sudut roda depan dan percepatan sudut mobil menjadi input model dinamika.

Bentuk transformasi model dari bentuk gaya yang bekerja pada mobil berdasarkan kecepatan roda dan perhitungan *tire slip* pada persamaan 3.26 dan 3.28, dihasilkan *state space* model dinamika yang mendefinisikan kecepatan dan percepatan mobil dan juga nilai deviasi laeral dan yaw sebagai berikut:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -v_y v_z + \frac{1}{m} \left( ((C_{x3} \cdot \sigma x_{f3}) + (C_{x4} \cdot \sigma x_{f4})) + ((C_x \sigma x_{f1}) + (C_x \sigma x_{f2})) \cos(\delta) \right) \\ -((-C_{y1} \alpha_{f1} - \delta) + (-C_{y2} \alpha_{f2} - \delta)) \sin(\delta) \\ -v_x v_z + \frac{1}{m} \left( ((-C_{y1} \alpha_{f1} - \delta) + (-C_{y2} \alpha_{f2} - \delta)) \cos(\delta) - ((C_{x1} \cdot \sigma x_{f1}) + (C_{x1} \cdot \sigma x_{f2})) \sin(\delta) \right) \\ \frac{1}{I_z} \left( -l_r ((-C_{y3} \alpha_{r3}) + (-C_{y4} \alpha_{r4})) + \left( \frac{w_r (C_{\sigma f3} \cdot \sigma x_{r3}) + (C_{\sigma f4} \cdot \sigma x_{r4})}{2} \right) + \left( \frac{w_f ((C_x \sigma x_{f1}) + (C_x \sigma x_{f2}))}{2} \right) \sin(\delta) \right) \\ + l_f ((-C_{y1} \alpha_{f1} - \delta) + (-C_{y2} \alpha_{f2} - \delta)) \cos(\delta) \\ -\frac{1}{\tau} V_x \\ V_y \rho - V_x \\ V_z - V_x \rho \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Dimana,  $\dot{x}_1$  percepatan longitudinal,  $\dot{x}_2$  percepatan lateral,  $\dot{x}_3$  percepatan yaw,  $\dot{x}_4$  percepatan longitudinal,  $\dot{x}_5$  deviasi lateral, dan  $\dot{x}_6$  merupakan deviasi yaw[24].  $\rho$  merupakan curvature jalan,  $C_x$  dan  $C_y$  merupakan konstanta *tire stiffness* dan *cornering stiffness*,  $\alpha$  dan  $\sigma$  merupakan sudut side slip dan longitudinal tire slip dimana nilainya diperoleh dari persamaan 3.26 dan 3.27.

Model 3DOF yang diperoleh akan disederhanakan dengan mengasumsikan bahwa nilai sudut kemudi yang efektif ( $\alpha i$ ,  $i = f$ ) kecil, sehingga nilai dari  $\tan(\varepsilon i) \approx \varepsilon i$ . Sebagai tambahan, sudut kemudi juga diasumsikan kecil ( $\delta i$ ,  $i = f$ ). Sehingga diperoleh  $\cos(\delta i) \approx 1$ ,  $\sin(\delta i) \approx \delta i$ , dan  $\delta i \sin(\delta i) \neq 0$ . Model *state space* kendaraan menjadi:

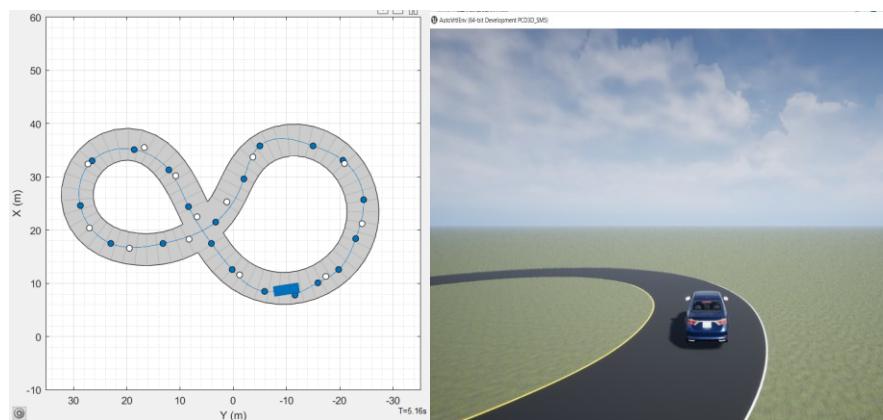
$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 x_2 + x_4 \\ a_1 x_2 + a_2 x_3 + b_1 u_2 \\ a_3 x_2 + a_4 x_3 + b_2 u_2 \\ (\frac{1}{\tau})(-x_4 + u_1) \\ x_2 - x_1 x_6 \\ x_3 - x_1 \rho \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

$$\text{Dimana } a_1 = \frac{1}{m} \left( -\frac{2C_f + 2C_r}{x(1)} \right)$$

$$\begin{aligned}
a_2 &= \frac{1}{m}(-(2C_f l_f - 2C_r l_r)x(1)) - x(1) \\
a_3 &= \frac{1}{I_z}(-(2C_f l_f - 2C_r l_r)x(1)) \\
a_4 &= \frac{1}{I_z}(-(2C_f l_f^2 - 2C_r l_r^2)x(1)) \\
b_1 &= \frac{2C_f}{m} \\
b_2 &= \frac{2C_f l_f}{I_z}
\end{aligned}$$

### 3.3 Perancangan Outer Loop Control

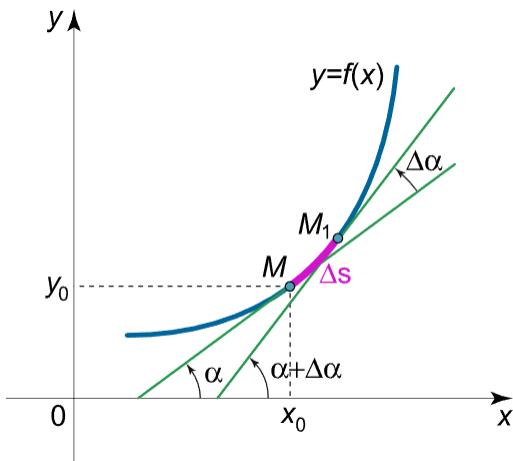
Metode *predictive control* yang diusulkan pada penelitian ini merupakan *Multivariable Predictive Control* menggunakan algoritma NMPC (Nonlinear Model Predictive Control) untuk menentukan nilai posisi dan kecepatan mobil. Tujuan dari implementasi sistem kontrol NMPC pada *autonomous car* adalah yaitu agar mobil mampu melakukan pelacakan lintasan (*path tracking*), yang dimaksud dengan *trajectory tracking* adalah, mobil memiliki kemampuan untuk mengikuti jalur lintasan yang diberikan dengan presisi. Tujuan akhirnya adalah meminimalkan *error* antara lintasan yang ditempuh dengan lintasan yang diberikan. Referensi jalan yang diberikan dirancang melalui *driver scenario* matlab seperti gambar



Gambar 3.5 *Driving Scenario Designer*

Titik jalur dari *driving scenario* akan disimpan dalam bentuk matlab data dan akan digunakan untuk menghitung nilai *curvature* sebagai nilai masukan

*controller*. Curvature merupakan parameter yang nilainya menggambarkan seberapa tajam sebuah tikungan/belokan yang dihasilkan dari sebuah titik di suatu kurva tertentu. Seperti digambarkan pada gambar 3.6 sebuah kurva dengan fungsi  $y = f(x)$ , asumsikan garis singgung ditarik pada point  $M$  dan  $M_1$  sehingga terbentuk sudut  $\alpha$  antara garis singgung pada satu titik tersebut dengan garis horizontal. Pada setiap perpindahan  $\Delta s$  antar titik sepanjang curva maka akan mempengaruhi perubahan sudut tangen  $\alpha$  menjadi  $\alpha + \Delta\alpha$



Gambar 3.6 Curvature jalan

$$K = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta\alpha}{\Delta s} \right| \quad (3.32)$$

Dari persamaan tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai *curvature* mempengaruhi besar kecepatan mobil yang harus dijalankan. Kurva bidang yang diberikan oleh persamaan  $y = f(x)$ , kelengkungan pada suatu titik  $M(x, y)$  dinyatakan dalam turunan fungsi pertama dan kedua oleh rumus.

$$K = \frac{|y''(x)|}{[1+(y'(x))^2]^{\frac{3}{2}}} \quad (3.33)$$

Nilai *curvature* yang dihasilkan akan digunakan sebagai masukan kontroler agar mobil mampu mengikuti lintasan dengan baik, maka sistem kontrol NMPC diterapkan pada sistem. Dengan mengambil kembali persamaan dinamika pada persamaan 3.31, sistem *nonlinear* dengan  $n$  *input*,  $m$  *output* dan  $p$  *state* dapat direpresentasikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= f(x(k), u(k)) \\ y(k) &= g(x(k)) \end{aligned} \quad (3.34)$$

Berdasarkan persamaan *state space* model kendaraan pada 3.34 menggunakan persamaan deret Taylor, sistem nonlinear tersebut dapat disusun di sekitar titik operasi  $[x_0(k), u_0(k)]$  ke sistem linear ditambah term nonlinear yang tidak diketahui, direpresentasikan dalam persamaan berikut:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= f(x_0(k), u_0(k)) + \frac{\Delta f(x,u)}{\partial x} \Big|_{x_0(k), u_0(k)} (x(k) - x_0(k)) + \\ &\quad \frac{\Delta f(x,u)}{\partial u} \Big|_{x_0(k), u_0(k)} (u(k) - u_0(k)) + \varepsilon(k) \end{aligned} \quad (3.35)$$

Dimana  $f(x_0(k), u_0(k)) = \dot{x}(k)$ ,

Pada saat kendaaran melakukan *path tracking*, posisi dan kecepatan mobil akan dibandingkan dengan menentukan besar *error* yang dihasilkan antara *waypoint* referensi dan output mobil. Berdasarkan model persamaan diferensial yang dijelaskan pada persamaan 3.29, pengendalian gerakan mobil dipengaruhi oleh tiga variable yaitu percepatan longitudinal (terhadap sumbu X), percepatan lateral (terhadap sumbu Y), dan percepatan yaw (terhadap sumbu Z). Menggunakan persamaan deret Taylor seperti yang dijelaskan pada persamaan 3.35 dan mendefinisikan masing-masing.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta f_1(x_3(k), u(k))}{\Delta x_1} &= a_{11} = x(2) \\ \frac{\Delta f_1(x_3(k), u(k))}{\Delta x_2} &= a_{12} = x(1) \\ \frac{\Delta f_1(x_3(k), u(k))}{\Delta x_4} &= a_{14} = 1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta f_2(x_1(k), u(k))}{\Delta x_1} &= a_{21} \\ \frac{\Delta f_2(x_1(k), u(k))}{\Delta x_2} &= a_{22} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta f_2(x_1(k), u(k))}{\Delta x_3} &= a_{23} \\
&= \left( \frac{1}{m} (2C_f + 2C_r)x(3)^2 x(1) + \left( \left( \frac{1}{m} (2C_f l_f - 2C_r l_r)x(3)^2 \right) \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - 1 \right) x(2) \right) \\
\frac{\Delta f_3(x_2(k), u(k))}{\Delta x_1} &= a_{31} \\
\frac{\Delta f_3(x_2(k), u(k))}{\Delta x_2} &= a_{32} \\
\frac{\Delta f_3(x_3(k), u(k))}{\Delta x_3} &= a_{33} \\
&= \left( \frac{1}{I_z} (2C_f l_f - 2C_r l_r)x(3)^2 \right) x(1) \\
&\quad + \left( \frac{1}{I_z} (2C_f l_f - 2C_r l_r(x(3)^2))x(3)^2 \right) x(2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta f_4(x_4(k), u(k))}{\Delta x_4} &= a_{44} = -\frac{1}{tau} \\
\frac{\Delta f_5(x_5(k), u(k))}{\Delta x_1} &= a_{51} = 1 \\
\frac{\Delta f_5(x_5(k), u(k))}{\Delta x_3} &= a_{53} = x(6) \\
\frac{\Delta f_5(x_5(k), u(k))}{\Delta x_6} &= a_{56} = x(3) \\
\frac{\Delta f_6(x_5(k), u(k))}{\Delta x_3} &= a_{63} = 1
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta f_2(x_5(k), u(k))}{\Delta u_2} &= b_{22} = 1 \\
\frac{\Delta f_3(x_5(k), u(k))}{\Delta u_2} &= b_{32} = 1 \\
\frac{\Delta f_4(x_5(k), u(k))}{\Delta u_1} &= b_{41} = x_4
\end{aligned}$$

Persamaan hasil tersebut dapat disusun kedalam persamaan *state space* (3.36) berikut:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3x_2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & a_1x_2 & a_2x_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_3x_2 & a_4x_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ x_6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} - \\
\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ x_1 \end{bmatrix} \rho \left\{ - \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & a_{14} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & a_{53} & 0 & 0 & a_{56} \\ 0 & 0 & a_{63} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & b_{22} \\ 0 & b_{32} \\ b_{41} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} [\alpha] \right\}$$

(3.36)

maka model matrik sistem yang diperoleh:

*Am*

$$= \begin{bmatrix} x_3x_2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & a_1x_2 & a_2x_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_3x_2 & a_4x_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ x_6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ x_1 \end{bmatrix} \rho \left\{ - \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & a_{14} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & a_{53} & 0 & 0 & a_{56} \\ 0 & 0 & a_{63} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & b_{22} \\ 0 & b_{32} \\ b_{41} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} [\alpha] \right\}$$

*Bm* =

$$\begin{bmatrix} x_3x_2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & a_1x_2 & a_2x_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_3x_2 & a_4x_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ x_6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & b_{22} \\ 0 & b_{32} \\ b_{41} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

(3.37)

Matrik Am dan Bm yang tersusun pada persamaan 3.36 berisi elemen sebagian dari variabel state x yang membuat matrik tersebut menjadi *dependent*. Pada perancangan NMPC proses adaptasi model akan terus diperbarui setiap sampling waktu dimana nilai state tersebut diperoleh dari state feedback dari plant. Dalam perancangan kontroler NMPC terdapat beberapa tahap yang dilakukan antara lain sebagai berikut:

### 1. Menentukan *augmented* model dari sistem

Model sistem output feedback yang diperoleh dari sistem akan diestimasi sehingga diperoleh model sistem dependent  $A_m$  dan  $Bm$  seperti pada persamaan 3.37, selanjutnya dari persamaan tersebut akan diperoleh persamaan *augmented model* seperti pada persamaan 2.53.

## 2. Menghitung prediksi state dan variabel keluaran

Jumlah prediksi state didefinisikan dalam vector  $F$  dan  $\phi$  dimana berisi sejumlah elemen state prediksi yang kita tentukan seperti pada persamaan 2.59 akan ditentukan oleh prediksi state dan variabel keluaran sepanjang *prediction horizon*.

## 3. Menghitung optimasi sinyal kontrol

Perhitungan optimasi dengan minimize cost function terhadap batasan – batasan yang diberikan untuk nilai state dan input sehingga menghasilkan input kontrol. Nilai input optimal tersebut akan digunakan untuk meminimalisir kesalahan antara output aktual dengan referensi dengan seperti yang dijelaskan pada persamaan:

$$\min_u J = (R_s - Y)^T (R_s - Y) + \Delta U^T R \Delta U \quad (3.38)$$

Dimana output yang akan dibandingkan dengan referensi jalan yang diberikan adalah posisi X, Y dan Z mobil dan nilai input kontrol beru Dengan batasan:

$$\begin{aligned} 30 \text{ km/h} &\leq \mu(t_k, X) \leq 60 \text{ km/h}, t_k \in T_p \\ -1 \text{ m} &\leq \mu(t_k, X) \leq 1 \text{ m}, t_k \in T_p \\ 0.2 \text{ rad} &\leq \mu(t_k, X) \leq 0.2 \text{ rad}, t_k \in T_p \\ -3 \text{ m/s} &\leq \mu(t_k, U) \leq 3 \text{ m/s}, t_k \in T_c \\ -0.6 \text{ rad/s} &\leq \mu(t_k, U) \leq 0.6 \text{ rad/s}, t_k \in T_c \\ x(t_0) &= x(0) \text{ given} \end{aligned} \quad (3.39)$$

## 4. Keluaran sinyal kontrol

Keluaran dari sinyal kontrol yang diperoleh sepanjang control horizon pada setiap sampling waktu akan diambil nilai pertama dan akan diimplementasikan ke plant model dan proses perhitungan optimal untuk

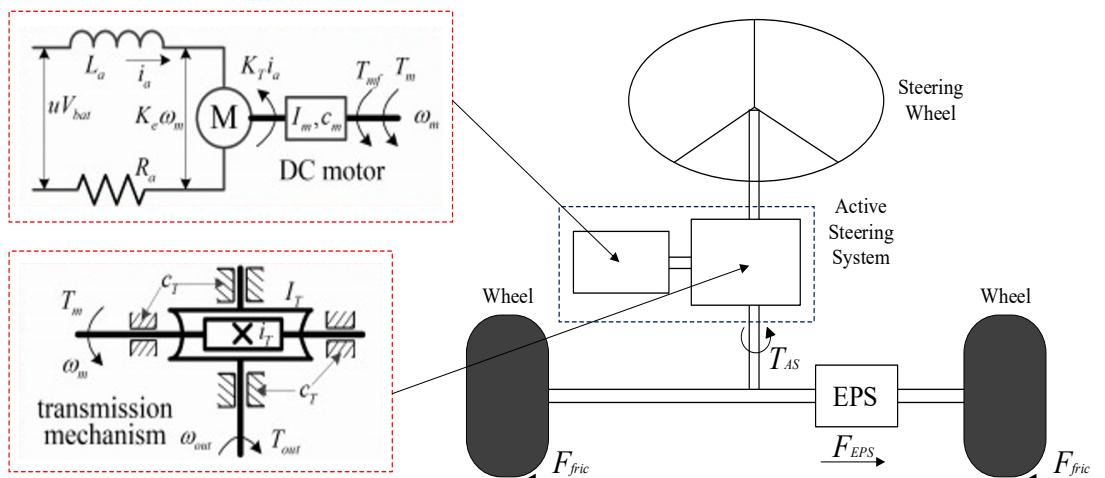
nilai ini akan berulang setiap pergeseran control horizon, nilai sinyal input kontrol diperoleh dari persamaan berikut:

$$u(k) = \Delta u(k) - u(k - 1) \quad (3.40)$$

Terdapat dua nilai input kontrol pada sistem ini yaitu percepatan yang dihasilkan dari motor penggerak mobil dan sudut steering yang dihasilkan dari motor EPS. Pada pengendalian *steering* nilai input kontrol dibatasi seperti didefinisikan dalam batasan pertidaksamaan pada persamaan 3.39 dikarenakan keterbatasan mekanik dari roda mobil.

### 3.4 Perancangan *inner loop control*

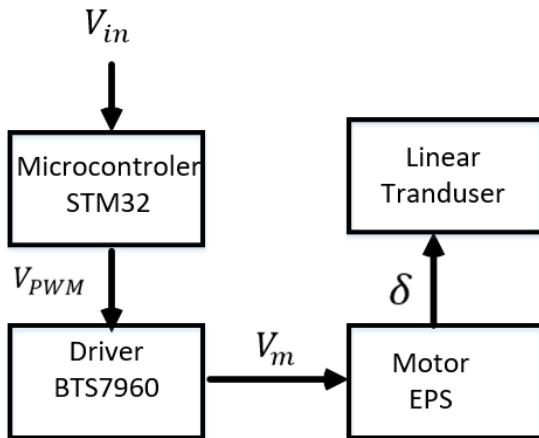
Pada penggerak *steering* dan kecepatan menggunakan motor DC yang diteganginya oleh PWM. Pada pengendalian motor *steering* torsi yang dihasilkan motor DC tidak cukup kuat untuk mendorong gear putaran roda, maka sistem ASS dibantu oleh *Electric Power Steering* (EPS) untuk meringankan putaran roda. Kedua sistem tersebut bekerjasama untuk mencapai *steering target*.



Gambar 3.7 Skema *Automatic Steering System*

Prinsip kerja pada pengendalian EPS (*Electric Power Steering*) untuk *steering control* pada penelitian ini adalah dengan mengatur tegangan motor EPS dengan merugalasi tegangan PWM untuk mengatur besar dan arah putaran secara

otomatis sebagai pengganti kerja *steering wheel*. Pengendalian motor EPS tersebut menggunakan metode PID, dikarenakan motor yang digunakan adalah model motor DC.



Gambar 3.8 Pengukuran sistem *open loop* sistem steering

Berdasarkan gambar diagram alur diatas proses identifikasi dan pemodelan motor EPS dilakukan melalui eksperimen untuk mendapatkan pemodelan matematika atau disebut metode *black box*. [25] menggunakan nilai input yang diberikan pada driver motor dan pengukuran yang dibaca sensor sudut didapatkan model transfer function:

$$y(t) = G(q, \theta)u(t) + H(q, \theta)e(t) \quad (3.41)$$

Dimana  $q$  merupakan *shift register*,  $e(t)$  white noise,  $G(q, \theta)$  dan  $H(q, \theta)$  fungsi yang menyatakan parameter yang tidak diketahui. Sehingga struktur umum persamaan:

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (3.42)$$

Bentuk polinomial digambarkan sebagai berikut:

$$X(q) = 1 + x_1q^{-1} + \dots + x_{n_x}q^{-n_x} \quad (3.43)$$

Dimana X representasi dari A, C, D, F dan  $n_x$  adalah jumlah orde polynomial. Bentuk polynomial pada B(q) dengan gambaran kemungkinan adanya delay sebagai berikut:

$$B(q) = b_{n_k}q^{-n_k} + \dots + X_{n_k+n_b-1}q^{-(n_k+n_b-1)} \quad (3.44)$$

Selanjutnya menggunakan transformasi laplace untuk mengubah persamaan domain waktu menjadi domain frekuensi diperoleh persamaan *transfer function*:

$$H(s) = \frac{0.05892s + 0.04509}{s^2 + 0.2699s + 0.4241} \quad (3.45)$$

Pemodelan untuk sistem kecepatan dengan penggerak motor BLDC menggunakan data spesifikasi motor dari pihak perancang penggerak mobil, menggunakan persamaan 2.40 diperoleh model orde dua yang menggambarkan hubungan antara input tegangan dengan kecepatan sudut motor. Nilai Parameter motor BLDC yang terdapat pada model motor BLDC sebagai berikut:

Tabel 3.2 Parameter motor BLDC

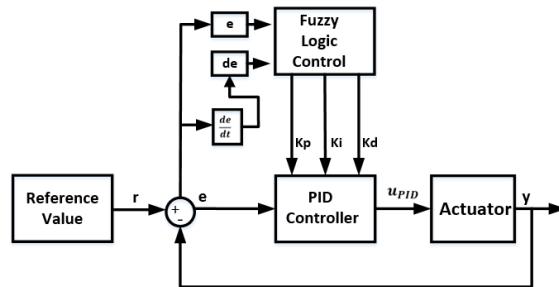
Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Rotor Inertia	J	1.2381	$kg \cdot m^2$
Voltage Constant	$K_e$	3.688	$Vs/rad$
Torque Constant	$K_t$	0.0029	$Ns/rad$
Armature Resistance	$R_a$	1.61	$ohm$
Armature Inductance	$L_a$	0.5232	$mH$
Friction Coefficient	$K_f$	0.00297	$Ns/rad$

Berdasarkan nilai parameter yang diperoleh dan persamaan 2.40 diperoleh model transfer funxtion BLDC sebagai berikut:

$$H(s) = \frac{4.8149}{s^2 + 1.582s + 17.83} \quad (3.46)$$

Pengendalian pada *inner loop* menggunakan metode kombinasi antara *fuzzy* dengan PID. Metode *fuzzy* digunakan untuk *self-tuning* parameter Kp, Ki, Kd. Nilai parameter PID akan diperbaharui berdasarkan besar nilai *error* dan *delta error* antara *output plant* dengan nilai referensi. *Plant* pada loop ini terdiri dari motor *Electric Power Steering (EPS)* untuk mengatur besar sudut roda dan motor *Brushless DC (BLDC)* untuk mengendalikan kecepatan mobil. Pemodelan motor BLDC seperti yang dijelaskan pada persamaan 2.37, dimana nilai parameter motor

diseduaikan dengan motor BLDC fin Komodo. Metode kontrol yang diusulkan pada *inner loop* digambarkan dalam skema dan persamaan berikut:



Gambar 3.9 Skema *inner loop control*

Nilai *set point* sistem yang dihasilkan pada NMPC merupakan variabel yang dinamis, maka dibutuhkan metode control yang adaptive, Parameter gain *proportional, integral dan derivative* pada PID kontrol diatur dengan adaptive mengikuti perubahan sistem. Perhitungan untuk update nilai parameter PID dijelaskan pada persamaan berikut:

$$\begin{pmatrix} K_{pu} = K_p \cdot K_{p0}, \\ K_{iu} = K_i \cdot K_{i0}, \\ K_{du} = K_d \cdot K_{d0}, \end{pmatrix} \quad (3.47)$$

Dimana  $K_{pu}$  merupakan nilai update gain proporsional dan  $K_{p0}$  merupakan nilai gain awal proporsional (*constant*). Sehingga persamaan sinyal kontrol pada *self-tuning* PID sebagai berikut:

$$u_{PID} = K_{pu}e(t) + K_{iu} \int e(t) + K_{du} \frac{d(e)}{dt} \quad (3.48)$$

Nilai parameter untuk *tuning fuzzy logic control* diperoleh dari nilai *error* saat sistem *close loop*, dari nilai *error* tersebut digunakan untuk acuan dalam menentukan nilai *input fuzzy* yaitu *error* dan *delta error*. Nilai awal *output fuzzy* pada masing – masing aktuator ditentukan dengan pengujian *trial error* untuk nilai  $K_p$ ,  $K_i$  dan  $K_d$ , setelah itu nilai tersebut digunakan sebagai nilai tengah acuan dalam menentukan *range*, diperoleh nilai sebagai berikut:

Perancangan kontrol *self-tuning* menggunakan *fuzzy logic control* (FLC) dengan input *error* dan *delta error* pada *inner loop* seperti yang dijelaskan pada sub bab 2.2.5 terdiri dari fuzzifikasi, penentuan *rule base*, dan defuzzifikasi.

Pada penelitian digunakan 5 *membership function* yang akan menentukan rule fuzzy. Nilai input pada metode ini berupa nilai *error* dan *delta error* yang dihasilkan dari selisih antara *output* dan *set point* sistem, penentuan *range* untuk kedua *input* tersebut berdasarkan nilai *error* dan *delta error* sistem *close loop*. Pada sistem motor BLDC didapatkan nilai *error* dan *delta error* sebesar 0.7 dan 0.1 sehingga diberikan *range error* dari 0.3 hingga 1.1 dan untuk *delta error* -0.3 hingga 0.5. Pada sistem *close loop steering* diperoleh nilai *error* dan *delta error* sebesar 0.8 dan 0.01 sehingga diberikan *range error* 0.4 hingga 1.2 dan *delta error* -0.03 hingga 0.05.

Pada sistem ini nilai *output* berupa parameter nilai K<sub>p</sub>, K<sub>i</sub>, dan K<sub>d</sub> yang adaptif mengikuti nilai  $\alpha_d$  dan  $\delta_d$  yang dihasilkan dari perhitungan nonlinear MPC pada sistem *outerloop*. Penentuan nilai awal untuk parameter PID pada masing-masing penggerak melalui *trial-error* dengan mengambil nilai parameter terbaik yang akan digunakan sebagai nilai kondisi awal dan acuan untuk menentukan *range output fuzzy*. Berdasarkan trial error yang dilakukan didapatkan nilai awal untuk gain K<sub>p</sub>, K<sub>i</sub> dan K<sub>d</sub> seperti yang tercantum pada Tabel 3.3 berikut:

Tabel 3.3 Parameter *tuning fuzzy*

Parameter BLDC		Parameter EPS	
$e$	0.3 – 1.1	$e$	0.4 - 1.2
$d_e$	-0.3 – 0.5	$d_e$	-0.03 – 0.05
$k_{p0}$	30	$k_{p0}$	60
$k_{i0}$	20	$k_{i0}$	40
$k_{d0}$	10	$k_{d0}$	9
$k_{pr}$	10-50	$k_{pr}$	40 - 80
$k_{ir}$	10-30	$k_{ir}$	30 -50
$k_{dr}$	8-12	$k_{dr}$	8 - 10

Langkah selanjutnya setelah menentukan *membership function* untuk nilai *input* dan *output* maka kita perlu untuk menentukan *rule fuzzy*. Jumlah *rule fuzzy* yang diberikan menyesuaikan jumlah membership function, dimana pada sistem ini diberikan 5 *membership function* untuk masing – masing *input* sehingga dihasilkan *rule* sebanyak 25. Penentuan *rule fuzzy* berdasarkan karakter sistem yang kita inginkan. Penentuan rule dilakukan berdasarkan karakteristik yang diinginkan seperti meminimalisir *overshoot*, mengurangi jumlah sinyal osilasi dan mempercepat *settling time*.

Tabel 3.4 *Rule Fuzzy*

$e/de$	NB	NS	Z	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NS	Z
NS	NB	NB	NS	Z	PS
Z	NB	NS	Z	PS	PB
PS	NS	Z	PS	PB	PB
PB	Z	PS	PB	PB	PB

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 4

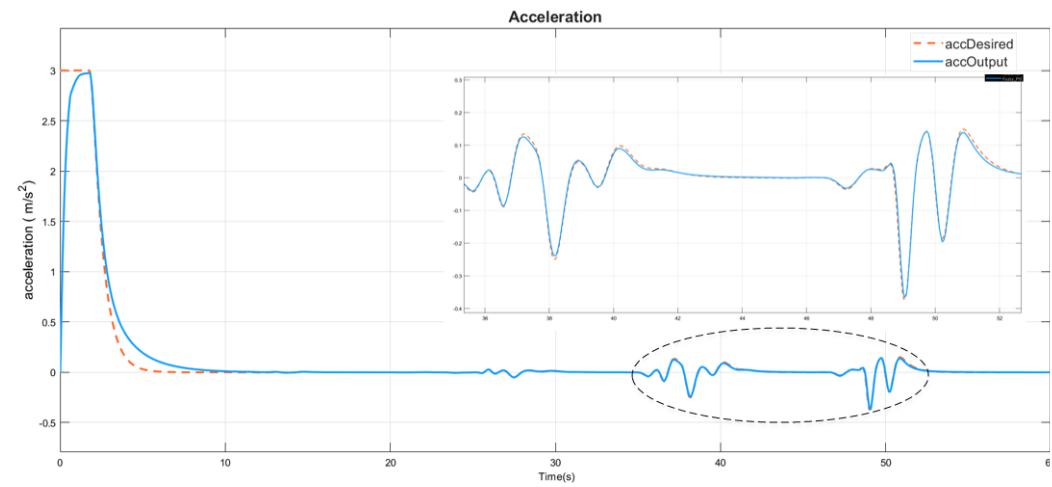
### HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini akan menganalisa hasil simulasi yang dilakukan berdasarkan hasil perancangan sistem yang dijelaskan pada bab 3. Simulasi dilakukan untuk menguji performa desain sistem kontrol, pertama pengujian untuk performa sistem *adaptive control fuzzy*- PID pada motor penggerak dan sistem *steering* mobil dan kedua pengujian untuk sistem yang diusulkan *cascade NMPC* dengan *fuzzy PID*. Pengujian dilakukan dengan dua skenario lintasan yaitu Double Lane Change (DLC) dan *Exit Highway* (EH) dengan parameter kontrol yang berbeda.

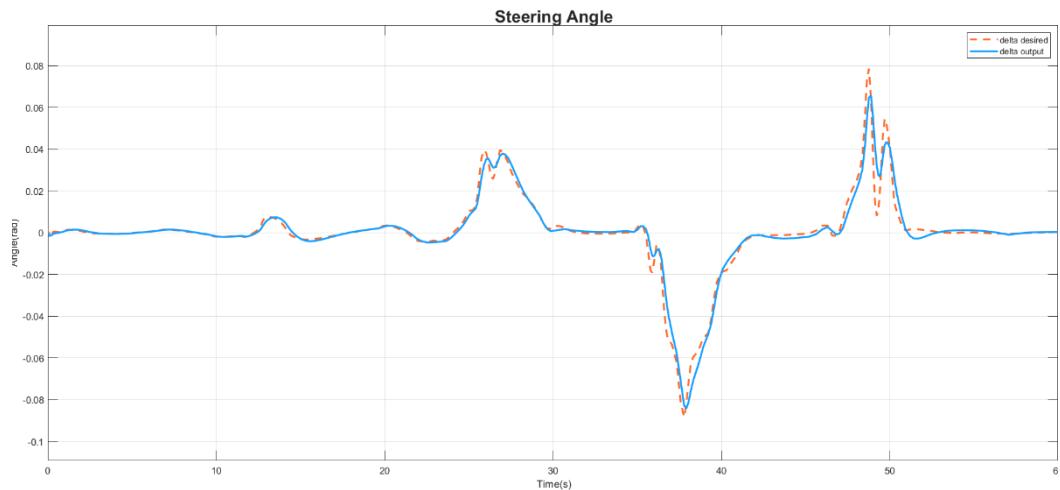
#### 4.1 Pengujian inner loop

Pengujian *inner loop* kontrol dilakukan untuk menguji performa *self-tuning* PID menggunakan fuzzy mamdani. Nilai referensi pada sistem ini berupa hasil input kontrol optimal yang diperhitungkan pada kontroler NMPC yaitu berupa percepatan dan sudut *steering* roda. Perancangan *inner loop* bertujuan untuk mengendalikan aktuator penggerak dan steering mobil dikarenakan perubahan nilai manipulated variable yang dihasilkan dari outer loop kontrol membutuhkan tuning parameter yang adaptive, faktor lain juga dikarenakan terdapat efek *backlash* dari sistem *steering* dikarenakan efek *gear* saat terjadi perubahan arah putar roda sehingga adaptive PID ini digunakan sebagai kompensator untuk mengatasi masalah tersebut.

Grafik di bawah ini menunjukkan performa dari sistem kontrol pada *inner loop* dengan memberikan nilai referensi berupa nilai input optimal yang dihasilkan Nonlinear Model Prediction Control dengan nilai maksimum kecepatan 18 m/s, Nilai parameter *prediction* dan *control horizon* 10 dan 2 pada skenario *double lane change*.



a



b

Gambar 4.1Grafik respon percepatan dan sudut *steering* roda pada sistem *inner loop* pada skenario *double change*

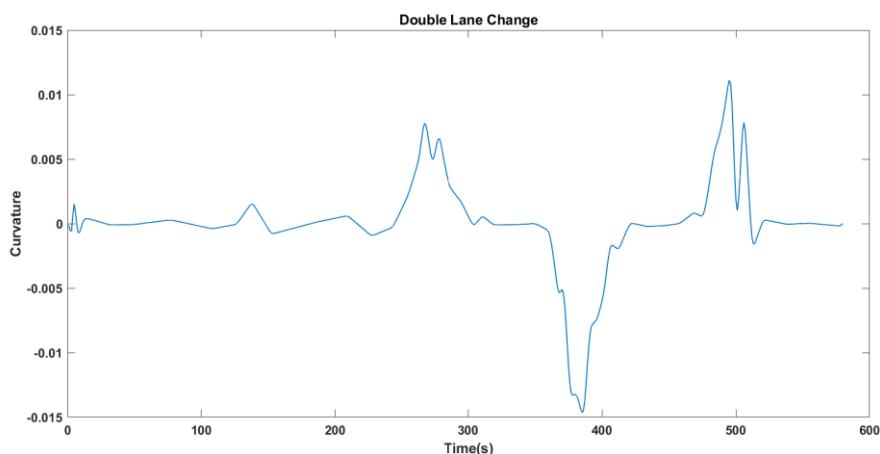
Nilai referensi yang digunakan pada sinyal uji seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5 di atas merupakan nilai input optimal skenario *double lane change*. Berdasarkan grafik pada gambar 4.5a dengan input berupa nilai percepatan roda dihasilkan kontroler mampu mengendalikan sistem dengan menghasilkan respon output sistem mendekati nilai referensi yang diberikan, hal tersebut juga dibuktikan dengan nilai *Mean Square Error* antara nilai referensi dengan output aktual sebesar 2.342e-07

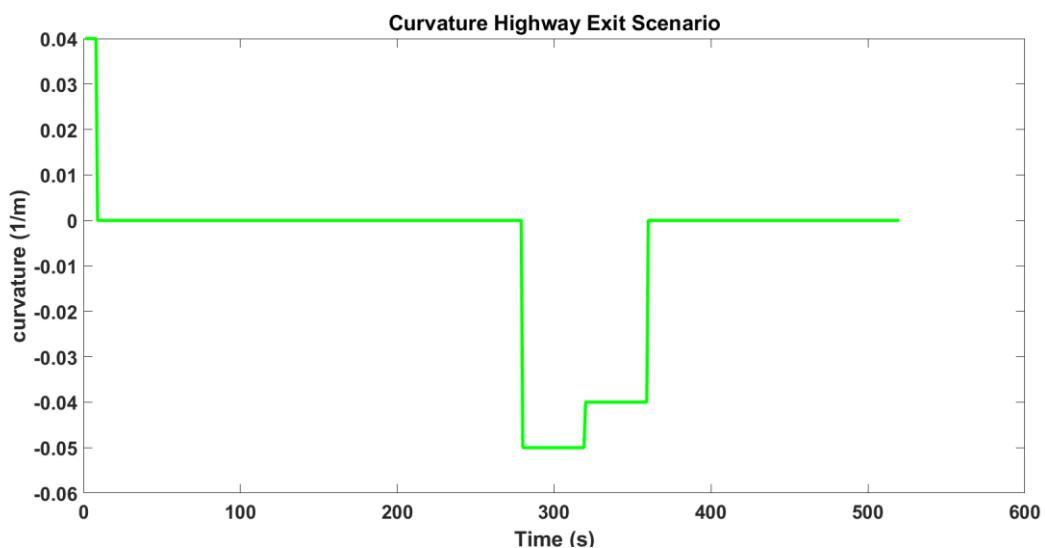
Pada gambar 4,5b input referensi yang diberikan berupa nilai optimal untuk input kontrol yang kedua yaitu sudut *steering*, berdasarkan gambar grafik respon tersebut dapat dilihat kontroler mampu mengendalikan sistem sedemikian rupa sehingga *output* mengikuti nilai referensi dengan adaptive, hal tersebut juga dapat dilihat dengan nilai *mean square error* antara nilai delta referensi yang dihasilkan NMPC dengan delta output hasil sistem *inner loop* yaitu 1.752e-08.

#### 4.2 Pengujian sistem *cascade*

Pada sub bab ini membahas tentang pengujian sistem dengan kontroler *nonlinear model predictive control*, menggunakan skenario jalan yang dirancang dari nilai curvature untuk menguji kontroler dalam menghitung nilai *manipulated variable* yang optimal. Nilai parameter kontrol *prediction horizon* dan *control horizon* divariasi untuk mengetahui batas kemampuan nilai prediksi yang bisa digunakan untuk mengendalikan gerakan mobil saat melakukan *path tracking*.

Simulasi ini bertujuan untuk menguji *nonlinear model predictive control* yang telah dirancang agar dapat melakukan kontrol gerakan mobil mengikuti *waypoint* yang telah diberikan dengan memperhitungkan nilai input optimal yang harus dicapai. *Waypoint* yang diberikan berupa titik x y dan yaw yang di bentuk dari curvature untuk menguji perhitungan nilai optimal input percepatan terhadap output kecepatan mobil atau sering disebut gerak longitudinal dan input sudut *steering* terhadap posisi mobil atau gerak lateral, untuk pengujian *tracking* di gunakan dua skenario yang berbeda, yaitu *double lane change* dan *highway exit*. Nilai curvature yang di berikan sebagai berikut:



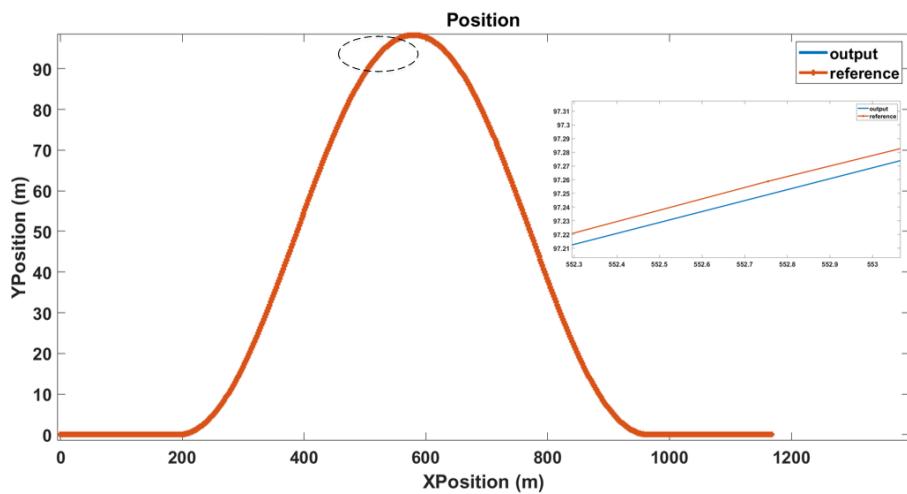


Gambar 4.2 Curvature scenario *Double Lane Change* dan *Highway Exit*

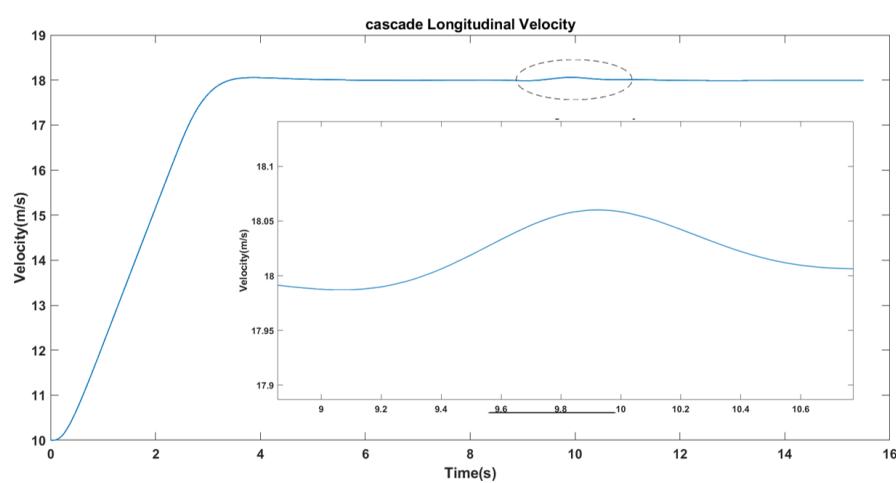
Nilai parameter *Prediction Horizon*  $N_p$  divariasikan dengan nilai 10, 20, dan 40 dengan nilai *control horizon* 2, hasil tersebut akan dibandingkan dengan menghitung nilai deviasi lateral dan yaw. Nilai deviasi lateral merupakan selisih antara posisi COG (Centre of Gravity) mobil dengan *waypoint reference* pada sumbu Y, nilai batasan yang diberikan pada kontroler untuk deviasi lateral adalah  $-1m \leq e_l \leq 1m$  dikarenakan lebar jalan yang ditentukan adalah 6meter, sedangkan deviasi yaw merupakan selisih sudut antara *velocity vector* mobil dengan Vx atau arah gerak mobil seperti yang dijelaskan pada persamaan bab 3 dengan batasan yang diberikan  $-0.2 \text{ rad} \leq e_y \leq 0.2 \text{ rad}$ .

#### 4.2.1 Pengujian sistem dengan skenario *Double lane change*

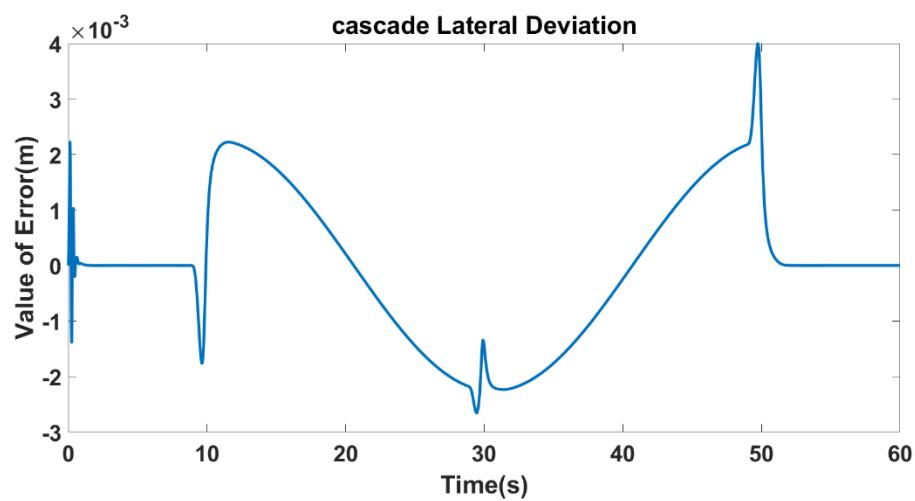
Pengujian pertama dengan skenario *double lane change* dengan dua arah belok setelah jalan lurus dengan asumsi apabila mobil menyalip. Terdapat dua *range* kecepatan yang diberikan pada pengujian ini yaitu 18 m/s dan 25 m/s. Pengujian pertama dengan nilai *range* kecepatan yang diberikan antara 10 m/s hingga 18 m/s nilai parameter kontroler diberikan *prediction horizon* 10 dan *control horizon* 2 diperoleh respon sistem sebagai berikut:



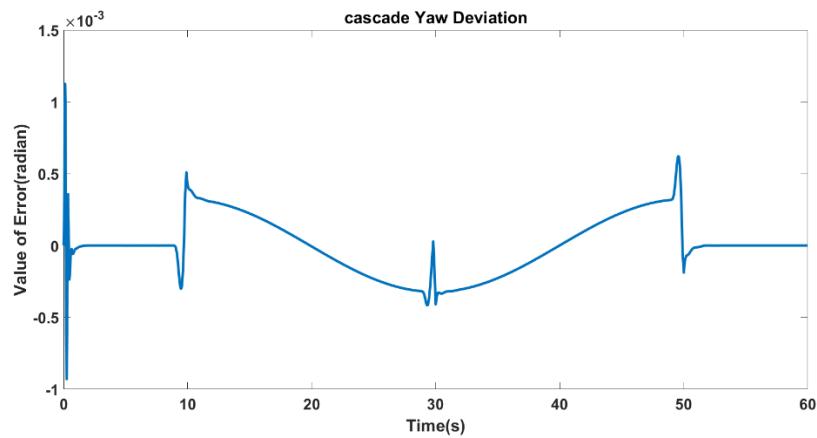
a



b



c



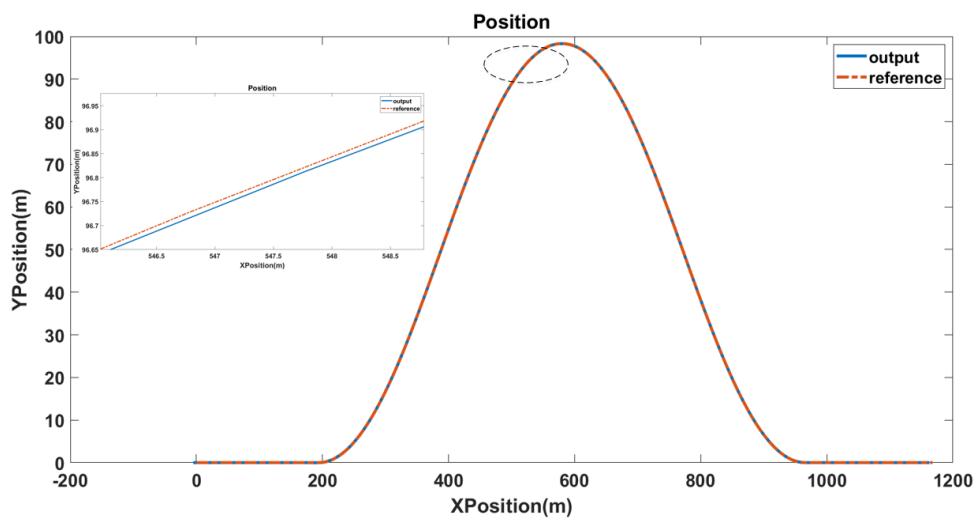
d

Gambar 4.3 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 10 dan Nc 2

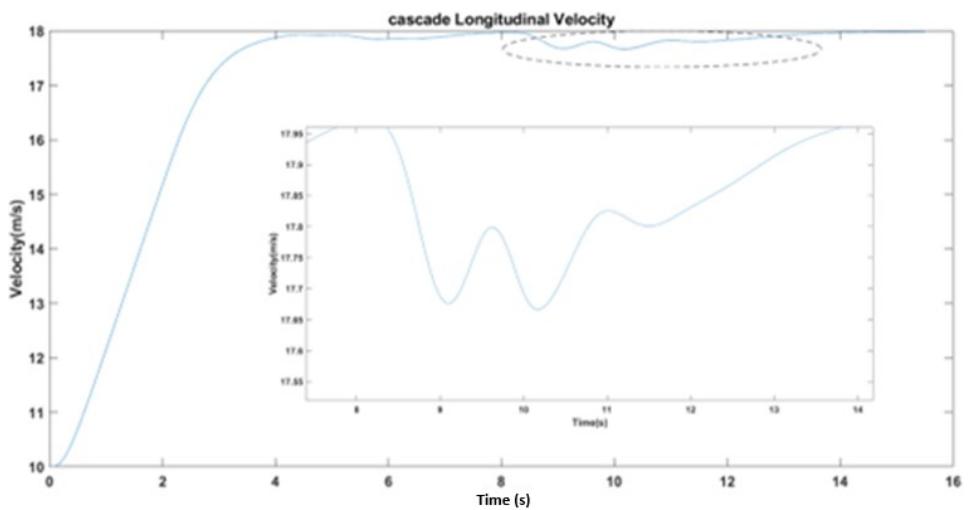
Berdasarkan grafik pada gambar 4.3a perbandingan antara posisi referensi yang telah ditentukan dengan output posisi mobil hasil kontrol NMPC terhadap sumbu X dan Y global, grafik kecepatan pada gambar 4.3b dapat dilihat kontroler mampu memberikan input kontrol optimal dengan pembuktian mobil mampu melaju dengan kecepatan maksimal dimulai dari waktu sebelum 4 detik pada jalan lurus, kemudian pada jalur belok yang digambarkan pada waktu ke 9 detik terjadi perubahan dinamis pada kecepatan mengikuti perubahan sudut jalur referensi.

Performa kontroler juga dilihat dari output lateral deviasi dan yaw deviasi yang terbaca pada grafik 4.3c dan 4.3d, lateral deviasi maksimum yang terbaca mencapai nilai 0.004 m dimana nilai tersebut masih dalam batasan yang ditentukan pada kontroler. Nilai deviasi yaw terbaca juga masih dalam batasan yang ditentukan yaitu 0.001 rad.

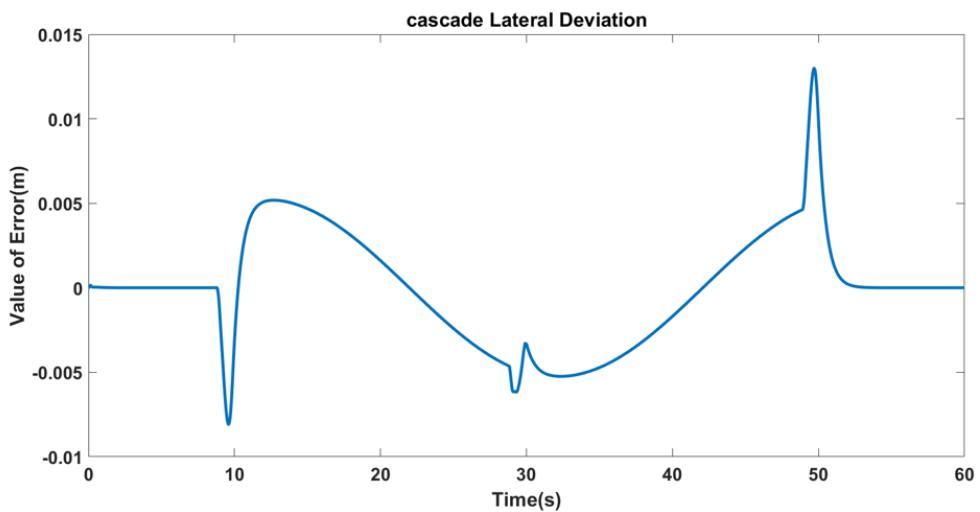
Pengujian kedua pada skenario *double lane change* pada *range* kecepatan 10-18 m/s dengan nilai *prediction horizon* menjadi 20 dan nilai *control horizon* tetap yaitu 2. Diperoleh hasil sebagai berikut:



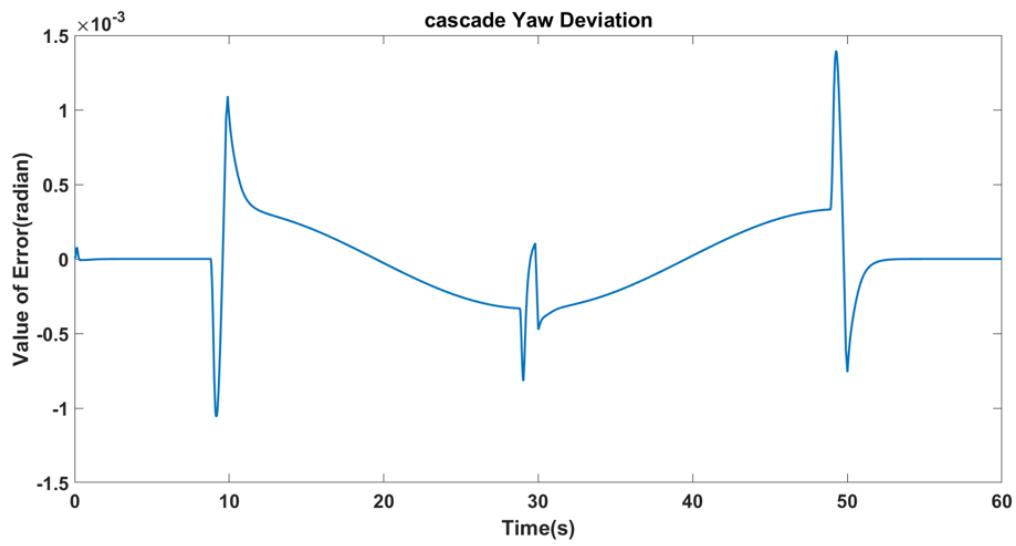
a



b



c

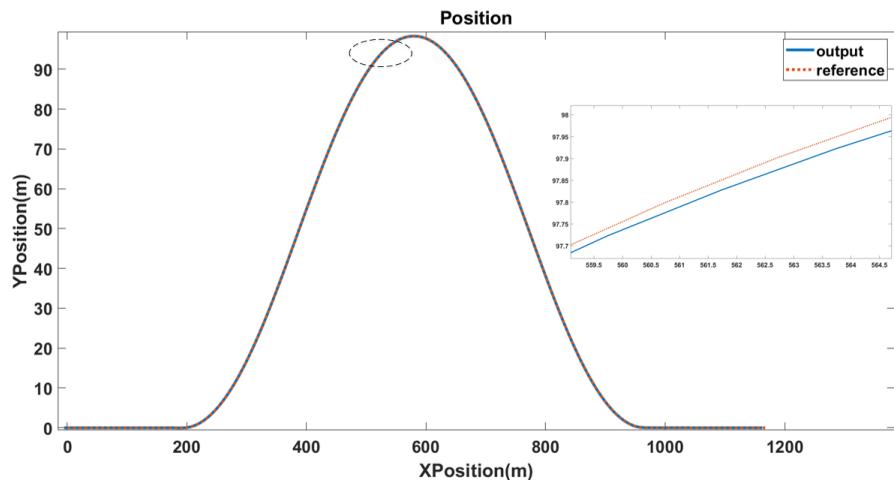


d

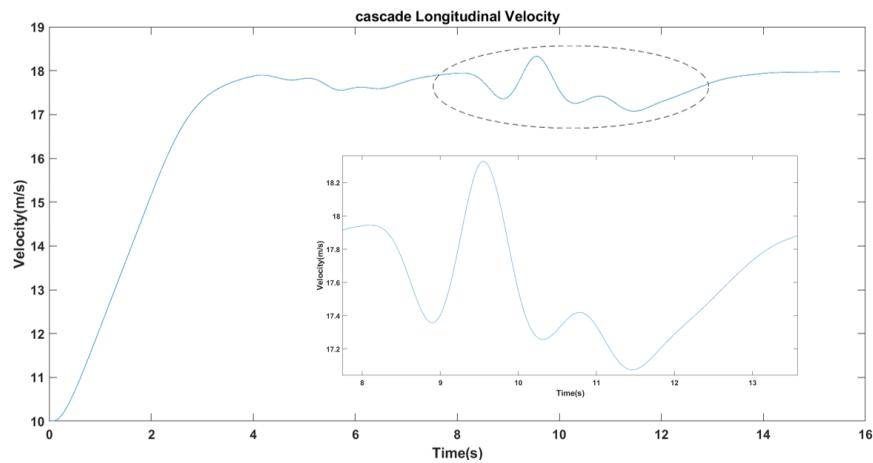
Gambar 4.4 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 20 dan Nc 2

Grafik respon sistem yang ditunjukkan pada gambar 4.4 menunjukkan besar selisih posisi antara referensi dengan output aktual semakin besar dari nilai prediction horizon 10, hal tersebut juga ditandai dengan peningkatan nilai lateral dan yaw deviation pada gambar 4.4 c dan d. Nilai lateral deviation yang terbaca pada grafik output mencapai 0.015meter dimana nilai tersebut masih dalam batasan yang diberikan kontroler, untuk nilai deviasi yaw mencapai nilai 0.017 radian. Perubahan parameter tersebut juga berpengaruh pada perubahan dinamis kecepatan yang semakin besar saat kondisi jalan belok mencapai 0.4 m/s pada detik ke 9, akan tetapi kontroler mampu mengendalikan kecepatan mobil hingga kecepatan optimal pada saat jalan lurus.

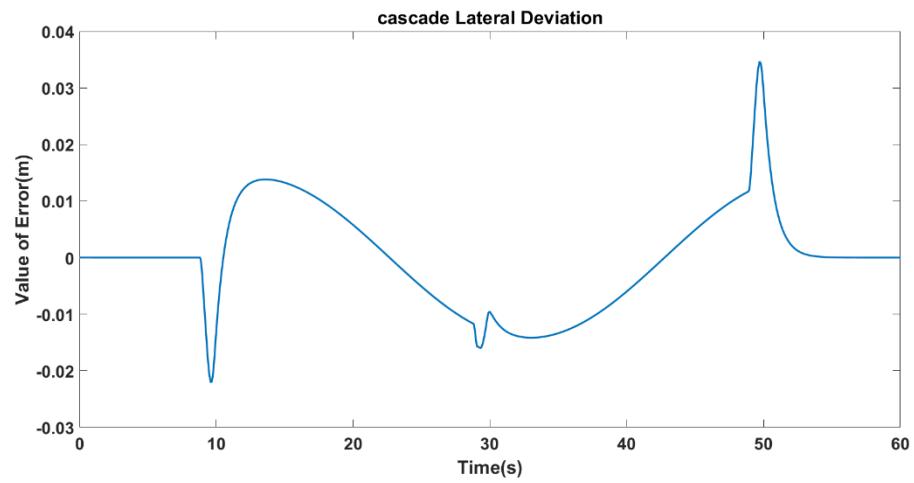
Pengujian selanjutnya dengan nilai parameter kontrol *prediction horizon* 40 dan control horizon 2, dihasilkan respon sistem seperti gambar 4.5 berikut:



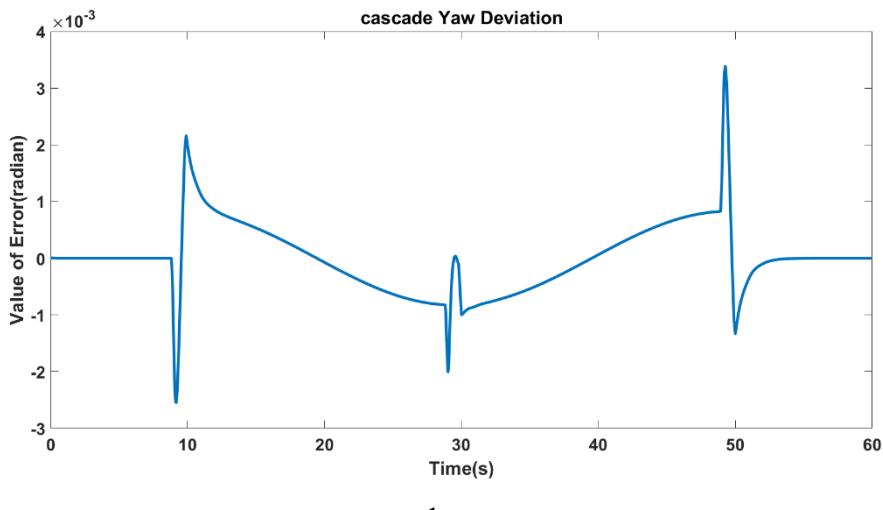
a



b



c



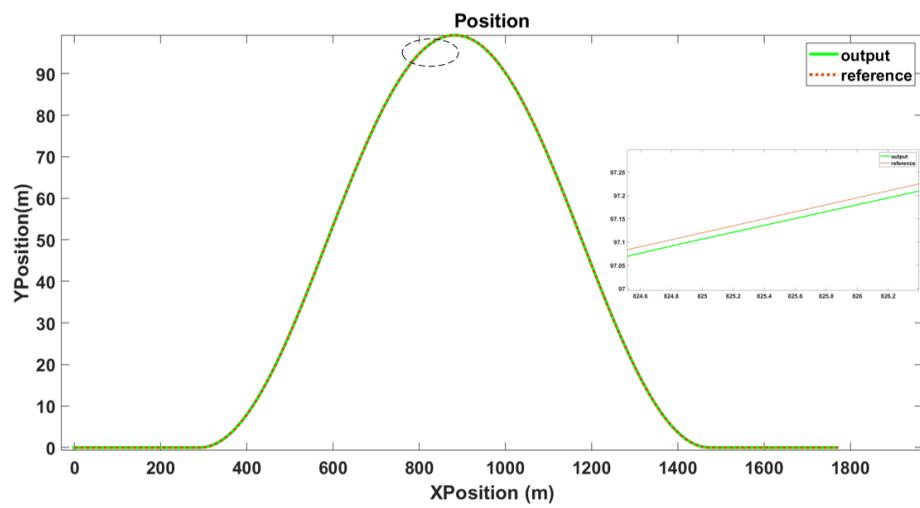
Gambar 4.5 Grafik respon DLC kecepatan 18m/s dengan nilai Np 40 dan Nc 2

Pada gambar 4.5b dapat dilihat perubahan kecepatan yang fluktuatif pada saat jalan belokan hingga mencapai 0.9 m/s, nilai deviasi lateral pada gambar 4.5c juga meningkat dari variasi parameter kontroler sebelumnya yaitu mencapai 0.04meter dimana nilai ini masih dalam batasan untuk toleransi nilai deviasi yang diberikan. Nilai deviasi yaw yang terbaca mencapai 0.035 rad.

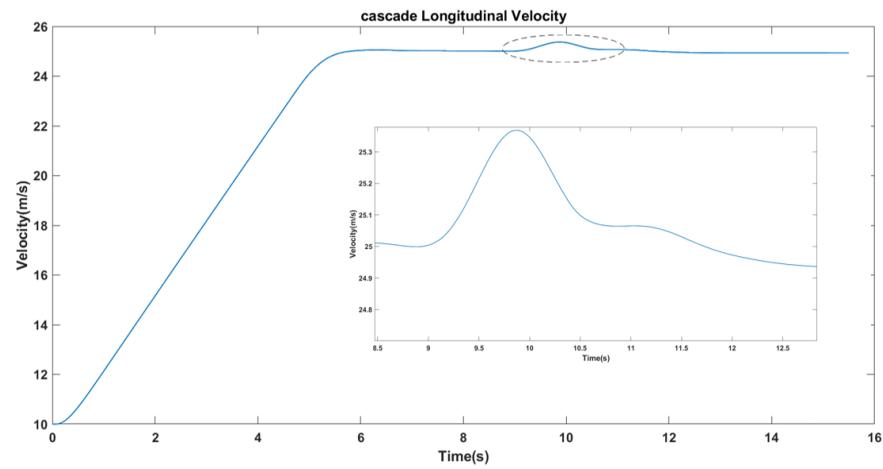
Tabel 4.1 Nilai *lateral deviation* dan *heading error* scenario *Double lane change* dengan kecepatan 18m/s

Parameter	Deviasi lateral	Deviasi Yaw
Nc= 2 Np=10	0.004 meter	0.003 rad
Nc= 2 Np=20	0.015 meter	0.017 rad
Nc= 2 Np=40	0.04 meter	0.035 rad

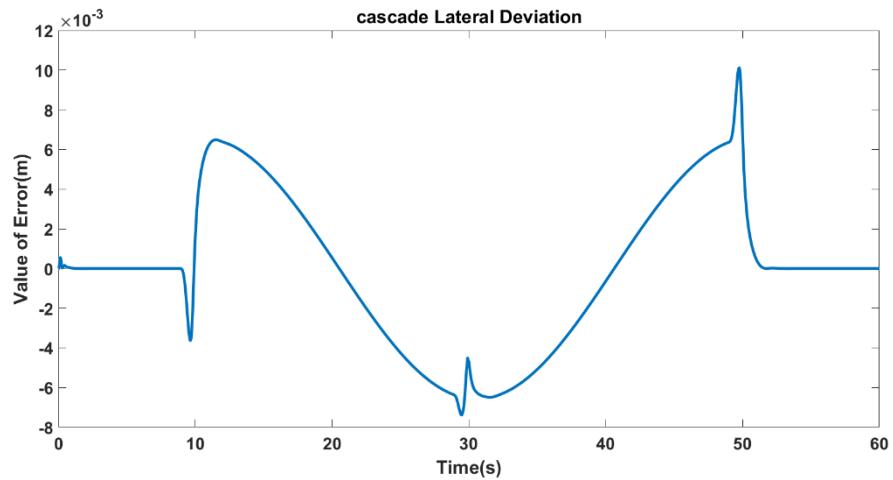
Pengujian selanjutnya dengan perubahan nilai range kecepatan yaitu menjadi 10m/s hingga 25m/s. Parameter nilai prediction horizon juga divariasikan dari 10, 20, hingga 40 dan nilai control horizon tetap yaitu 2. Berdasarkan nilai parameter yang ditentukan dapat didefinisikan performa kontroler diuji untuk mengatasi prediksi sistem hingga jarak maksimum 22, 44 hingga 88 meter.



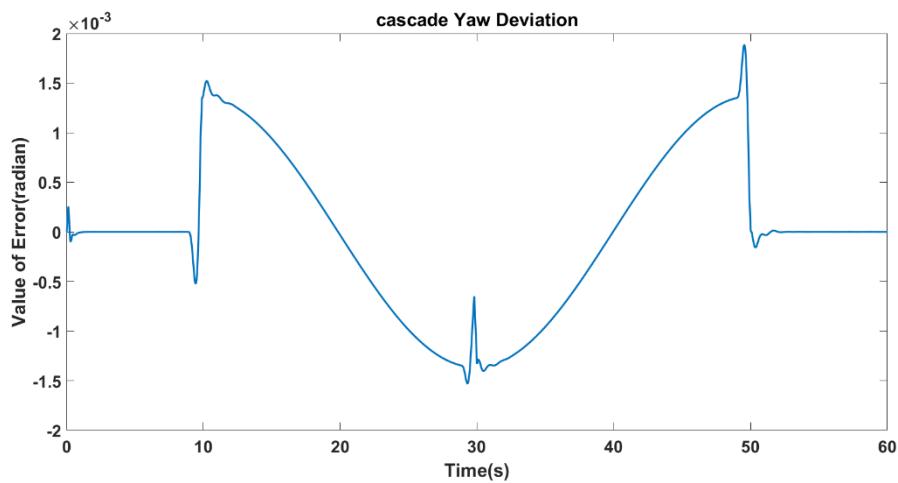
a



b



c

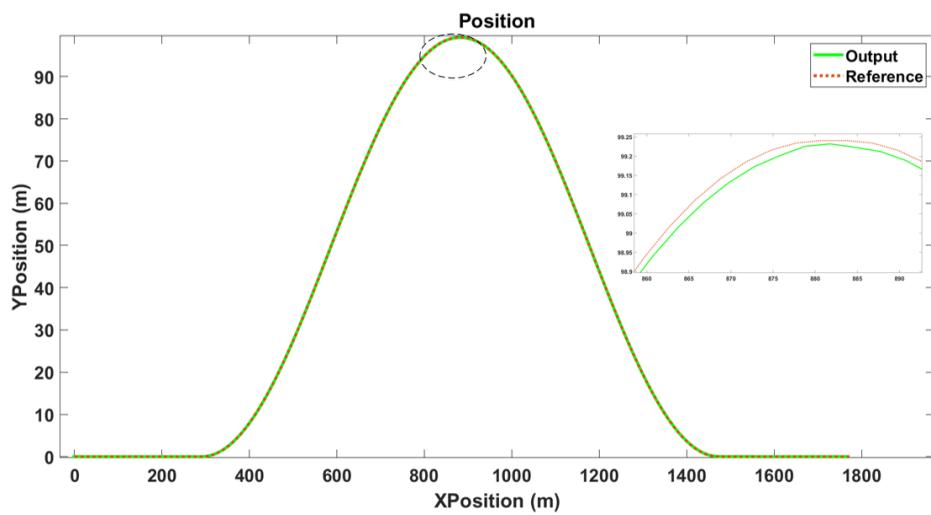


d

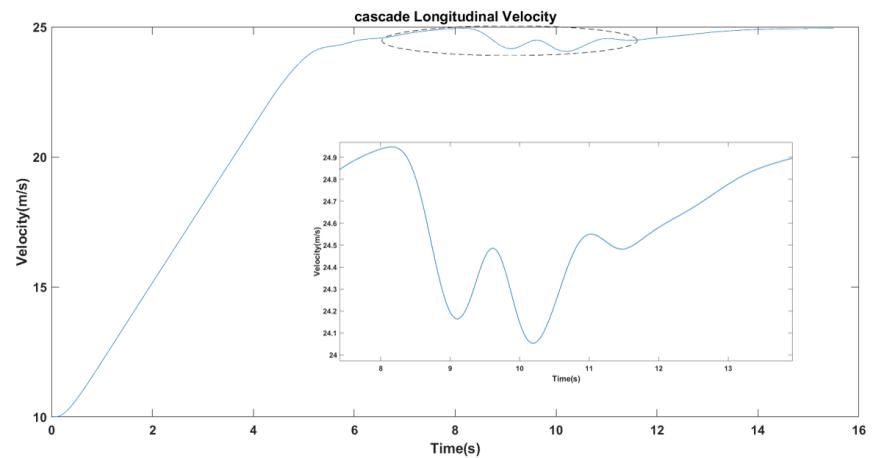
Gambar 4.6 Grafik respon DLC kecepatan 25m/s dengan nilai Np 10 dan Nc 2

Berdasarkan grafik respon sistem pada gambar 4.6 c diperoleh hasil perbandingan posisi seperti gambar 4.6a dan grafik perubahan kecepatan pada gambar 4.6b. Pada gambar 4.6 c nilai lateral deviation yang dihasilkan mencapai nilai maksimal hingga 0.01meter dimana nilai tersebut dalam batas toleransi yang dirancang pada kontroler, begitu juga dengan nilai yaw maksimal yang dihasilkan yaitu 0.002 rad.

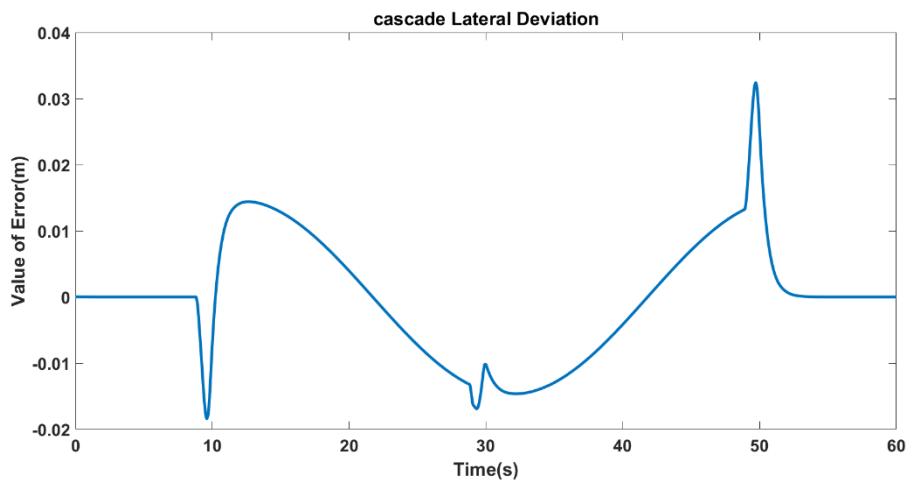
Pengujian selanjutnya dengan nilai *range* kecepatan yang sama seperti sebelumnya dan parameter kontroler *prediction horizon* 20, diperoleh respon sistem sebagai berikut:



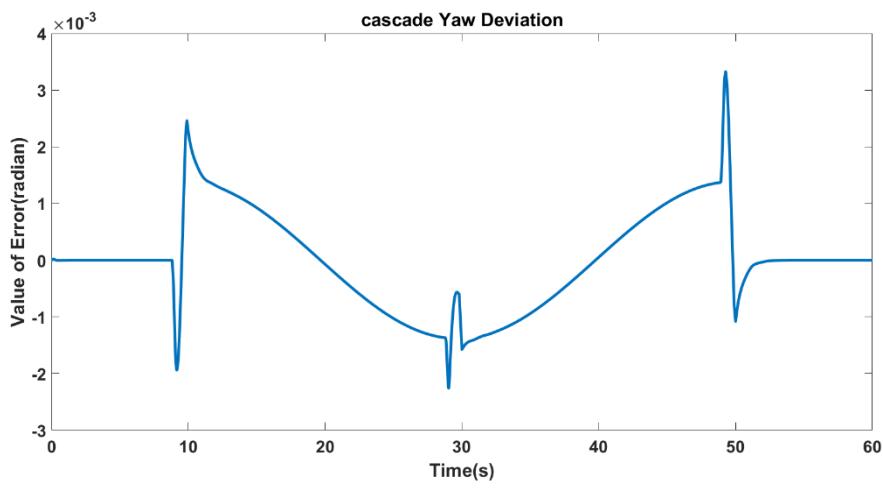
a



b



c



d

Gambar 4.7 Grafik respon DLC kecepatan 25m/s dengan nilai Np 20 dan Nc 2

Pada gambar 4.7 dapat dilihat saat nilai prediksi ditambah menjadi 40 diperoleh nilai lateral deviasi seperti di tunjukkan pada grafik gambar 4.7c meningkat menjadi 0.35meter dan nilai deviasi yaw mencapai 0.035 rad. Nilai perubahan kecepatan yang dihasilkan saat jalan berbelok seperti yang ditunjukkan pada grafik 4.7b mencapai nilai 1m/s. Hasil pengujian ini dapat disimpulkan dalam Tabel 4.1

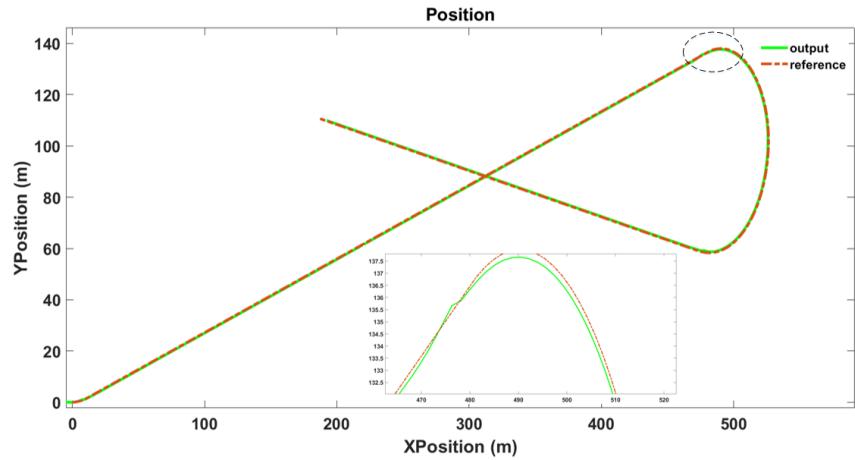
Tabel 4.2 Nilai *lateral deviation* dan *heading error* scenario Double lane change dengan kecepatan 25m/s

Parameter	Deviasi lateral	Deviasi Yaw
Nc= 2 Np=10	0.01 meter	0.002 rad
Nc= 2 Np=20	0.35 meter	0.035 rad

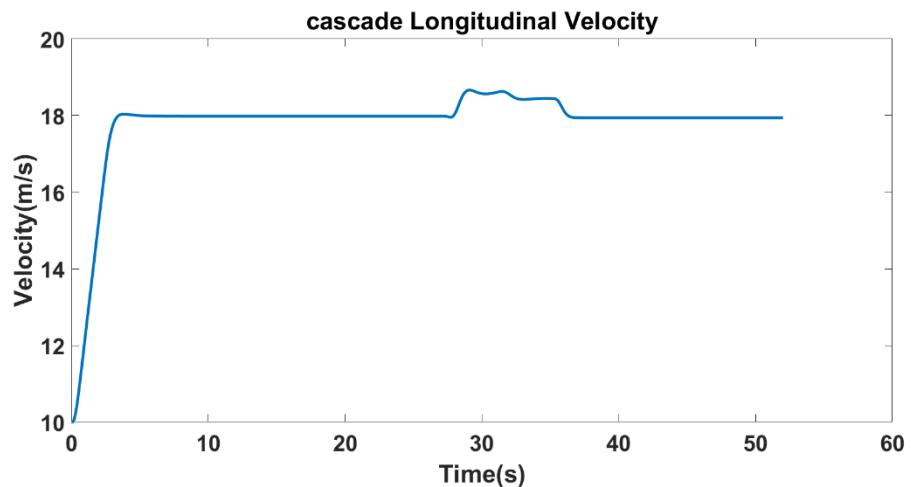
#### 4.2.2 Pengujian sistem dengan skenario *Highway Exit*

Pengujian dengan skenario kedua yaitu *Highway Exit*, pengujian ini untuk menguji performa kontroler dengan asumsi arah keluar dari jalur cepat dengan nilai sudut belok yang berbeda dengan skenario sebelumnya. Variasi batasan kecepatan yang diberikan sama seperti sebelumnya yaitu 10 – 18m/s dan 10-25m/s.

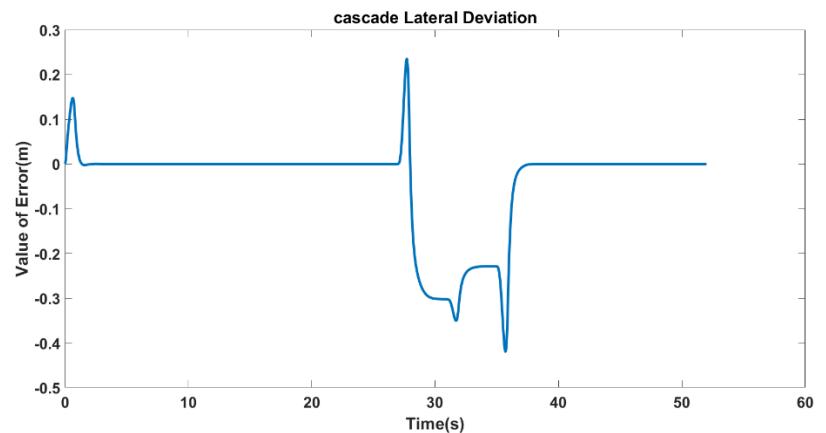
Pengujian pertama dengan nilai *prediction horizon* 10 untuk mengetahui performa kontroler saat memprediksi jarak 16meter kedepan dengan batas kecepatan awal yaitu hingga 18m/s adalah sebagai berikut:



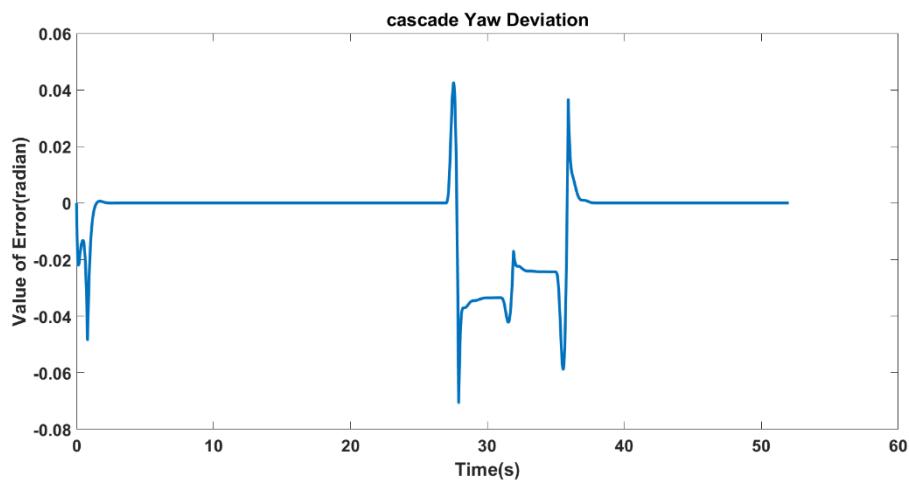
a



b



C



d

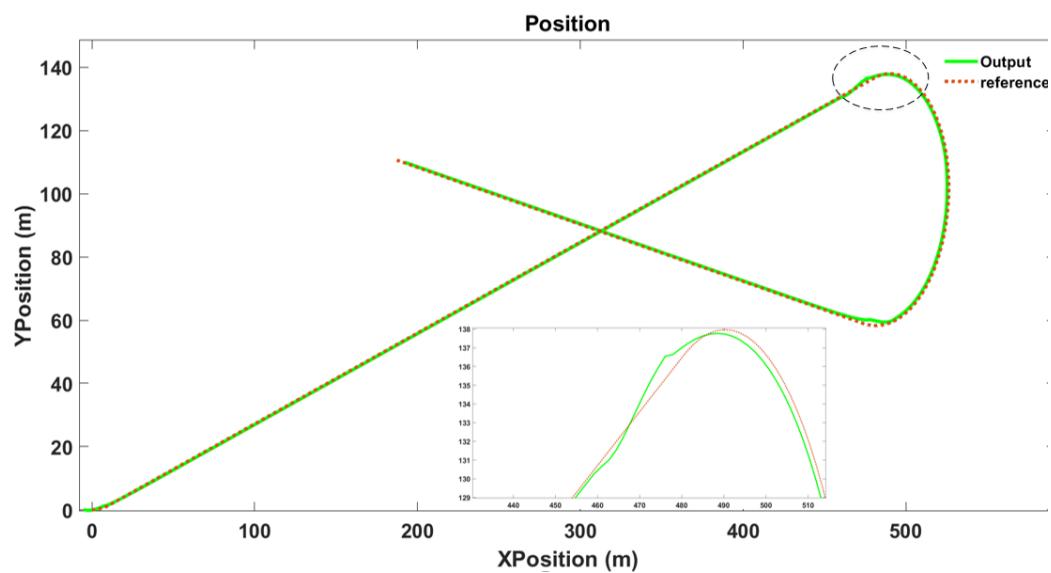
Gambar 4.8 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter  $N_p=10$   $N_c=2$

Berdasarkan gambar 4.8a menunjukkan grafik respon posisi dengan memberikan referensi berupa *waypoint* sebagai acuan jalur yang akan dilalui oleh mobil. Respon sistem menunjukkan kontroler dapat mengendalikan gerakan mobil mendekati nilai referensi dengan ditunjukkan oleh nilai lateral dan yaw deviation yang diperoleh dari perhitungan yang dijelaskan pada Bab 3. Gambar 4.8b menunjukkan respon kecepatan mobil yang dihasilkan, dikarenakan pada perancangan kontroler NMPC diberikan batasan kecepatan yang dihasilkan oleh penggerak mobil dari 10 m/s hingga 18 m/s dan kontroler memperhitungkan nilai optimal dengan menghasilkan kecepatan maksimal pada jalan lurus sehingga

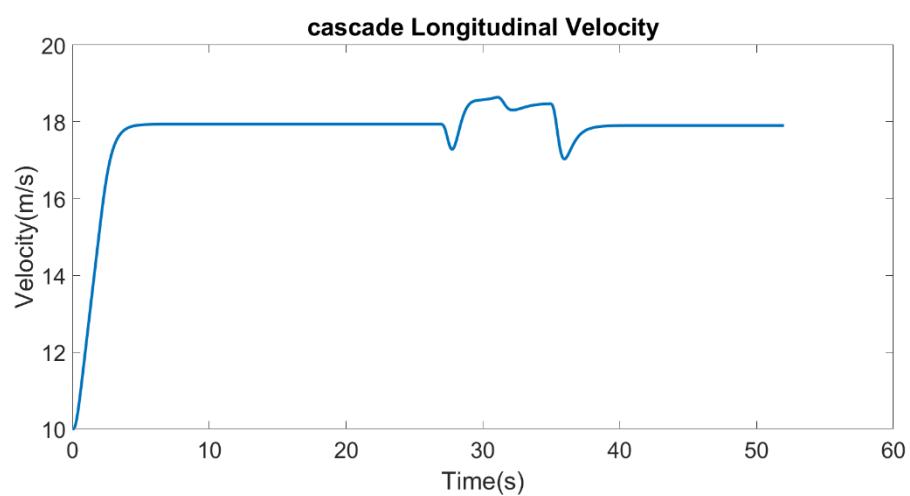
dihadirkan grafik kecepatan seperti gambar 4.9b nilai awal kecepatan yang diberikan 10 m/s selanjutnya kecepatan akan bertambah hingga mencapai nilai maksimal pada waktu 4 detik, pada saat jalan lurus kontroler mengoptimalkan sesuai referensi yang diberikan yaitu 18 m/s dengan kata lain nilai percepatan 0 hingga di jalur belok terjadi perubahan kecepatan seperti yang ditandai pada grafik 4.9b, tetapi pada saat belokan yaitu pada detik 28 – 38 terjadi perubahan dinamis kecepatan, setelah detik ke 52 pada saat kembali jalan lurus maka kontroler akan memberi input kontrol mobil untuk mencapai kecepatan maksimal kembali.

Kontroler dirancang untuk meminimalisir nilai lateral yang merupakan jarak antara *waypoint* dengan COG mobil terhadap sumbu lateral atau Y. Pada grafik gambar 4.8c besar nilai selisih lateral antara *waypoint* dengan posisi COG diperoleh nilai maksimum 0.2m. Nilai maksimum deviasi terdapat pada kondisi jalan belokan dikarenakan adanya perubahan sudut jalan yang mempengaruhi nilai state output mobil yang dihasilkan. Nilai yaw deviation merupakan selisih sudut antara velocity vector mobil dengan arah gerakan longitudinal mobil Vx yang dijelaskan pada Bab 3. Berdasarkan hasil simulasi pada gambar 4.9d diperoleh nilai maksimum deviasi sudut yang dicapai hingga 0.04 radian.

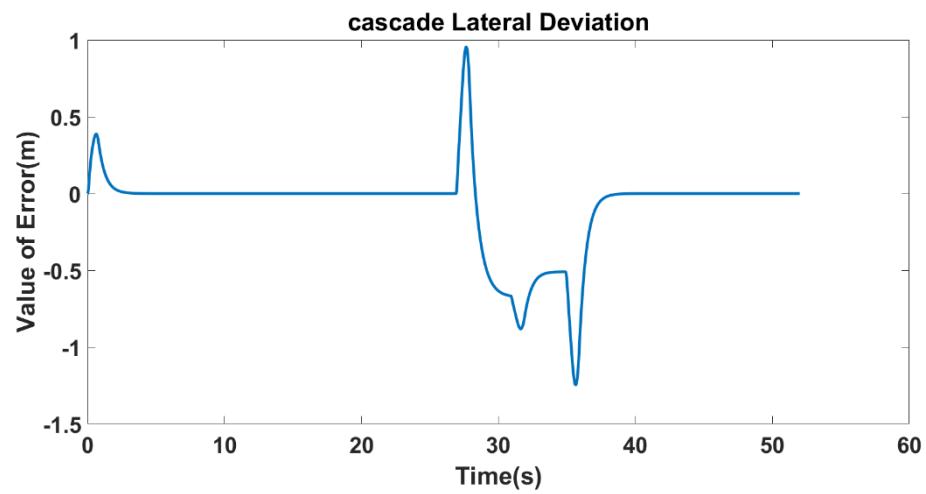
Pengujian selanjutnya dengan perubahan nilai parameter kontroler  $N_p=20$  dan  $N_c=2$  diperoleh grafik respon sistem dengan perbandingan posisi antara referensi dan output aktual sebagai berikut:

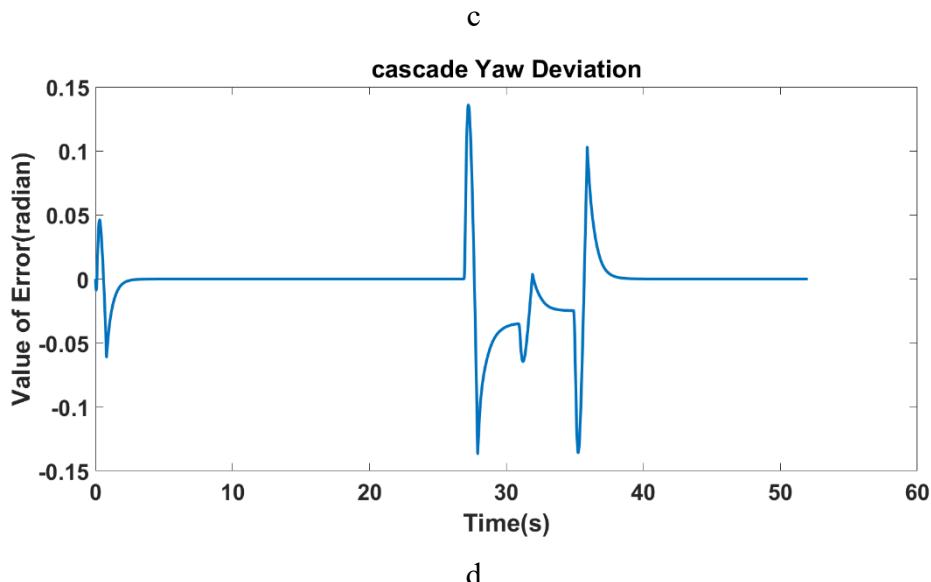


a



b



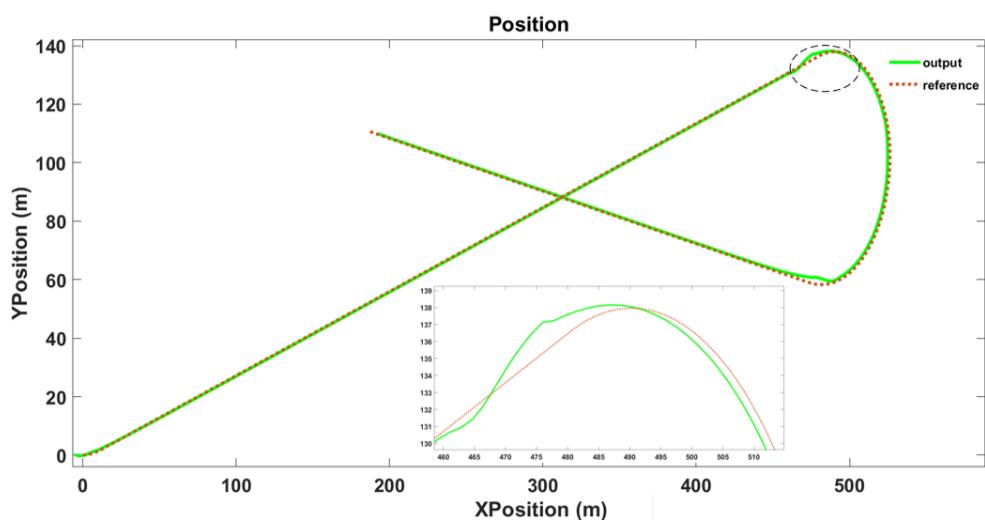


d

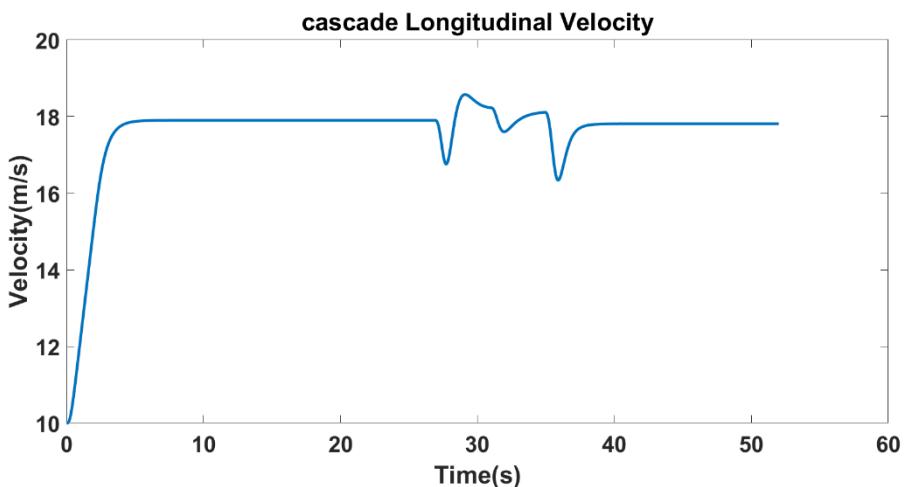
Gambar 4.9 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter  $N_p=20$   $N_c=2$

Grafik posisi pada gambar 4.10a menggambarkan *tracking* mobil pada posisi global terhadap *waypoint* referensi, pada grafik respon kecepatan 4.10b motor penggerak akan mengerakkan mobil dari nilai kecepatan awal yaitu 10 m/s menuju nilai kecepatan optimal 18 m/s sepanjang jalur lurus, pada detik ke 38 hingga 42 terdapat jalur belok sehingga dapat dilihat perubahan kecepatan 1 m/s. Performa kontroler dengan nilai parameter yang telah ditentukan juga bisa diamati berdasarkan grafik 4.10c hasil lateral deviation terlihat jarak antara COG mobil dengan *waypoint* pada sumbu Y dengan nilai maksimum 0.8 meter pada jalan belokan dan nilai maksimum untuk yaw deviation berdasarkan grafik 4.10d adalah 0.13 radian.

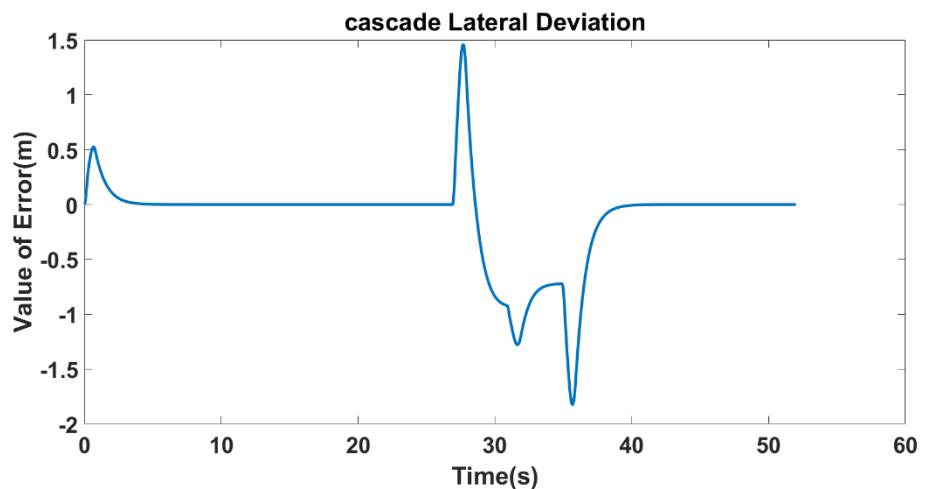
Pengujian selanjutnya dengan penentuan nilai parameter *prediction horizon* 40 dan nilai *control horizon* 2 diperoleh respon sistem sebagai berikut:



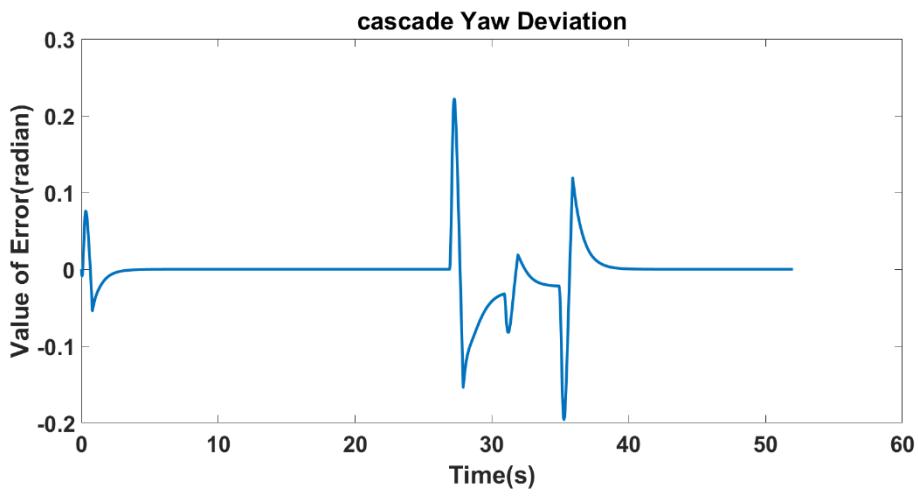
a



b



c



d

Gambar 4.10 Grafik Respon HE kecepatan 18m/s dengan parameter  $N_p=40$   $N_c=2$

Berdasarkan grafik respon pada gambar 4.11 dengan nilai parameter prediction horizon 40 dan control horizon 2 diperoleh respon *output* posisi kendaraan terhadap bidang X dan Y seperti gambar 4.11a sehingga dihasilkan nilai kecepatan seperti digambarkan pada 4.11b, nilai perubahan kecepatan pada saat jalan belok terjadi perubahan fluktuatif hingga 1.5 m/s yaitu pada detik 26 – 38s untuk mengikuti sudut belok jalan yang diberikan. Tetapi pada saat jalan lurus kembali kontroler mengoptimalkan sesuai referensi yang diberikan yaitu 18 m/s.

Pada grafik gambar 4.10c besar nilai selisih lateral antara *waypoint* dengan posisi COG mobil sebesar 1.5 m dimana nilai tersebut melebihi batas toleransi kesalahan yang diberikan. Grafik deviasi sudut maksimal antara yaw referensi dengan *heading output* mobil 0.2 rad dimana nilai tersebut hampai mencapai nilai batas maksimum deviasi yaw rancangan kontroler. Nilai error dari pengujian diatas disimpulkan pada table 4.1

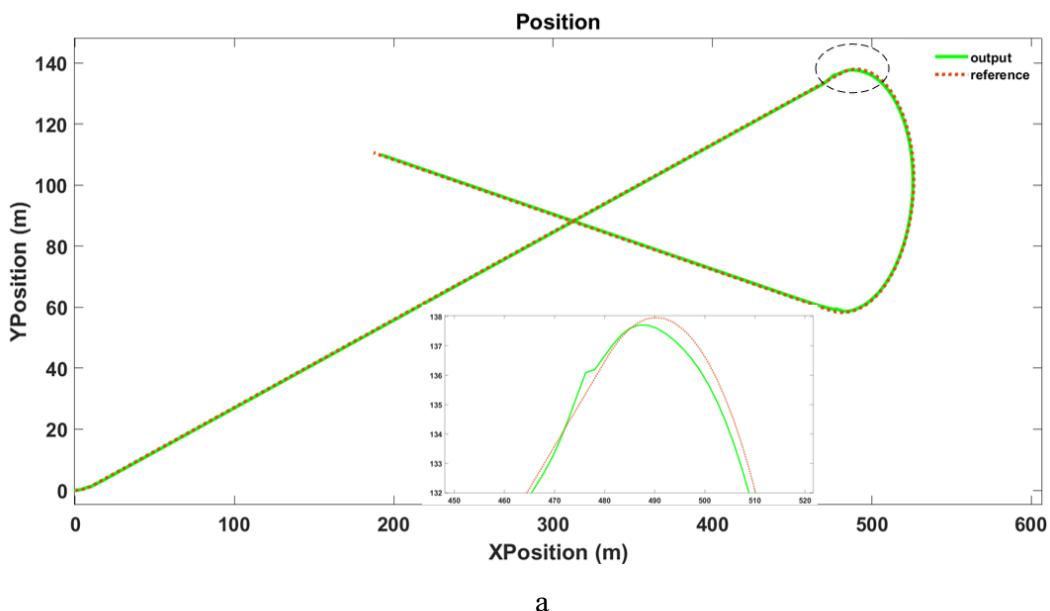
Tabel 4.3 Nilai *lateral deviation* dan *heading error* skenario *Highway Exit* kecepatan 10 - 18m/s

Parameter	Deviasi lateral	Deviasi Yaw
$N_c = 2$ $N_p = 10$	0.2 meter	0.04 rad

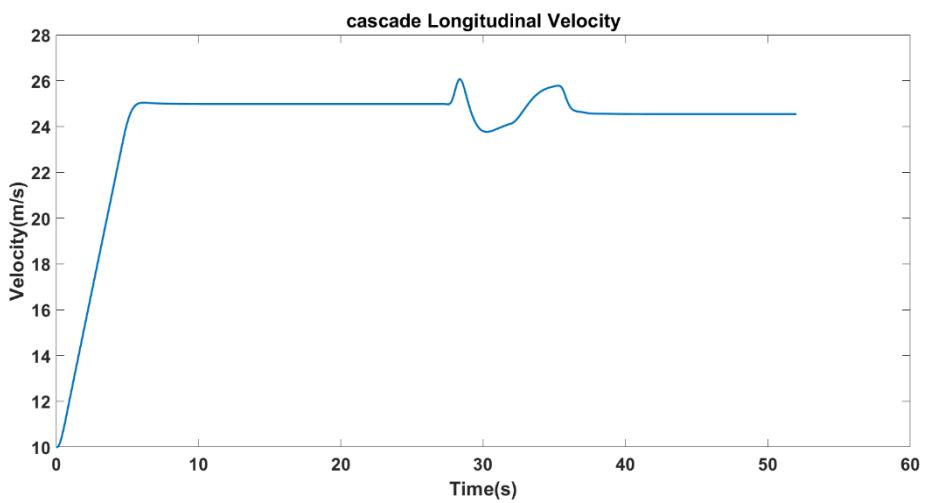
$N_c = 2$ $N_p = 20$	0.8 meter	0.13 rad
$N_c = 2$ $N_p = 40$	1.5 meter	0.2 rad

Pengujian selanjutnya dilakukan dengan menambah nilai maksimum kecepatan yang harus dicapai hingga 25m/s dengan skenario jalan *Highway Exit*, variasi nilai *prediction horizon* yang diberikan 10, 20, dan 40 seperti yang telah dilakukan sebelumnya dengan nilai *control horizon* tetap yaitu 2 untuk mengetahui seberapa jauh jarak prediksi yang bisa ditoleransi pada sistem dengan nilai kecepatan ini.

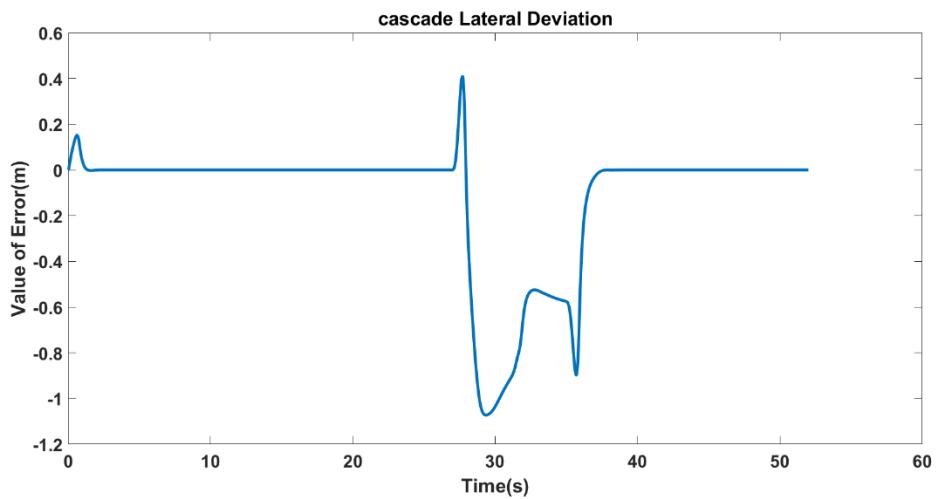
Pengujian pertama dengan nilai *prediction horizon* 10 dan *control horizon* 2 sehingga diperoleh respon grafik sebagai berikut:



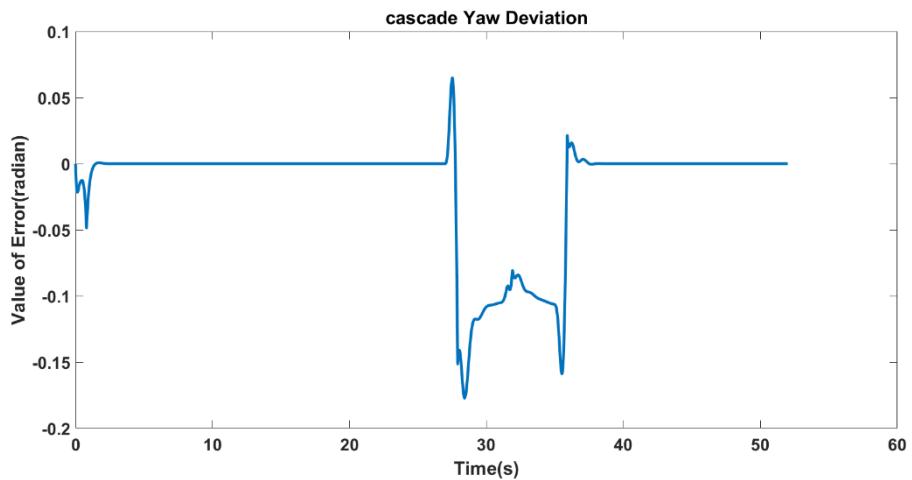
a



b



c

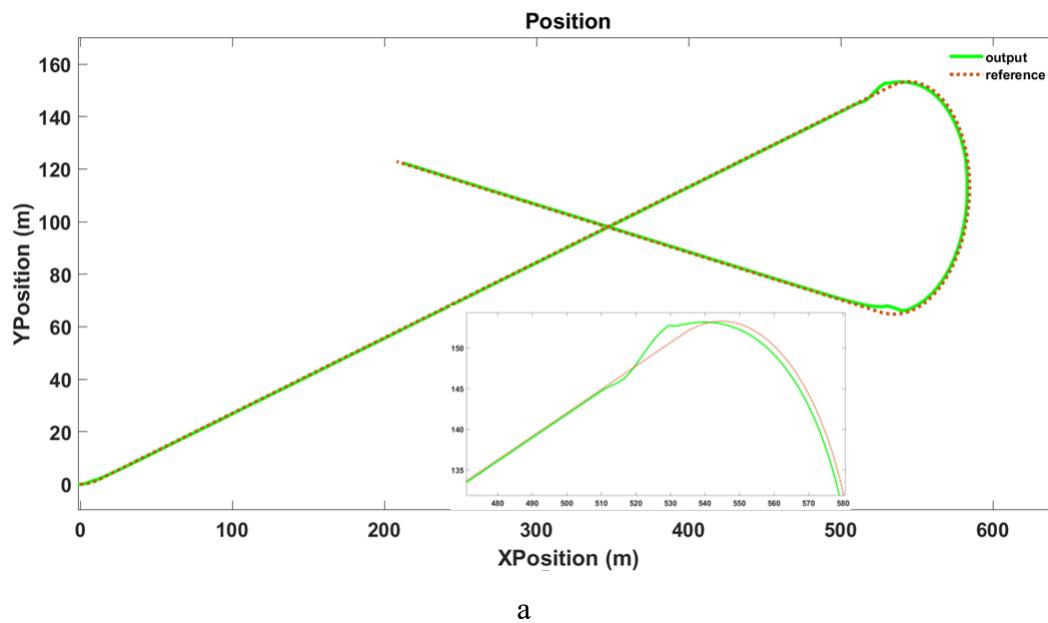


d

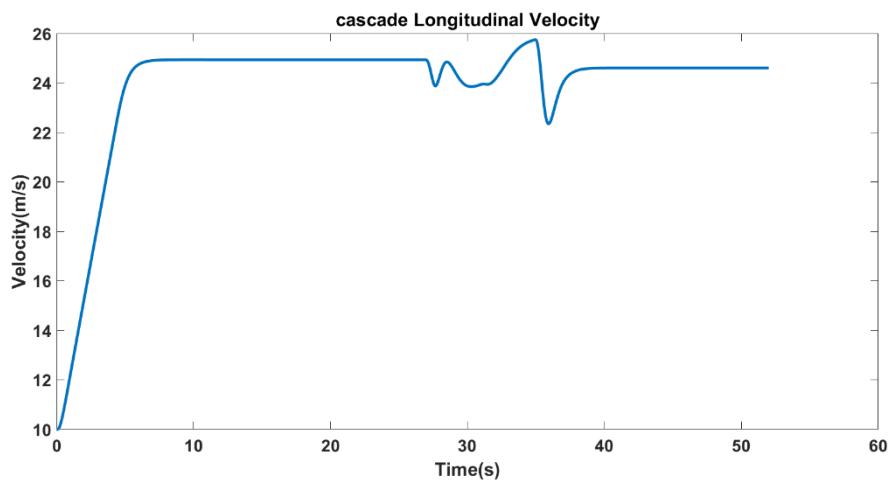
Gambar 4.11 Grafik Respon HE kecepatan 25 m/s dengan parameter Np=10 Nc=2

Berdasarkan grafik respon pada gambar 4.6a diperoleh perbandingan antara jalur referensi dengan output aktual dari posisi mobil setelah dikontrol dengan metode yang diusulkan, kecepatan yang dihasilkan seperti ditunjukkan pada grafik 4.11b, performa kontroler dapat dilihat melalui nilai lateral deviation yang digambarkan pada grafik 4.11c yaitu 0.9meter dan nilai maksimum deviasi yaw adalah 0.16 rad.

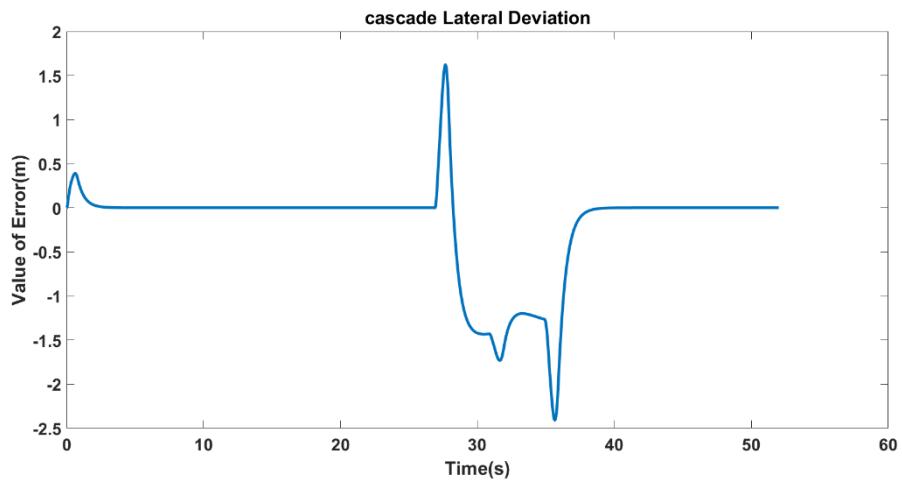
Pengujian selanjutnya dengan nilai prediksi horizon ditingkatkan menjadi 20 dan nilai batas kecepatan tetap pada 10m/s hingga 25 m/s sehingga diperoleh respon keluaran sistem sebagai berikut:



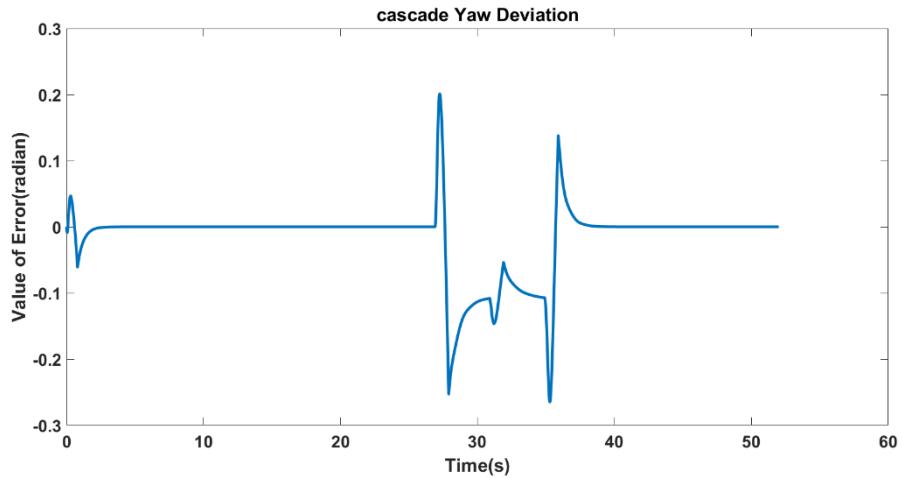
a



b



c



d

Gambar 4.12 Grafik Respon HE kecepatan 25 m/s dengan parameter Np=20 Nc=2

Respon kecepatan yang terlihat pada grafik 4.12 b menunjukkan adanya penurunan kecepatan saat jalan belokan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.12a dengan nilai maksimal 1.8m/s, performa kontroler dapat dilihat dari grafik 4.12a dan 4.12b dengan nilai deviasi lateral dan yaw melebihi nilai batasan maksimum yaitu 2meter dan 0.25 radian.

Respon sistem pada skenario *Highway Exit* dengan batasan kecepatan 10m/s hingga 25 m/s dapat disimpulkan dalam table 4.4 berikut:

Tabel 4.4 Nilai *lateral deviation* dan *heading error* skenario *Highway Exit* dengan kecepatan 25m/s

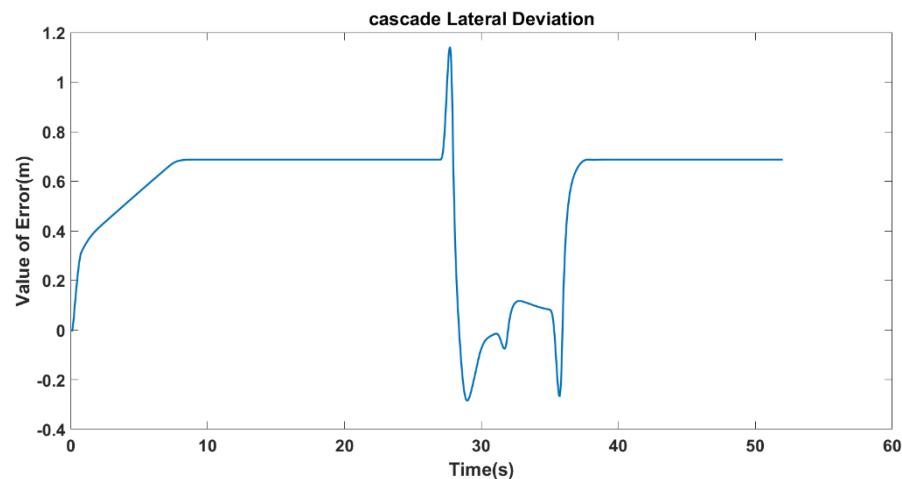
Parameter	Deviasi lateral	Deviasi Yaw
Nc= 2 Np=10	0.9 meter	0.16 rad
Nc= 2 Np=20	2meter	0.25 rad

#### 4.2.3 Pengujian dengan perbandingan sistem tanpa dan dengan *noise*

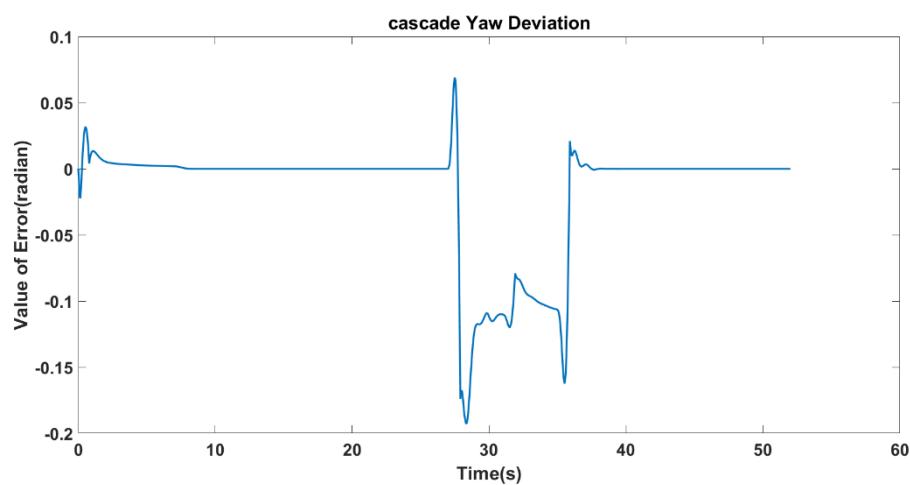
Penambahan noise yang di lakukan adalah gaussian white noise pada hasil pengukuran dengan nilai mean=0 dan varian =1, pengujian tersebut di lakukan untuk mengetahui performa sistem saat terdapat gangguan pada pembacaan sensor sehingga diasumsikan dengan persamaan:

$$Y(k) = S(k) + V(k)$$

Dengan pengujian yang dilakukan seperti sebelumnya yaitu pada skenario *Highway Exit*, diperoleh hasil output deviasi lateral dan yaw setelah penambahan noise sebagai berikut:



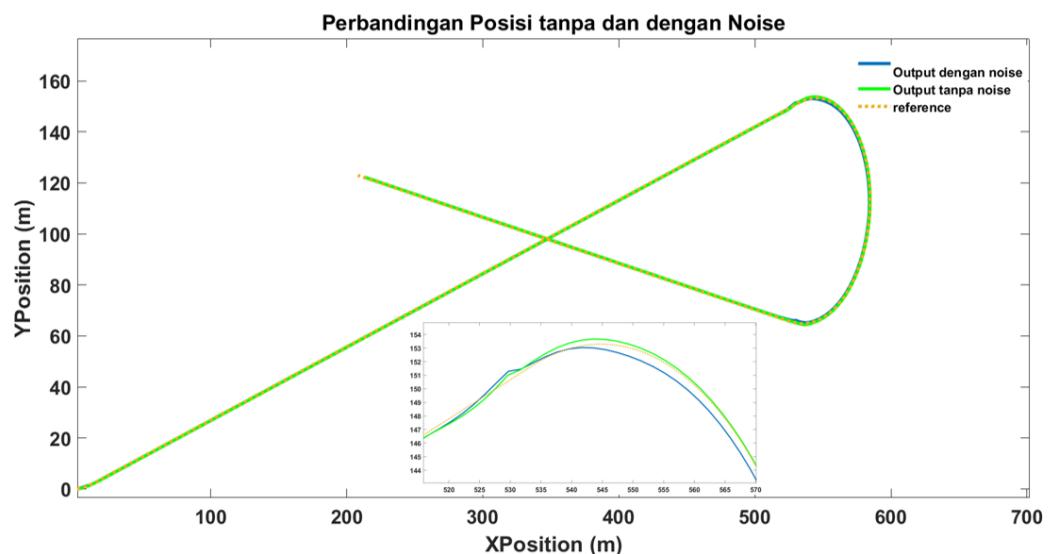
a



b

Gambar 4.13 Grafik respon deviasi lateral dan yaw saat sistem di tambahkan noise

Pada Gambar 4.13 dapat di lihat nilai lateral error yang di hasilkan mencapai 1,2meter saat di beri gaussian white noise dengan nilai varian 1, dimana nilai ldeviasi tersebut meningkat di bandingkan dengan sistem tanpa noise dalam pengujian yang sama yaitu sebesar 0.9 meter. Nilai deviasi yaw juga meningkat dari yang semula 0.16 rad saat sistem tanpa noise menjadi 0.2 rad.



Gambar 4.14 Perbandingan Posisi sistem dengan dan tanpa noise

Pada gambar 4.14 dapat di lihat perbandingan output *tracking* mobil pada jalur highway exit antara sistem tanpa noise dan sistem dengan penambahan noise,

pada saat jalur belokan sistem tanpa noise menghasilkan deviasi dengan *waypoint* referensi lebih kecil di bandingkan dengan sistem dengan noise.

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

Berdasarkan analisa pengujian sistem yang telah dijelaskan pada bab 4, dapat diperoleh kesimpulan dan saran sebagai berikut.

#### **5.1 Kesimpulan**

Setelah menganalisa hasil pengujian maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut.

1. Metode self-tuning PID pada *inner loop* mampu mengkompensasi efek *backlash* dari sistem penggerak *steering* dibuktikan dengan nilai *mean square error* antara nilai input kontrol desired yang dihasilkan *outer loop* dengan *output inner loop* kecil yaitu input kontrol percepatan sebesar 2.342e-07 dan input kontrol sudut *steering* sebesar 1.752e-08 pada skenario *double lane change*.
2. Pengujian sistem *cascade* menggunakan metode nonlinear MPC dengan self-tuning PID pada skenario *double lane change* dengan variasi nilai prediksi 10, 20, dan 40. Nilai kecepatan pertama yang diuji yaitu dengan range 10 – 18 m/s sehingga performa kontroler diuji saat memprediksi jarak sejauh 18, 36, hingga 54 meter, saat range kecepatan ditambah menjadi 10m/s hingga 25 m/s kontroler diuji dengan nilai *prediction horizon* 10 dan 20 atau dengan jarak prediksi 25 hingga 50meter kedepan, pada jarak 50meter deviasi lateral dan yaw masih dalam range batasan yang di berikan pada kontroler.
3. Pada skenario *Highway Exit* dengan variasi pengujian yang dilakukan sama seperti skenario sebelumnya diperoleh pada saat kecepatan 10-18m/s kontroler hanya mampu memprediksi hingga 36meter kedepan, dan saat range kecepatan ditambah menjadi 10m/s hingga 25 m/s dan nilai *prediction horizon* 20 menghasilkan deviasi lateral yang melebihi batasan yaitu 2 meter dan 0.2 rad untuk deviasi yaw.
4. Semakin besar nilai prediksi yang diberikan sebagai indikasi semakin jauh jarak prediksi, maka semakin besar nilai *error tracking* yang didefinisikan oleh deviasi lateral dan deviasi yaw.
5. Semakin besar nilai *range* kecepatan yang diberikan maka kontroler akan berusaha mencapai nilai optimal, sehingga dihasilkan perubahan kecepatan yang

fluktuatif dan terjadi deviasi yang semakin besar saat terjadi perubahan sudut jalan.

6. Penambahan noise pengukuran dengan nilai varian tertentu dapat menurunkan performa kontroler dalam mengendalikan sistem.

## 5.2 Saran

Pada penelitian selanjutnya, penulis menyarankan untuk menambahkan pengontrolan kecepatan menggunakan rem dan menambah skenario pengujian pada jalan yang tidak datar atau memiliki nilai kemiringan tertentu.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] C. Sun, X. Zhang, L. Xi, and Y. Tian, “Design of a path-tracking steering controller for autonomous vehicles,” *Energies*, vol. 11, no. 6, 2018, doi: 10.3390/en11061451.
- [2] F. Lin, Y. Zhang, Y. Zhao, G. Yin, H. Zhang, and K. Wang, “Trajectory Tracking of Autonomous Vehicle with the Fusion of DYC and Longitudinal–Lateral Control,” *Chinese J. Mech. Eng. (English Ed.)*, vol. 32, no. 1, 2019, doi: 10.1186/s10033-019-0327-9.
- [3] Z. He, L. Nie, Z. Yin, and S. Huang, “A two-layer controller for lateral path tracking control of autonomous vehicles,” *Sensors (Switzerland)*, vol. 20, no. 13, pp. 1–20, 2020, doi: 10.3390/s20133689.
- [4] R. Attia, R. Orjuela, and M. Basset, “Nonlinear cascade strategy for longitudinal control in automated vehicle guidance,” *Control Eng. Pract.*, vol. 29, pp. 225–234, 2014, doi: 10.1016/j.conengprac.2014.02.003.
- [5] R. Attia, R. Orjuela, and M. Basset, “Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 52, no. 2, pp. 261–279, 2014, doi: 10.1080/00423114.2013.874563.
- [6] V. Govender and S. Müller, “Modelling and Position Control of an Electric Power Steering System,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, no. 11, pp. 312–318, 2016, doi: 10.1016/j.ifacol.2016.08.047.
- [7] V. Milanés *et al.*, “Electric Power Controller for Steering Wheel Management in Electric Cars To cite this version : Electric Power Controller for Steering Wheel Management in Electric Cars,” in *lectric Power Controller for Steering Wheel Management in Electric Cars*, 2012, p. 6.
- [8] H. Zang and S. Chen, “Electric power steering simulation analyze based on fuzzy PID current tracking control,” *J. Comput. Inf. Syst.*, vol. 7, no. 1, pp. 119–126, 2011.
- [9] Z. Li and W. Wenjiang, “Study on stability of electric power steering system,” *2008 IEEE Int. Conf. Robot. Autom. Mechatronics, RAM 2008*, no. Csic, pp. 368–372, 2008, doi: 10.1109/RAMECH.2008.4681347.

- [10] R. Kristiyono and Wiyono, “Autotuning fuzzy PID controller for speed control of BLDC motor,” *J. Robot. Control*, vol. 2, no. 5, pp. 400–407, 2021, doi: 10.18196/jrc.25114.
- [11] M. Shamseldin, “Speed Control of High Performance Brushless DC Motor Speed Control of High Performance Eng . Mohamed Abdelbar Shamseldin Ali,” Cairo, Egypt, 2016. doi: 10.13140/RG.2.1.1472.9202.
- [12] C. Xiang, X. Wang, Y. Ma, and B. Xu, “Practical modeling and comprehensive system identification of a BLDC motor,” *Math. Probl. Eng.*, vol. 2015, 2015, doi: 10.1155/2015/879581.
- [13] G. Pannocchia, “Handbook of Model Predictive Control [Bookshelf],” *IEEE Control Syst.*, vol. 40, no. 5, pp. 96–99, 2022, doi: 10.1109/mcs.2020.3005257.
- [14] E. F. Camacho and C. Bordons, “Nonlinear model predictive control,” *Adv. Textb. Control Signal Process.*, no. 9781852336943, pp. 249–288, 2007, doi: 10.1007/978-0-85729-398-5\_9.
- [15] R. Findeisen and F. Allgoewer, “An Introduction to Nonlinear Model Predictive Control 1 Principles , Mathematical Formulation and Properties of,” *Control. 21st Benelux Meet. Syst. Control*, no. January 2002, pp. 1–23, 2002.
- [16] T. A. Johansen, “Introduction to nonlinear model predictive control and moving horizon estimation,” ... *Top. Constrained Nonlinear Control*, no. 1, pp. 1–53, 2011, [Online]. Available: <https://iam.chof.stuba.sk/~fikar/nil11/nil-tbook-p.pdf#page=201>.
- [17] T. Albin Rajasingham, *Nonlinear Model Predictive Control*. 2021.
- [18] J. Jing, Y. Wang, and Y. Huang, “The Fuzzy-PID Control of Brushless DC Motor,” in *The Fuzzy-PID Control of Brushless DC Motor*, 2016, no. 2, pp. 1440–1444.
- [19] P. Parikh, S. Sheth, R. Vasani, and J. K. Gohil, “Implementing Fuzzy Logic Controller and PID Controller to a DC Encoder Motor - ‘a case of an Automated Guided Vehicle,’” *Comput. Ind. Eng. Manuf.*, vol. 20, pp. 219–226, 2018, doi: 10.1016/j.promfg.2018.02.032.
- [20] Y. M. Wang, “Centroid defuzzification and the maximizing set and

- minimizing set ranking based on alpha level sets,” *Comput. Ind. Eng.*, vol. 57, no. 1, pp. 228–236, 2009, doi: 10.1016/j.cie.2008.11.014.
- [21] J. M. Snider, “Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking,” 2009, no. February, pp. 1–78, [Online]. Available: [http://www.ri.cmu.edu/pub\\_files/2009/2/Automatic\\_Steering\\_Methods\\_for\\_Autonomous\\_Automobile\\_Path\\_Tracking.pdf](http://www.ri.cmu.edu/pub_files/2009/2/Automatic_Steering_Methods_for_Autonomous_Automobile_Path_Tracking.pdf).
  - [22] E. Alcalá Baselga, “MODELLING, PLANNING AND NONLINEAR CONTROL TECHNIQUES FOR AUTONOMOUS VEHICLES,” Escola Tècnica Superior d’Enginyeria Industrial de Barcelona, 2016.
  - [23] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, vol. 3, no. April. Mechanical Engineering Series, 2005.
  - [24] A. T. Nguyen, C. Sentouh, and J. C. Popieul, “Fuzzy steering control for autonomous vehicles under actuator saturation: Design and experiments,” *J. Franklin Inst.*, vol. 355, no. 18, pp. 9374–9395, 2018, doi: 10.1016/j.jfranklin.2017.11.027.
  - [25] I. ANSHORY, I. ROBANDI, J. Jamaaluddi, A. FUDHOLI, and WIRAWAN, “Transfer function modeling and optimization speed response of bldc motor e-bike using intelligent controller,” *J. Eng. Sci. Technol.*, vol. 16, no. 1, pp. 305–324, 2021.

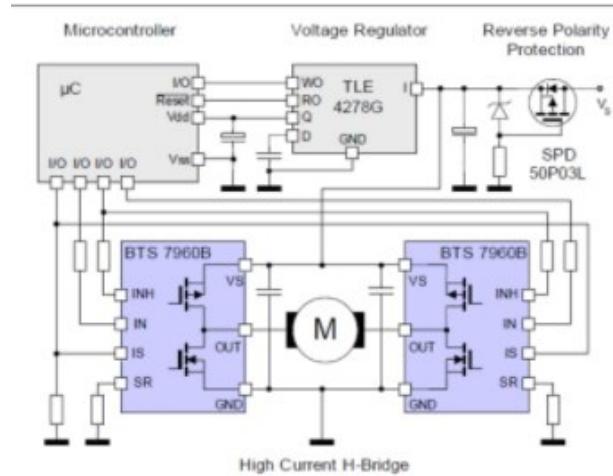
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LAMPIRAN

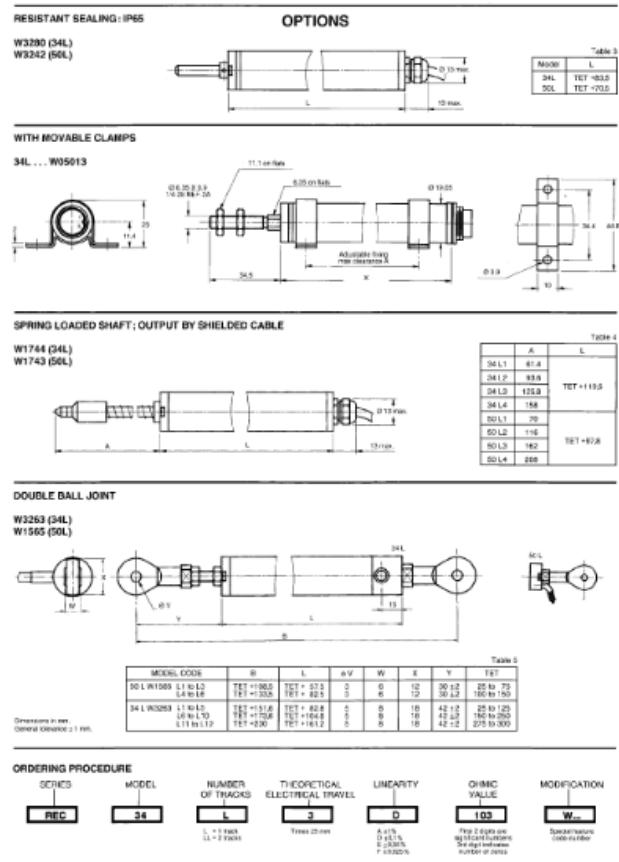
Modifikasi mekanik sistem steering



## Rangkaian Driver motor EPS



## Linear Tranduser



## RIWAYAT PENULIS



**Sutra Wardatul Jannah** lahir di Probolinggo pada tanggal 9 Oktober 1996 sebagai anak pertama dari pasangan Taufiq Mohammad Warasy dan Sutriningsih. Penulis adalah alumni dari MAN 2 Kota Malang, Jawa Timur yang lulus pada tahun 2014. Pendidikan sarjana di tempuh di Program Studi D4 Teknik Elektronika di Politeknik Negeri Malang, lulus tahun 2018. Pada tahun 2020, penulis diterima di Program Magister di Jurusan Teknik Elektro, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan bidang keahlian Teknik Sistem Pengaturan. ([sutra.warda@gmail.com](mailto:sutra.warda@gmail.com) / 0823 3102 6869).

