



PROPOSAL TESIS

***Predictive Control* untuk Integrasi Sistem  
Kecepatan, Kemudi dan Pengereman Mobil  
Otonom untuk Jalan Tanjakan dan Turunan**

RYAN ADITYA  
6022221061

DOSEN PEMBIMBING  
Dr. Ir. Ari Santoso, DEA

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN TEKNIK SISTEM PENGATURAN  
DEPARTEMEN TEKNIK ELEKTRO  
FAKULTAS TEKNOLOGI ELEKTRO  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2022



## LEMBAR PENGESAHAN PROPOSAL TESIS

Judul : *Predictive Control* untuk Integrasi Sistem Kecepatan, Kemudi dan  
Pengereman Mobil Otonom untuk Jalan Tanjakan dan Turunan  
Oleh : Ryan Aditya  
NRP : 6022221061


Telah diseminarkan pada

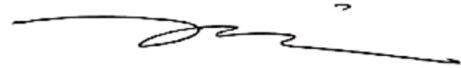
Hari : Kamis  
Tanggal : 22 Desember 2022  
Tempat : AJ-104

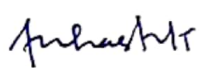
Mengetahui/menyetujui

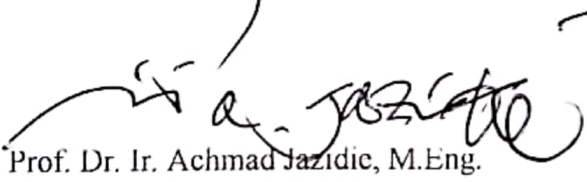
Dosen Penguji:

Calon Dosen Pembimbing

  
1. Prof. Ir. Abdullah Alkaff, M.Sc., Ph.D.  
NIP: 195501231980031002

  
1. Dr. Ir. Ari Santoso, DEA  
NIP: 19660218 199102 1001

  
2. Dr. Trihastuti Agustinah, S.T., M.T.  
NIP: 196808121994032001

  
3. Prof. Dr. Ir. Achmad Jazidic, M.Eng.  
NIP: 195902191986101001

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# ***PREDICTIVE CONTROL* UNTUK INTEGRASI SISTEM KECEPATAN, KEMUDI DAN PENGINEMAN MOBIL OTONOM DENGAN MEMPERHATIKAN KEMIRINGAN JALAN**

Nama mahasiswa : Ryan Aditya  
NRP : 6022221061  
Pembimbing : 1. Dr. Ir. Ari Santoso, DEA  
2.

## **ABSTRAK**

Banyak negara yang masih memiliki jalan melalui daerah bergunung dan berbukit. Jalan dengan fitur berbelok dan berubah ketinggian biasa disebut sebagai jalan tidak terstruktur. Saat melalui jalan ini, dinamika mobil akan terpengaruhi oleh faktor kemiringan dan slip yang tidak diketahui. Tujuan dari penelitian ini adalah mengatur kecepatan melalui akselerasi dan pengereman serta kemudi dari mobil. Sistem pengaturan yang diajukan adalah tingkat atas pengaturan prediktif dan *Fuzzy*-PID sebagai kontroler tingkat rendah yang mengatur aktuator. Mobil yang digunakan pada penelitian ini juga mengandung rem regeneratif sehingga akan dilihat juga efek pengisian baterai saat melakukan pengereman. Pengujian dilakukan pada jalur angka delapan dan turunan dengan manuver belok. Maka pada penelitian ini diharapkan sistem pengaturan yang diajukan dapat dengan menjaga kestabilan kemudi saat melakukan manuver dan kestabilan kecepatan dengan adanya faktor pengereman.

Kata kunci: Mobil Otonom, NMPC, Kontrol Kemudi, Kontrol Kecepatan, Rem Regeneratif

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	1
ABSTRAK .....	3
DAFTAR ISI.....	5
DAFTAR GAMBAR .....	7
DAFTAR TABEL.....	9
LEMBAR PERBAIKAN .....	10
BAB 1 PENDAHULUAN .....	12
1.1 Latar Belakang .....	12
1.2 Rumusan Masalah.....	14
1.3 Tujuan .....	14
1.4 Batasan Masalah .....	14
1.5 Kontribusi .....	14
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA.....	15
2.1 Kajian Penelitian Terkait .....	15
2.1.1 Safe and Energy-Efficient Car-Following Control Strategy for Intelligent Electric Vehicles Considering Regenerative Braking[3] .....	15
2.1.2 Brake Force Sharing to Improve Lateral Stability While Regenerative Braking in a Turn[4] .....	25
2.1.3 Motion Control of Autonomous Vehicles with Guaranteed Prescribed Performance[5] .....	33
2.2 Dasar Teori.....	39
2.2.1 Mobil Otonom.....	39
2.2.2 <i>Electric Power Steering</i> (EPS).....	40
2.2.3 Rem Regeneratif [12].....	41
2.2.4 <i>Nonlinear Model Predictive Control</i> (NMPC) .....	42
2.2.5 Kontroler <i>Fuzzy-PID</i> .....	43
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	46
3.1 Pemodelan Mobil Otonom.....	46
3.1.1 Model Dinamik Mobil [18].....	46
3.1.2 Model Kinematik Mobil [19] .....	51
3.2 Perancangan Kontroler <i>Nonlinear Model Predictive Control</i> .....	51
3.3 Perancangan Kontroler <i>Fuzzy-PID</i> untuk Aktuator .....	52

3.4	Hipotesa Penelitian.....	53
3.5	Rencana Pengujian .....	53
BAB 4 RENCANA DAN JADWAL KEGIATAN .....		56
DAFTAR PUSTAKA.....		58



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Struktur Internal dari IEV .....	15
Gambar 2.2 Model Dinamik Longitudinal Mobil .....	16
Gambar 2.3 Peta Efisiensi dari ACIM .....	17
Gambar 2.4 Model Resistansi Internal Baterai .....	18
Gambar 2.5 Struktur <i>Adaptive Cruise Control</i> dari IEV.....	18
Gambar 2.6 Flowchart Strategi Distribusi Sistem Pengereman.....	20
Gambar 2.7 Grafik Pengereman Regeneratif .....	21
Gambar 2.8 Grafik Hasil <i>Tracking</i> (a) Kecepatan, (b) Percepatan, (c) Posisi, dan (d) Invers TTC.....	22
Gambar 2.9 Grafik Perbandingan Error (a) Jarak dan (b) Kecepatan .....	22
Gambar 2.10 Grafik Perbandingan Konsumsi Energi IEV .....	23
Gambar 2.11 Perbandingan Torsi dari 3 Metode Strategi Pengereman.....	23
Gambar 2.12 Perbandingan Pengisian Energi dari 3 Metode Strategi Pengereman .....	24
Gambar 2.13 Model Kendaraan <i>Two-Track</i> .....	25
Gambar 2.14 Strategi Pembagian Gaya Pengereman .....	28
Gambar 2.15 Blok Diagram Kontrol Kemudi.....	29
Gambar 2.16 Skenario Jalan untuk Simulasi .....	29
Gambar 2.17. Kecepatan <i>Yaw</i> (a) dan Sudut <i>Side Slip</i> (b) pada Rem Regeneratif Roda Depan.....	30
Gambar 2.18 Kecepatan <i>Yaw</i> (a) dan Sudut <i>Side Slip</i> (b) pada Rem Regeneratif Roda Belakang .....	30
Gambar 2.19 Perbandingan Kecepatan <i>Yaw</i> antara Simulasi dengan Implementasi .....	32
Gambar 2.20 Respon Kecepatan <i>Yaw</i> dengan Batasan (a) dan <i>Output</i> Kontrol PI33	
Gambar 2.21 Model Dinamik Mobil.....	34
Gambar 2.22 Model Kinematik untuk Mengikuti Jalur .....	35
Gambar 2.23 Referensi Kecepatan (a) dan Kurvatur Trayektori (b) .....	37
Gambar 2.24 Error Kecepatan Longitudinal .....	38
Gambar 2.25 Error Sudut <i>Yaw</i> .....	38
Gambar 2.26 Error Posisi Lateral .....	38
Gambar 2.27 Trayektori dalam Sistem Koordinat Geodetik .....	38
Gambar 2.28 Sistem Kontrol Mobil Otonom[7] .....	40
Gambar 2.29 Model dinamik sistem EPS .....	41
Gambar 2.30 Ilustrasi NMPC pada waktu $tn$ .....	43
Gambar 2.31 Diagram Blok Kontroler PID .....	44
Gambar 2.32 Diagram Blok Kontroler <i>Fuzzy</i> -PID .....	44
Gambar 2.33 Diagram Blok Proses <i>Fuzzy Logic</i> .....	44
Gambar 3.1 Diagram Blok Kontrol Manuver Mobil .....	46
Gambar 3.2 Model Dinamik Mobil.....	47
Gambar 3.3 Vektor Kecepatan Roda .....	49

Gambar 3.4 Model Kinematik <i>Bicycle Model</i> .....	51
Gambar 3.5 Skema Jalur Delapan .....	53
Gambar 3.6 Skema Jalur Menanjak dan Berbelok .....	54

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan Performa Pengisian Energi.....	24
Tabel 2.2 Pengaruh $k$ pada Pengereman Regeneratif Roda Depan .....	30
Tabel 2.3 Pengaruh $k$ pada Pengereman Regeneratif Roda Belakang.....	31
Tabel 2.4 Pengaruh $V_x$ terhadap Kecepatan $Yaw$ dan Sudut Slip.....	31
Tabel 2.5 Pengaruh $R_m$ terhadap Kecepatan $Yaw$ dan Sudut Slip .....	31
Tabel 2.6 Pengaruh $\mu$ terhadap Kecepatan $Yaw$ dan Sudut Slip .....	31
Tabel 2.7 Perbandingan Energi yang Dihasilkan dari Pengereman.....	32
Tabel 4.1 Rencana Kegiatan selama Penelitian .....	56

## LEMBAR PERBAIKAN

Tabel dibawah merupakan saran dan perbaikan dari penguji setelah penulis melakukan ujian proposal tesis.

No.	Saran atau Perbaikan	Tindakan
1	Kata “Kemiringan Jalan” dalam judul kurang tepat lebih baik menggunakan kata ”Tanjakan” dan ”Turunan”.	Kata kemiringan jalan sudah diganti pada bagian judul.
2	Latar belakang masih belum menggambarkan tujuan penelitian, seharusnya ada paragraf yang mengandung kelebihan, kekurangan serta kontribusi yang diberikan dari setiap kajian utama.	Latar belakang sudah ditambahkan ringkasan kelebihan, kekurangan serta kontribusi masing-masing kajian.
3	Kelebihan, kekurangan dan kontribusi setiap kajian harus lebih ditonjolkan pada Bab 2.	Kelebihan, kekurangan dan kontribusi masing-masing kajian sudah lebih ditekankan.
4	Blok diagram dari sistem yang ditawarkan masih belum lengkap dan tidak disusun menjadi satu sistem.	Blok diagram yang awalnya terdiri dari tiga bagian sudah digabung menjadi satu gambar blok diagram.
5	Periksa kembali semua sitasi dan memastikan tidak terjadi plagiarisme.	Sudah dicek kembali mengenai plagiarisme dan pemberian sitasi.
6	Tidak perlu membahas MPC untuk manuver belok, seharusnya MPC untuk melewati tanjakan dan turunan, terutama saat meningkatkan kecepatan saat menanjak dan mengurangi kecepatan saat menurun. Keputusan diserahkan pada pembimbing.	Saran diterima karena kemungkinan untuk publikasi luas dan hal seperti yang disebutkan belum banyak dibahas. Model dan desain sistem akan didapatkan saat penelitian berjalan. Untuk proposal akan ditambahkan dibagian tujuan saja.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mobil otonom adalah mobil yang dapat beroperasi sendiri tanpa campur tangan manusia. Dengan berkembangnya mobil otonom, ada dua variabel yang perlu diperhatikan yaitu kemudi dan kecepatan. Secara garis besar kontrol mobil otonom dibagi menjadi kontrol lateral dan longitudinal [1]. Industri otomotif juga mulai beralih ke penggerak listrik dengan sumber daya baterai. Karena penggunaan motor listrik, metode paling efektif dalam memanfaatkan energi mekanik yang berlebih dari motor adalah dengan mengubah energi kinematik menjadi energi listrik. Pengisian baterai melalui energi kinetik berlebih motor disebut sebagai pengereman regeneratif [2].

Penelitian mobil otonom yang pernah dilakukan antara lain, [3] membahas *adaptive cruise control* (ACC) dengan adanya pengereman regeneratif menggunakan dua tingkat kontrol dengan tingkat atas menggunakan *adaptive fuzzy sliding mode control* (AFSMC) dan tingkat aktuator dengan distribusi sistem rem mekanik dan regeneratif. Kontroler yang ditawarkan dapat melakukan *tracking* kecepatan mobil didepannya baik pada jalan kering maupun basah. Pengujian pada penelitian ini juga menunjukkan bahwa pengereman regeneratif saja cukup apabila mobil dalam mode *cruise control* dengan lajur lurus. Namun pada penelitian ini masih belum dibahas mengenai kontrol kemudi pada mobil serta bagaimana performa kontroler saat menghadapi gangguan seperti tanjakan serta turunan.

Penelitian [4] menekankan kestabilan saat melakukan manuver belok menggunakan kombinasi rem mekanik dan rem regeneratif. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa rem regeneratif saja tidak dapat menjaga kestabilan mobil saat melakukan manuver belok, maka digunakan kontroler PI untuk menentukan rasio antara rem mekanik dan regeneratif yang dapat menjaga kestabilan mobil. Hal lain yang menarik dalam penelitian ini adalah penggunaan batasan maksimum sudut *yaw* mobil dalam penentuan penggunaan rem. Kelemahan yang menonjol pada penelitian ini adalah linearisasi melalui kecepatan longitudinal konstan padahal saat

belok kecepatan mobil tidak mungkin konstan. Karena penelitian ini berfokus pada pengereman saat tikungan saja, hal ini dapat menjadi faktor mobil menjadi tidak stabil, apabila mobil sudah melakukan pengereman sebelum mencapai tikungan mungkin rem regeneratif saja cukup saat melakukan tikungan.

Pada penelitian [5], mengajukan untuk mengontrol kedua kecepatan dan kemudi dari mobil otonom secara bersamaan. Kontroler yang digunakan adalah *sliding mode control* (SMC) dengan *performance guarantee* (PG). Dimana error dari kecepatan longitudinal, posisi lateral dan sudut *yaw* mobil diberi batasan untuk membantu konvergensi error. Model yang digunakan dalam desain kontroler hanyalah gaya utama yang bekerja pada mobil dan gaya eksternal serta gaya lainnya dianggap sebagai gangguan. Kontroler yang ditawarkan berhasil menjaga kestabilan mobil selama manuver dengan error berada pada dalam batas yang ditentukan. Namun penelitian ini belum mengintegrasikan sistem aktuator yang bekerja pada mobil seperti roda kemudi, mesin penggerak mobil serta sistem pengereman. Pengujian hanya dilakukan pada satu jenis jalur saja dan belum diuji performanya ketika melewati turunan.

Karena [3] dan [4] belum membahas kombinasi antara kontrol lateral dan longitudinal, Maka dari itu, melakukan koordinasi kontrol lateral dan longitudinal dari [3] akan menjadi salah satu fokus dalam penelitian ini. Selain itu gaya akibat tanjakan dan turunan juga akan dimodelkan secara matematis pada penelitian yang akan dilakukan. Pengaturan mobil otonom pada penelitian-penelitian diatas masih berfokus hanya dalam menjaga kestabilan. Padahal mobil otonom juga memerlukan unsur prediktif dalam pengaturannya layaknya seperti manusia yang bisa berpikir beberapa langkah ke depan. Kelebihan dari kontroler prediktif pada mobil otonom antara lain, dapat mengurangi kecepatan lebih awal dan mempersiapkan manuver kemudi saat melalui tikungan. Pengurangan kecepatan ini dapat dilakukan dengan mengurangi kecepatan motor saja atau menggunakan sistem rem. Contoh lain adalah kapan waktu yang tepat untuk melepas gas ketika mobil hampir selesai menanjak. Maka pada penelitian ini akan digunakan kontroler prediktif pada tingkat atas sebagai kontrol *tracking* mobil otonom. Sedangkan aktuator yang bekerja pada mobil akan digunakan kontroler *Fuzzy-PID* walaupun kontroler PID saja cukup dalam mengontrol aktuator namun, penelitian ini juga akan mempertimbangkan

efek *gearbox* yang bekerja pada sistem kemudi maupun sistem penggerak mobil. Penelitian ini juga akan menunjukkan hasil pengisian baterai yang terjadi akibat dari pengereman regeneratif.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Masalah yang dirumuskan pada penelitian ini adalah

1. Cara integrasi kontrol sistem pengereman, kecepatan, dan kemudi serta melakukan prediksi kontrol pada mobil otonom terutama saat tikungan, tanjakan dan turunan.
2. Cara pengisian baterai saat melakukan pengereman regeneratif.

## **1.3 Tujuan**

Berdasarkan rumusan masalah yang telah disusun, maka tujuan dari penelitian ini adalah merancang kontroler prediktif untuk pengaturan kecepatan dan kemudi pada tingkat atas yang dapat menjaga kestabilan dengan adanya tikungan, tanjakan serta turunan. Merancang kontroler tingkat rendah *Fuzzy*-PID untuk aktuator serta melakukan pengisian baterai saat melakukan pengereman regeneratif.

## **1.4 Batasan Masalah**

Batasan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Kecepatan mobil diberi batasan antara 0 sampai 80 m/s.
2. Kecepatan semua roda dianggap sama.
3. Sudut belok diasumsikan maksimal  $30^\circ$ .
4. Gaya gesek jalan diasumsikan konstan.
5. Pengujian dilakukan pada jalur yang sudah ditentukan.

## **1.5 Kontribusi**

Kontribusi yang diharapkan dari hasil penelitian ini adalah sistem pengaturan prediktif yang mengintegrasikan kecepatan baik melalui akselerasi atau pengereman serta pengaturan kemudi terutama pada tikungan, turunan dan tanjakan.



## BAB 2

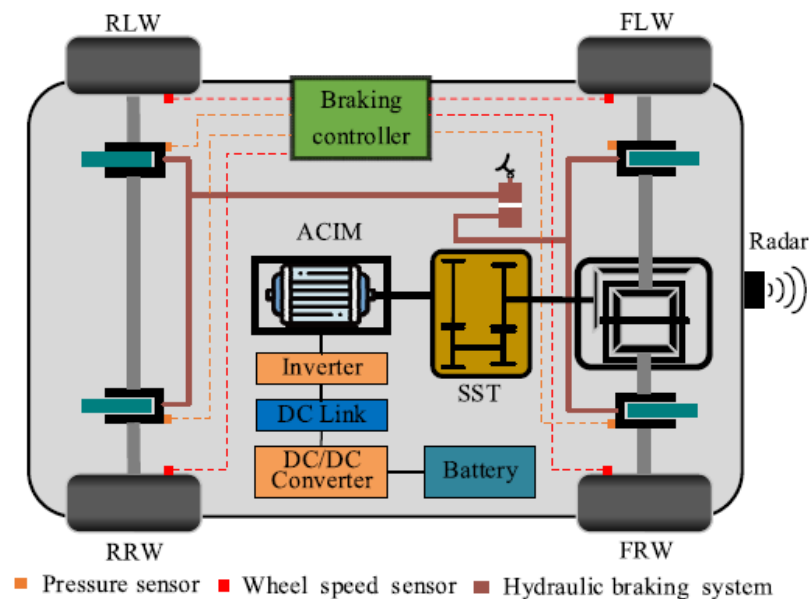
### KAJIAN PUSTAKA

#### 2.1 Kajian Penelitian Terkait

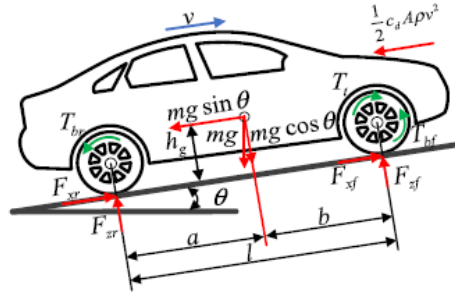
Hasil penelitian yang dikaji berjumlah 3 penelitian yang menjelaskan relasi matematis antara kecepatan dan pengereman, kecepatan dan kemudi, serta kemudi dan pengereman.

##### 2.1.1 Safe and Energy-Efficient Car-Following Control Strategy for Intelligent Electric Vehicles Considering Regenerative Braking[3]

IEV yang digunakan pada penelitian adalah mobil dengan kemudi roda depan. Sesuai dengan Gambar 2.1 IEV ini dilengkapi dengan *millimeter-wave radar*, baterai lithium-ion, motor induksi AC, rangkaian sistem daya, sistem transmisi dengan rasio gigi 6.6732 dan sistem rem hidrolis. Beberapa asumsi digunakan dalam penyederhanaan model mobil antara lain, gerak lateral dan vertical diabaikan, torsi sistem rem terhadap setiap roda dianggap sama dan *loss* torsi dari motor juga diabaikan. Gambar 2.2 menunjukkan dinamika longitudinal mobil yang sederhana dengan  $v$  adalah kecepatan longitudinal,  $\omega_f$  dan  $\omega_r$  secara berurutan adalah kecepatan putar roda depan dan belakang.



Gambar 2.1 Struktur Internal dari IEV



Gambar 2.2 Model Dinamik Longitudinal Mobil

$$\begin{aligned}
 m\dot{v} &= 2F_{xf} + 2F_{xr} - F_{res} \\
 J_{\omega f}\dot{\omega}_f &= T_t - rF_{xf} - T_{bf} \\
 J_{\omega r}\dot{\omega}_r &= -rF_{xr} - T_{br}
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

dimana  $F_{xf}$  dan  $F_{xr}$  adalah gaya longitudinal roda depan dan belakang,  $J_{\omega f}$  dan  $J_{\omega r}$  adalah rotasi inertia roda depan dan belakang,  $T_t = \eta_{g0} i_g i_0 T_m$  adalah torsi kemudi,  $\eta_{g0}$  adalah efisiensi total dari sistem transmisi dan mesin penggerak,  $i_g$  adalah rasio gigi transmisi,  $i_0$  adalah rasio motor penggerak,  $T_m$  adalah torsi dari ACIM yang juga dapat berfungsi sebagai rem regeneratif,  $T_b$  adalah torsi rem hidrolik,  $r$  sebagai radius roda dan  $F_{res}$  adalah total gaya resistansi yang menghambat laju mobil.

$$F_{res} = mg(f \cos \theta + \sin \theta) + \frac{1}{2} c_d A \rho v^2 \tag{2.2}$$

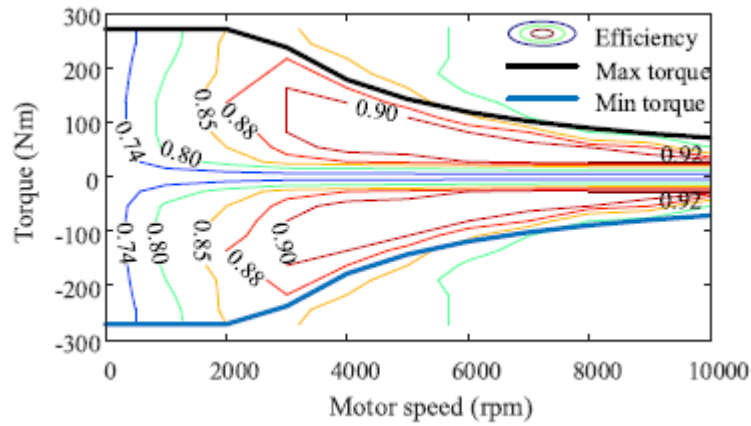
dimana  $m$  adalah massa kendaraan,  $g$  adalah percepatan gravitasi,  $f$  adalah koefisien hambatan gulir,  $\theta$  adalah kemiringan jalan,  $c_d$  adalah koefisien aerodinamik,  $A$  adalah luas bagian depan mobil dan  $\rho$  adalah kepadatan udara. Model roda yang digunakan adalah *Magic tire formula* untuk menggambarkan gaya longitudinal  $F_{xf}$  dan  $F_{xr}$

$$\begin{aligned}
 F_{xi}(\lambda) &= D \sin\{C \arctan[B\lambda_i - E(B\lambda_i - \arctan(B\lambda_i))]\} \\
 \begin{cases} B = \frac{b_3 F_{zi}^2 + b_4 F_{zi}}{C D e^{b_5 F_{zi}}} \\ C = b_0 \\ D = b_1 F_{zi}^2 + b_2 F_{zi} \\ E = b_6 F_{zi}^2 + b_7 F_{zi} + b_8 \end{cases} \\
 \lambda_i &= \frac{\omega_i r - v}{\max(\omega_i r, v)} \\
 i &= r, f
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

dimana  $F_z$  adalah gaya normal roda, parameter  $b$  didapatkan melalui pengujian gaya ban,  $\lambda$  adalah ratio slip dari roda. Gaya normal roda dengan mempertimbangkan perpindahan beban dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{zf} &= \frac{m}{2l} (gb - \dot{v}h_g) \\ F_{zr} &= \frac{m}{2l} (ga + \dot{v}h_g) \end{aligned} \quad (2.4)$$

dimana  $l$  adalah jarak roda,  $a$  dan  $b$  secara berurutan adalah jarak roda depan dan belakang terhadap pusat gravitasi,  $h_g$  adalah tinggi pusat gravitasi.



Gambar 2.3 Peta Efisiensi dari ACIM

Untuk aplikasi waktu sebenarnya, dinamika rumit dari motor diabaikan dan respon torsi dari motor induksi disederhanakan sebagai sistem orde 1 tanpa delay murni

$$T_m = \frac{1}{\tau_m s + 1} T_{md} \quad (2.5)$$

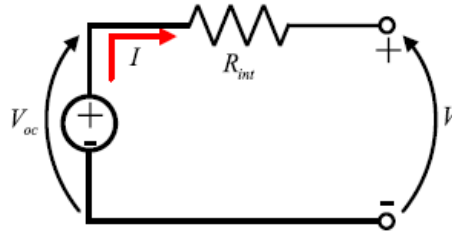
dimana  $T_{md}$  adalah torsi yang diinginkan dan  $\tau_m$  adalah *time constant*. Efisiensi  $\eta_m$  dari motor induksi adalah sebuah fungsi yang nilainya didapatkan dari Gambar 2.3 dan diformulasikan sebagai berikut

$$\eta_m = f(T_m, \omega_M) \quad (2.6)$$

Dengan mengabaikan efek beban elektronik lainnya (radiator, AC, dll) terhadap daya baterai, *output* baterai yang diinginkan dianggap sama dengan *input* motor yang diinginkan

$$P_b = \begin{cases} \frac{T_m \omega_m}{\eta_{m \text{ dis}} \eta_p} & \text{discharge} \\ \eta_{m \text{ chg}} \eta_p T_m \omega_m & \text{charge} \end{cases} \quad (2.7)$$

dimana  $P_b$  adalah daya baterai dan  $\eta_p$  adalah efisiensi dari rangkaian listrik yang ada. Dalam penelitian ini  $\eta_p$  dianggap konstan sebesar 96%.



Gambar 2.4 Model Resistansi Internal Baterai

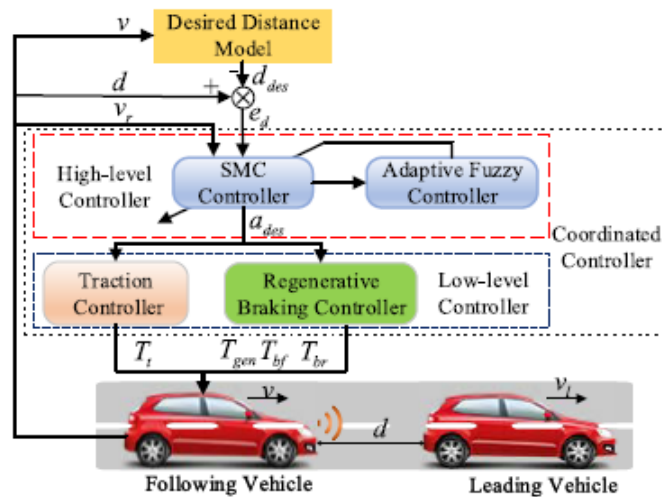
Sedangkan model baterai, dinamika tegangan dari baterai diabaikan dan resistansi internal digunakan untuk menggambarkan model seperti pada Gambar 2.4. Model dinamik *State of Charge* (SOC) didapatkan sebagai berikut

$$\frac{d}{dt}(\text{SOC}) = \begin{cases} -\frac{1}{\eta_{b \text{ dis}}} \frac{I}{Q_b} \\ -\eta_{b \text{ chg}} \frac{I}{Q_b} \end{cases} \quad (2.8)$$

dengan

$$I = \frac{V_{oc} - \sqrt{V_{oc}^2 - 4R_{int}P_b}}{2R_{int}} \quad (2.9)$$

dimana  $\eta_b$  adalah efisiensi baterai dan  $Q_b$  adalah kapasitas baterai.



Gambar 2.5 Struktur *Adaptive Cruise Control* dari IEV

Kontroler yang diajukan berdasarkan Gambar 2.5 memiliki 2 tingkat dengan tingkat pertama adalah AFSMC sebagai kontroler tingkat tinggi dan kontroler tingkat rendah untuk rem regeneratif. Posisi dan kecepatan dari kendaraan yang diikuti diukur menggunakan *millimeter-wave radar*, tetapi percepatan kendaraan yang diikuti sulit diukur. Maka dalam penyusunan kontroler AFSMC, percepatan ini akan dianggap sebagai gangguan eksternal. *Control law* yang digunakan ada saat tanpa gangguan eksternal  $u_{eq}$  dan untuk menolak gangguan  $u_{sw}$  yang merupakan kontrol *switching*. Maka didapatkan *control law* keseluruhan sebagai berikut

$$\begin{aligned} u_{eq} &= \frac{m_1 v_r - m_2 \tau_h \dot{u}}{m_1 \tau_h + m_2} \\ u_{sw} &= \frac{\varepsilon \operatorname{sgns} + ks}{m_1 \tau_h + m_2} \\ u &= u_{sw} + u_{eq} \\ u &= \frac{m_1 v_r - m_2 \tau_h \dot{u} + \varepsilon \operatorname{sgns} + ks}{m_1 \tau_h + m_2} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Dimana  $k$  dan  $\varepsilon$  adalah konstanta positif serta  $\varepsilon \geq |m_2 a_l|$ . Kontroler juga sudah diuji kestabilannya menggunakan teorema Lyapunov. Selanjutnya *output* SMC diperhalus menggunakan kontroler *fuzzy single-input single-output* (SISO). Sehingga *control law* dengan fuzzy dapat dituliskan kembali menjadi

$$\begin{aligned} u &= \frac{m_1 v_r - m_2 \tau_h \dot{u} + ks + \hat{f}(s)}{m_1 \tau_h + m_2} \\ \hat{f}(s|\hat{\theta}_f) &= \hat{\theta}_f^T \xi(s) \\ \xi(s) &= \frac{\prod_{i=1}^n \mu_{A_i^j}(s_i)}{\sum_{j=1}^p \prod_{i=1}^n \mu_{A_i^j}(s_i)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

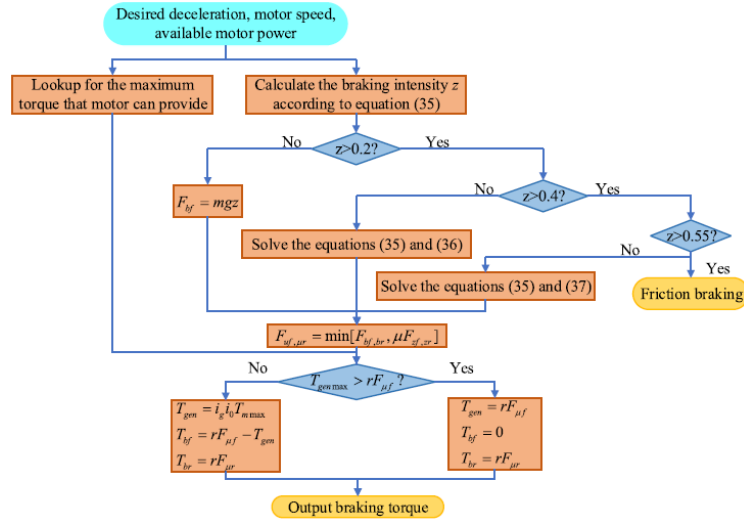
dimana  $\hat{f}(s)$  adalah keluaran dari sistem *fuzzy*,  $\mu_{A_i^j}$  adalah *membership function* Gaussian,  $p$  dan  $n$  adalah jumlah *rules* dan input dari sistem *fuzzy*. Agar parameter dapat menyesuaikan perubahan daerah *sliding mode*, diperlukan *control law* adaptif dengan  $\gamma$  adalah konstanta positif.

$$\dot{\hat{\theta}}_f = \gamma s \xi(s) \quad (2.12)$$

Selanjutnya untuk kontroler rem regeneratif dibagi menjadi kontrol traksi dan strategi distribusi rem regeneratif. Kontrol traksi bertujuan untuk menjaga umur sistem mekanik serta meningkatkan efisiensi energi IEV.

$$T_{md} = \frac{1}{i_0 i_g} (\dot{T}_{td} + \tau_m T_{td}) \quad (2.13)$$

dimana  $T_{td} = r(ma_{des} + F_{res})$  adalah torsi traksi yang diinginkan.



Gambar 2.6 Flowchart Strategi Distribusi Sistem Pengereman

Untuk strategi distribusi, disusun seperti Gambar 2.6. Intensitas pengereman  $z$  dibagi menjadi 4 tingkatan:

1.  $0 < z < 0.2$  adalah pengereman regeneratif hanya untuk roda depan berdasarkan garis OC pada Gambar 2.7.

$$F_{bf} = mgz \quad (2.14)$$

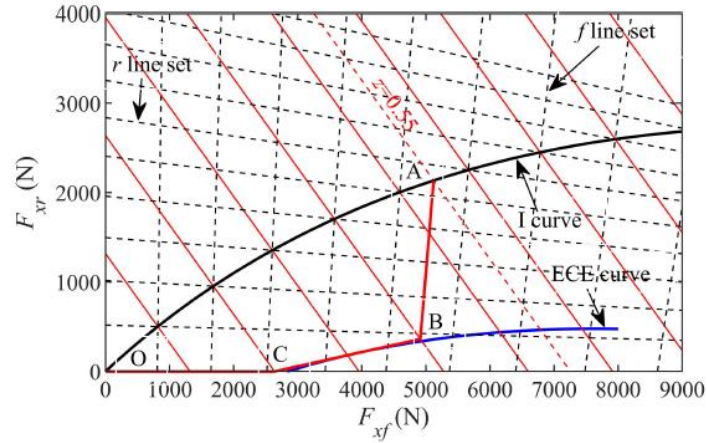
2.  $0.2 < z < 0.4$  adalah gabungan pengereman regeneratif roda depan dengan persamaan 2.14 dan roda belakang dengan persamaan 2.15 dengan  $k_{CB}$  berdasarkan kemiringan garis BC

$$F_{br} = k_{CB} F_{bf} \quad (2.15)$$

3.  $0.4 < z < 0.55$  adalah gabungan pengereman regeneratif dengan persamaan roda belakang didasarkan dengan kemiringan garis AB dan roda depan dengan persamaan 2.14

$$F_{br} = k_{BA} F_{bf} \quad (2.16)$$

4.  $0.55 < z < 1$  adalah pengereman dalam keadaan darurat dan hanya *friction braking* yang digunakan untuk menjaga keamanan.



Gambar 2.7 Grafik Pengereman Regeneratif

Untuk menjaga agar roda tidak terkunci, gaya pengereman yang diberikan dirumuskan sebagai berikut

$$\begin{cases} F_{\mu f} = \min(F_{bf}, \mu F_{zf}) \\ F_{\mu r} = \min(mgz - F_{\mu f}, \mu F_{zr}) \end{cases} \quad (2.17)$$

dimana  $F_{\mu}$  adalah total gaya pengereman yang diinginkan untuk actuator. Untuk memaksimalkan energi yang dihasilkan dari pengereman, torsi pengereman roda depan dibandingkan dengan nilai maksimum torsi rem regeneratif. Apabila torsi maksimum rem regeneratif lebih besar maka

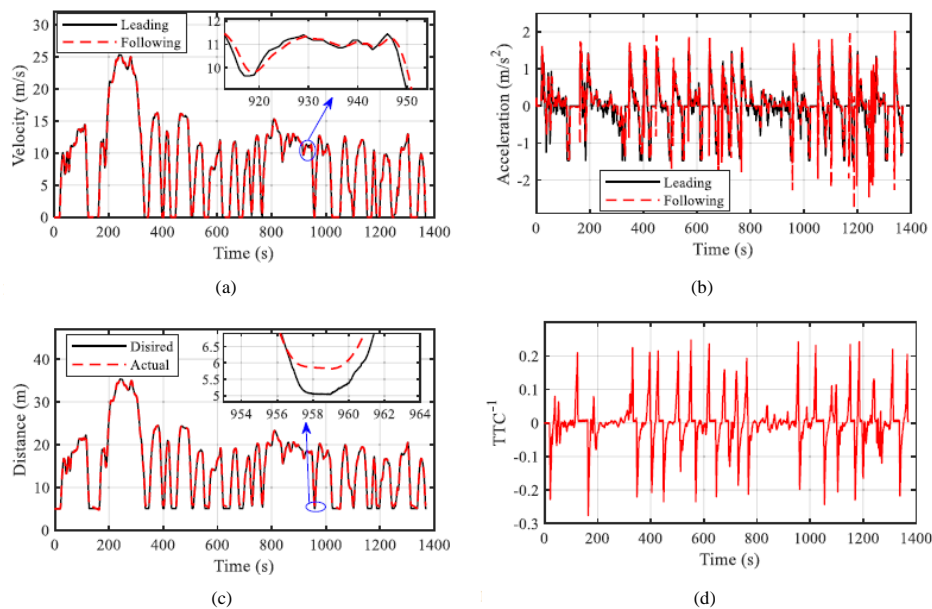
$$\begin{aligned} T_{gen} &= rF_{\mu f} \\ T_{bf} &= 0 \\ T_{br} &= rF_{\mu r} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Sedangkan jika lebih kecil

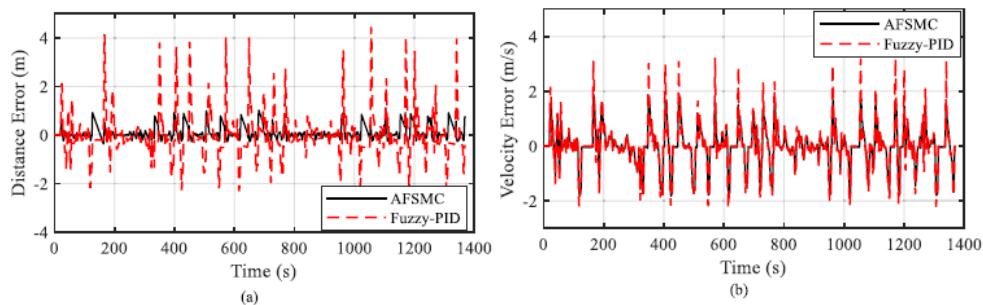
$$\begin{aligned} T_{gen} &= i_g i_0 T_{m \max} \\ T_{bf} &= rF_{\mu f} - T_{gen} \\ T_{br} &= rF_{\mu r} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Eksperimen dilakukan melalui simulasi MATLAB/SIMULINK. Pengujian dilakukan terhadap jalan dengan gaya gesek rendah dan tinggi. Pertama untuk gaya gesek tinggi atau jalan yang tidak licin dengan konstanta 0.85, jarak awal dengan mobil didepannya adalah 5m dan kecepatan awal kedua mobil dianggap sama. Performa *tracking* berdasarkan Gambar 2.8(a). menunjukkan performa yang baik. Perbedaan kecepatan

yang muncul pada Gambar 2.8(b). menunjukkan adanya ‘*delay waktu*’ saat akselerasi maupun deakselerasi. Error yang besar juga muncul pada Gambar 2.8(c). akibat perubahan kecepatan dalam waktu singkat. Gambar 2.8(d). merupakan *inverse time-to-collision* (TTC) yang digunakan untuk melihat waktu yang tersisa sebelum terjadi tabrakan apabila kecepatan IEV tidak berubah. TTC tertinggi untuk nilai positif adalah 0.25, untuk nilai negatif diabaikan karena dianggap tidak ada mobil dibelakang.



Gambar 2.8 Grafik Hasil *Tracking* (a) Kecepatan, (b) Percepatan, (c) Posisi, dan (d) Invers TTC

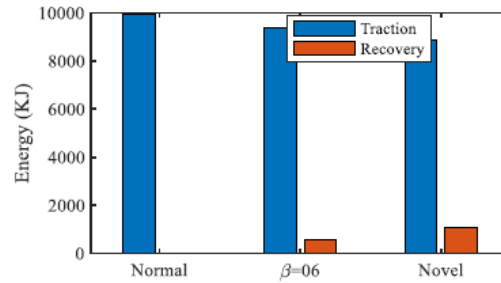


Gambar 2.9 Grafik Perbandingan Error (a) Jarak dan (b) Kecepatan

Selanjutnya kontroler AFSMC dibandingkan dengan kontroler *fuzzy*-PID dan performanya dapat terlihat pada Gambar 2.9 dimana error yang dihasilkan AFSMC lebih kecil dari *fuzzy*-PID. Untuk verifikasi pengujian performa penghematan energi, metode pengereman biasa tanpa rem regeneratif dan

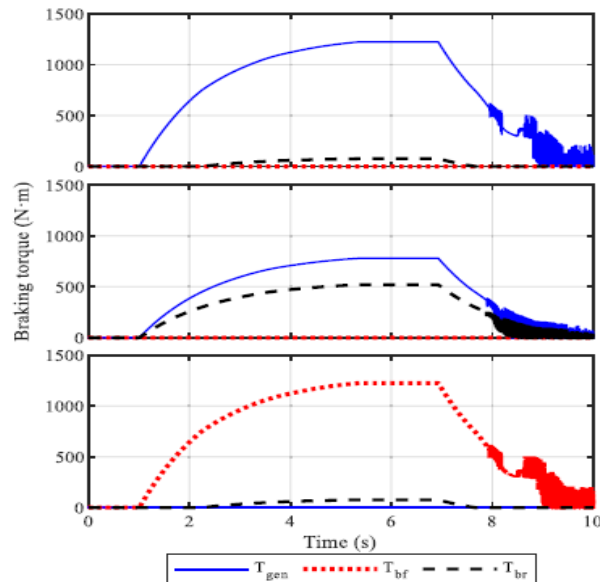


pengereman gabungan dengan proporsi konstan digunakan dengan rasio  $\beta = 0.6$ . Konsumsi energi dari metode pengereman ditunjukkan oleh Gambar 2.10 dimana energi dari pembagian pengereman konstan menghasilkan 588KJ energi sedangkan metode yang ditawarkan 1080KJ energi.



Gambar 2.10 Grafik Perbandingan Konsumsi Energi IEV

Terakhir untuk pengujian jalan dengan gaya gesek rendah dengan koefisien gesek 0.35. Mobil di depan pertama memiliki kecepatan 20 m/s lalu melakukan rem hingga mobil berhenti. Sistem distribusi pengereman kembali dibandingkan dengan metode rem mekanik dan kombinasi rem mekanik dengan rem regeneratif.



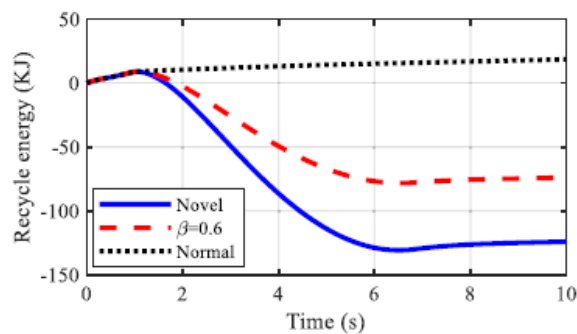
Gambar 2.11 Perbandingan Torsi dari 3 Metode Strategi Pengereman

Grafik pertama Gambar 2.11 adalah hasil dari metode yang ditawarkan, grafik kedua adalah metode proporsi konstan dan grafik terakhir adalah metode pengereman tradisional. Dari grafik pertama dapat dilihat sebagian besar pengereman dilakukan oleh rem regeneratif dan sedikit bantuan rem mekanik pada

roda belakang. Pada Gambar 2.12 nilai positif adalah energi yang digunakan sedangkan energi negatif adalah energi yang dikembalikan. Untuk perbandingan secara kuantitatif dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Perbandingan Performa Pengisian Energi

Skema	SOC (%)	Energi yang dikembalikan (KJ)	Tingkat energi yang dikembalikan (%)
Novel	50.15	124.17	57.61
$\beta = 0.6$	50.09	73.91	34.28
Normal	49.98	0	0



Gambar 2.12 Perbandingan Pengisian Energi dari 3 Metode Strategi Pengereman

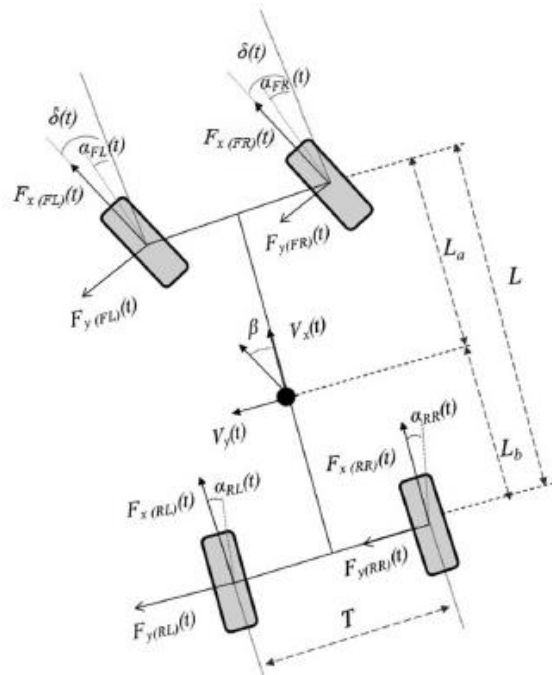
Dalam penelitian ini kombinasi kontroler tingkat tinggi ASMC serta kontroler traksi dan distribusi pengereman tingkat rendah dapat melakukan *tracking* kecepatan dan posisi dengan error kecepatan kurang dari 2 m/s dan error posisi kurang dari 1 m. Metode distribusi torsi pengereman juga berhasil meningkatkan pengisian baterai melalui rem regeneratif. Tingkat pengisian energi bertambah menjadi 57.61% dan 23.33% lebih tinggi dari metode distribusi yang selalu konstan.

Penelitian ini berhasil menunjukkan bahwa pengereman regeneratif murni dapat dengan stabil mengatur kecepatan mobil baik dalam kondisi jalan kering maupun licin. Metode distribusi rem yang ditawarkan juga sudah meningkatkan energi yang dihasilkan selama pengereman. Error posisi dan kecepatan yang dihasilkan juga sudah relatif kecil. Namun, kekurangan penelitian ini adalah belum mempertimbangkan efek kemudi yang bekerja pada mobil. Karena tidak selalu jalur yang dilalui bersifat lurus. Oleh karena itu, penelitian yang dilakukan akan mempertimbangkan pengaruh dari dinamika lateral mobil dan juga akan melakukan

desain kontrol untuk jalan turunan dan tanjakan yang mengandung tikungan. Inovasi menggunakan rem regeneratif akan digunakan pada penelitian yang akan dilakukan untuk memanfaatkan energi yang biasanya terbuang sia-sia oleh rem mekanik.

### 2.1.2 Brake Force Sharing to Improve Lateral Stability While Regenerative Braking in a Turn[4]

Masalah yang diangkat dalam penelitian ini adalah strategi pengereman yang dapat meningkatkan kestabilan lateral serta pengisian energi baterai selama proses pengereman. Metode yang ditawarkan adalah menggunakan *brake force sharing* (BFS) untuk membagi gaya yang diberikan antara rem regeneratif dan mekanik serta *brake force distribution* (BFD) untuk membagi gaya rem yang diberikan antara roda depan dengan belakang. Model yang digunakan adalah model *two-track* (Gambar 2.13) dengan  $V_x$ ,  $V_y$ , dan  $\Omega_z$  adalah derajat kebebasan dari model. Kendaraan diasumsikan simetri dalam sumbu longitudinal serta gerakan *roll* dan *pitch* juga diabaikan. Sudut kemudi roda depan untuk roda kiri  $\delta_{FL}$  dan kanan  $\delta_{FR}$  juga dianggap sama. Persamaan dinamik dari gerak lateral dan longitudinal dirumuskan sebagai berikut



Gambar 2.13 Model Kendaraan *Two-Track*

$$\begin{aligned}
m[\dot{V}_x(t) - V_y(t)\Omega_z(t)] &= F_{x(RL)}(t) + F_{x(RR)}(t) \\
&+ [F_{x(FL)}(t) + F_{x(FR)}(t)] \cos \delta(t)
\end{aligned} \tag{2.19}$$

$$\begin{aligned}
&- [F_{y(FL)}(t) + F_{y(FR)}(t)] \sin \delta(t) \\
m[\dot{V}_y(t) + V_x(t)\Omega_z(t)] &= F_{y(RL)}(t) + F_{y(RR)}(t) \\
&+ [F_{y(FL)}(t) + F_{y(FR)}(t)] \cos \delta(t)
\end{aligned} \tag{2.20}$$

$$\begin{aligned}
&+ [F_{x(FL)}(t) + F_{x(FR)}(t)] \sin \delta(t) \\
I_z \Omega_z(t) &= L_a [F_{x(FL)}(t) + F_{x(FR)}(t)] \sin \delta(t) \\
&+ L_a [F_{y(FL)}(t) + F_{y(FR)}(t)] \cos \delta(t) \\
&- L_b [F_{y(RL)}(t) + F_{y(RR)}(t)] + \frac{T}{2} [F_{x(RR)}(t) - F_{x(RL)}(t)] \\
&+ \frac{T}{2} [F_{x(FR)}(t) - F_{x(FL)}(t)] \cos \delta(t) \\
&+ \frac{T}{2} [F_{y(FL)}(t) - F_{y(FR)}(t)] \sin(t)
\end{aligned} \tag{2.21}$$

Sudut slip roda  $\alpha$  dan sudut slip kendaraan  $\beta$  disusun sebagai berikut

$$\begin{aligned}
\alpha_{(FL)}(t) &= \alpha_{(FR)}(t) = \delta(t) - \frac{V_y(t) + L_\alpha \Omega_z(t)}{V_x(t)} \\
\alpha_{(RL)}(t) &= \alpha_{(RR)}(t) = -\frac{V_y(t) - L_\alpha \Omega_z(t)}{V_x(t)} \\
\beta(t) &= \tan^{-1} \frac{V_y(t)}{V_x(t)}
\end{aligned} \tag{2.22}$$

Gaya dinamik yang dihasilkan akibat interaksi roda dengan jalan adalah  $F_x$  yang merupakan fungsi terhadap  $\sigma_x$  dan  $F_y$  adalah fungsi  $\alpha$ . Untuk  $a$  yang kecil dan  $F_x$  diabaikan,  $F_y(t)$  bisa dilakukan pendekatan sebagai fungsi linear  $a(t)$

$$F_y(t) = C_a a(t) \tag{2.23}$$

Model roda yang digunakan adalah model roda Dugoff yang dirumuskan sebagai berikut

$$F_{y(\text{combined})} = C_a \frac{\tan(a)}{1 + \sigma_x} f(\lambda) \tag{2.24}$$

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 + \sigma_x)}{2\sqrt{(C_\sigma \sigma_x)^2 + (C_a \tan(a))^2}}$$

$$f(\lambda) = (2 - \lambda)\lambda \text{ if } \lambda < 1$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ if } \lambda \geq 1$$
(2.25)

Sedangkan untuk pengereman regeneratif murni, gaya maksimal yang dihasilkan rem regeneratif  $F_{(reg\ max)}$  yang dihasilkan generator dirumuskan 2.26 dan deakselerasi dirumuskan pada 2.27

$$F_{(reg\ max)}(t) = \frac{P_{m(braking)}}{V_x(t)}$$
(2.26)

$$a(t) = \frac{F_{(reg\ max)}(t)}{m}$$
(2.27)

dengan  $P_{m(braking)}$  adalah daya maksimal pengereman yang dimiliki motor. Terakhir adalah model energi yang dikembalikan dari proses pengereman dan energi yang dihasilkan dirumuskan sebagai berikut

$$E_{rcv} = \frac{1}{2} m \Delta V^2 - \int_{t_0}^{t_1} mg f_r V(t) dt - \int_{t_0}^{t_1} \frac{1}{2} \rho A_f C_d V(t)^2 dt$$
(2.28)

$$E_{reg} = \int_{t_0}^{t_1} F_{reg}(t) V(t) dt$$
(2.29)

Strategi kontrol pada penelitian ini dibagi menjadi 2, pertama untuk kestabilan lateral dan kedua untuk distribusi torsi pengereman. Nilai kecepatan yaw  $\Omega_z$  dan sudut slip  $\beta$  akan diberikan batas atas berdasarkan koefisien gesek jalan

$$\Omega_{z(Upper-bound)} = 0.85 \frac{\mu g}{V_x}$$
(2.30)

$$\beta_{(Upper-bound)} = \tan^{-1}(0.02 \mu g)$$
(2.31)

Sehingga didapatkan batas atas  $10^\circ$  pada  $\mu = 0.9$  saat jalan kering dan  $4.5^\circ$  pada  $\mu = 0.4$  saat basah. Strategi *Brake Force Sharing* (BFS) yang diajukan terdapat pada Gambar 2.14. Variabel yang digunakan dalam strategi berasal dari permintaan  $V_x$ ,  $\delta_w$ ,  $\mu$ , dan deakselerasi  $a$ . Kondisi BFS dibagi menjadi 4 yaitu:

Kondisi 1:  $F_b = F_{(reg)}$  jika

- $F_{(reg\ max)} > F_x, \delta_w \sim 0$

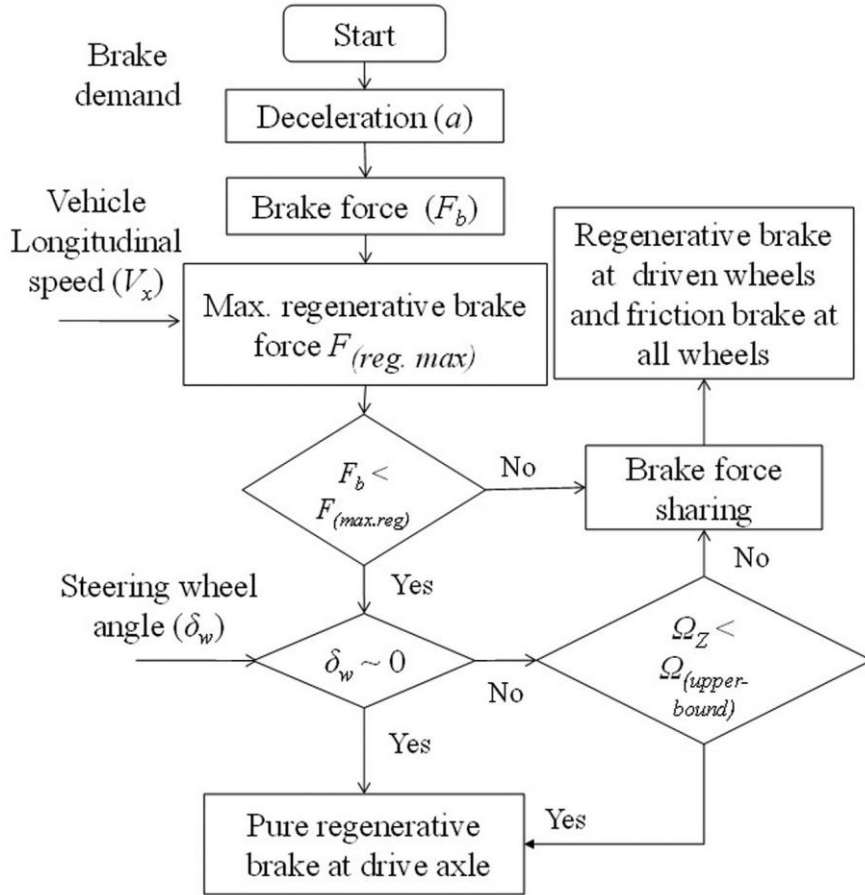
- $F_{(reg\ max)} > F_x, \delta_w \sim 0, \Omega_z < \Omega_{z(upper-bound)}$

Kondisi 2:  $F_b = F_{(reg\ max)} + F_{(fr)}$  jika

- $F_{(reg\ max)} < F_x, \delta_w \sim 0$
- $F_{(reg\ max)} < F_x, \delta_w > 0, \Omega_z < \Omega_{(upper-bound)}$

Kondisi 3:  $F_b = F_{(reg)} + F_{(fr)}$  jika

- $F_{(reg\ max)} > F_x, \delta_w > 0, \Omega_z \geq \Omega_{(upper-bound)}$
- $F_{(reg\ max)} < F_x, \delta_w > 0, \Omega_z \geq \Omega_{(upper-bound)}$



Gambar 2.14 Strategi Pembagian Gaya Pengereman

Adapula factor  $k$  yaitu rasio antara gaya rem regeneratif dengan total gaya yang bekerja pada pengereman. Jika  $k = 1$  maka pengereman yang digunakan adalah murni pengereman regeneratif,  $k = 0$  adalah murni rem mekanik.

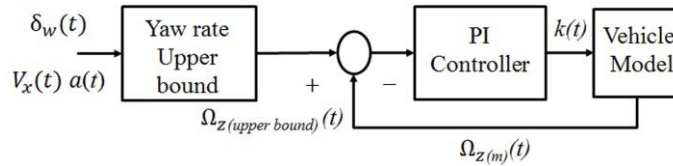
$$k = \frac{F_{(reg)}}{F_b} \quad (2.32)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{bf(fr)} &= K_f F_{b(fr)} \\ F_{br(fr)} &= (1 - K_f) F_{b(fr)} \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{bf} &= \frac{kF_b}{2} + \frac{K_f(1-k)F_b}{2} \\ F_{b(fr)} &= \frac{(1-K_f)(1-k)F_b}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

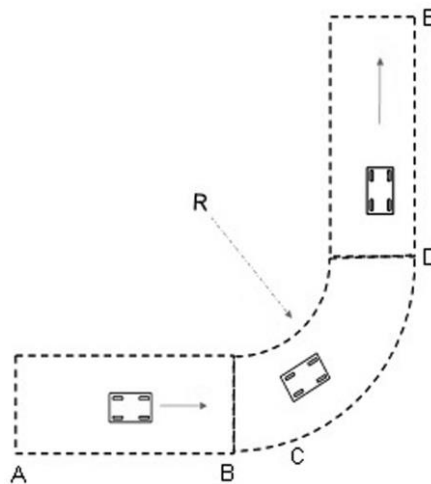
$$\left. \begin{aligned} F_{bf} &= \frac{K_f(1-k)F_b}{2} \\ F_{b(fr)} &= \frac{kF_b}{2} + \frac{(1-K_f)(1-k)F_b}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

Konstanta  $K_f$  adalah rasio rem mekanik yang diberikan pada roda depan dan roda belakang. Pembagian gaya antara roda depan dan belakang ditunjukkan pada persamaan 2.33. Sedangkan untuk pembagian rem regeneratif dan mekanik disusun pada 2.34 untuk roda depan dan 2.35 untuk roda belakang.

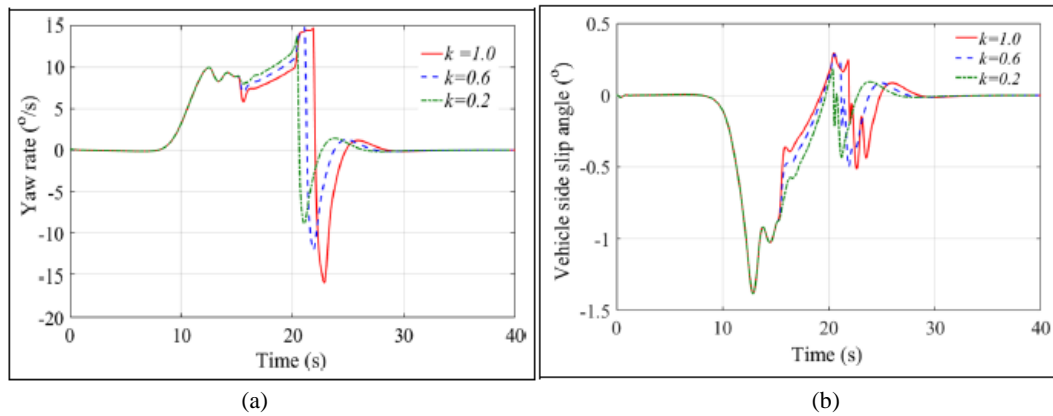


Gambar 2.15 Blok Diagram Kontrol Kemudi

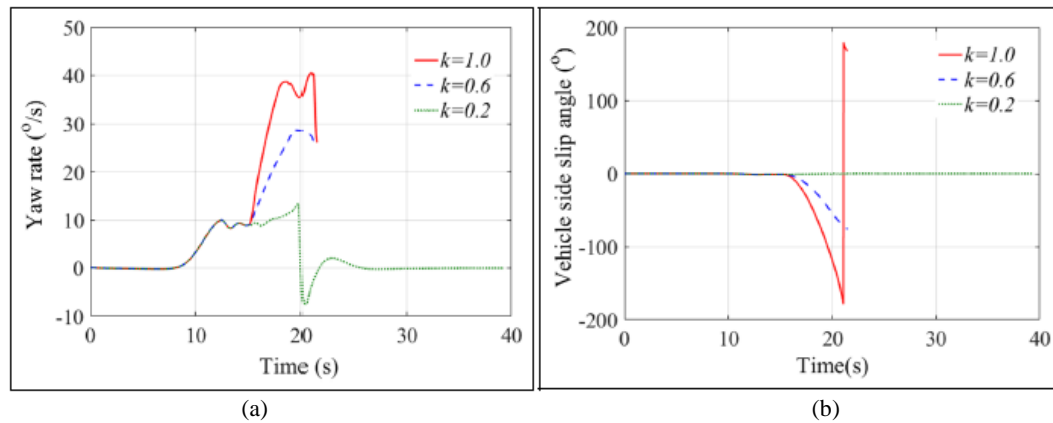
Untuk implementasi kontroler digunakan kontrol PI dengan struktur seperti Gambar 2.15 dengan output kontrol adalah nilai  $k$  untuk rasio pengereman. Untuk pengujian, bentuk jalur yang digunakan dapat dilihat pada Gambar 2.16 dengan nilai kurvatur jalan  $R$  sebesar 105 meter. Kecepatan yang digunakan adalah konstan 60 km/h dan  $\mu$  sebesar 0.4. Daya yang dihasilkan motor dari pengereman dianggap 80% dari daya maksimum yaitu 24 kW.



Gambar 2.16 Skenario Jalan untuk Simulasi



Gambar 2.17. Kecepatan *Yaw* (a) dan Sudut *Side Slip* (b) pada Rem Regeneratif Roda Depan



Gambar 2.18 Kecepatan *Yaw* (a) dan Sudut *Side Slip* (b) pada Rem Regeneratif Roda Belakang

Hasil percobaan variasi  $k$  dengan nilai 0.6, 0.2, dan 1 dapat dilihat pada Gambar 2.17 dan Tabel 2.2 untuk pengereman roda depan sedangkan Gambar 2.18 dan Tabel 2.3 untuk pengereman roda belakang. Dari data yang didapatkan ditemukan bahwa pada konfigurasi roda depan, BFS dapat mengurangi variasi dari kecepatan *yaw* dan sudut slip. Sedangkan untuk roda belakang, rem regeneratif menyebabkan mobil tidak stabil kecuali saat  $k = 0.2$ .

Tabel 2.2 Pengaruh  $k$  pada Pengereman Regeneratif Roda Depan

$k$	$F_{bf}$	$F_{br}$	Kecepatan <i>Yaw</i> ( $^{\circ}/s$ )		Sudut slip ( $^{\circ}$ )	
			Selama Pengereman	Setelah Pengereman	Selama Pengereman	Setelah Pengereman
1	100%	0%	8 – 15	15 – -14	-0.9 – 0.3	0.3 – -0.52
0.6	82%	18%	8 – 15	14 – -12	-0.9 – 0.2	0.2 – -0.5
0.2	64%	36%	8 – 15	14 – -7	-0.9 – 0.2	0.2 – -0.43



Tabel 2.3 Pengaruh  $k$  pada Pengereman Regeneratif Roda Belakang

$k$	$F_{bf}$	$F_{br}$	Kecepatan $Yaw$ ( $^{\circ}/s$ )		Sudut slip ( $^{\circ}$ )	
			Selama Pengereman	Setelah Pengereman	Selama Pengereman	Setelah Pengereman
1	100%	0%	Tidak stabil $t = 21.4$ s			
0.6	82%	18%	Tidak stabil $t = 21.6$ s			
0.2	64%	36%	8 – 14	14 – -12	-0.9 – 0.3	-0.3 – 0.1

Tabel 2.4 Pengaruh  $V_x$  terhadap Kecepatan  $Yaw$  dan Sudut Slip

$V_x(km/h)$	Kecepatan $Yaw$ ( $^{\circ}/s$ )		Sudut slip ( $^{\circ}$ )	
	Selama Pengereman	Setelah Pengereman	Selama Pengereman	Setelah Pengereman
72	Tidak stabil saat $t = 15$ s			
66	Tidak stabil saat $t = 17$ s			
54	9 – 6	6 – 0	-0.48 – 0.35	0.35 – 0
48	8 – 6	6 – 0	-0.35 – 0.3	0.3 – 0

Tabel 2.5 Pengaruh  $R(m)$  terhadap Kecepatan  $Yaw$  dan Sudut Slip

$R(m)$	Kecepatan $Yaw$ ( $^{\circ}/s$ )		Sudut slip ( $^{\circ}$ )	
	Selama Pengereman	Setelah Pengereman	Selama Pengereman	Setelah Pengereman
125	8 – 16	16 – 8	-0.8 – 0.1	0.1 – 0
115	9 – 15	15 – 8	-1 – 0.2	0.2 – 0
95	10 – 14	14 – 8	-0.9 – 0.5	-0.5 – 0
85	11 – 15	15 – 9	-1 – 0.4	-0.4 – 0

Selanjutnya pengaruh  $V_x$ ,  $R$ , dan  $\mu$  dapat dilihat pada Tabel 2.4 sampai 2.6.

Karena kestabilan mobil lebih sensitif saat  $k = 0.2$  untuk rem regeneratif roda belakang, maka variasi parameter akan didasarkan terhadap percobaan tersebut. Berdasarkan Tabel 2.4 mobil tidak stabil pada kecepatan 72 km/h dan 66 km/h sedangkan semakin stabil semakin lambat mobil bergerak.

Tabel 2.6 Pengaruh  $\mu$  terhadap Kecepatan  $Yaw$  dan Sudut Slip

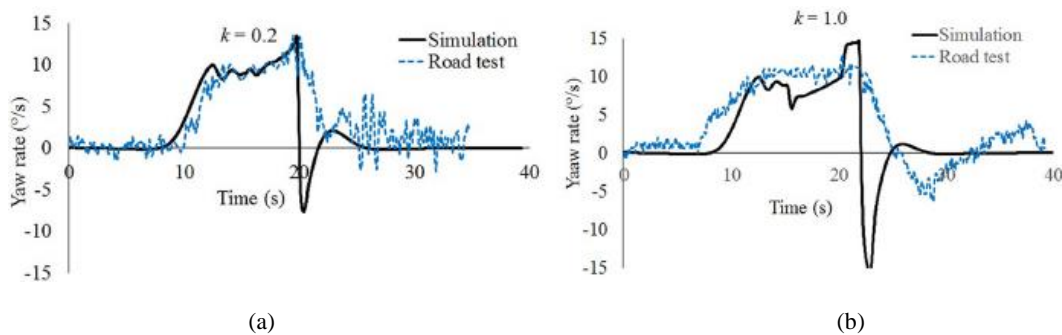
$\mu$	Kecepatan $Yaw$ ( $^{\circ}/s$ )		Sudut slip ( $^{\circ}$ )	
	Selama Pengereman	Setelah Pengereman	Selama Pengereman	Setelah Pengereman
0.5	9 – 6	6 – 0	-0.5 – 0.1	0.1 – 0
0.45	10 – 6	6 – 0	-0.6 – 0.1	0.1 – 0
0.35	Tidak stabil saat $t = 18$ s			
0.3	Tidak stabil saat $t = 15$ s			

Pada Tabel 2.5 untuk radius putar 115 m dan 125 m, variasi kecepatan  $yaw$  tidak berbeda jauh sedangkan variasi sudut slip kendaraan berkurang. Untuk radius putar 95 m dan 85 m sudut slip bertambah kebalikan saat 115 m dan 125 m. Terakhir

untuk pengaruh  $\mu$ , semakin tinggi  $\mu$  semakin kecil variasi kecepatan yaw dan sudut slip yang dapat dilihat pada Tabel 2.6. Terakhir untuk energi yang dihasilkan dari rem regeneratif pada Tabel 2.7, strategi BFS dapat mengembalikan 82.7% energi dengan  $k = 0.8$  dibandingkan metode *maximum-regeneration efficiency* hanya dapat mengembalikan maksimal sebesar 55% energi.

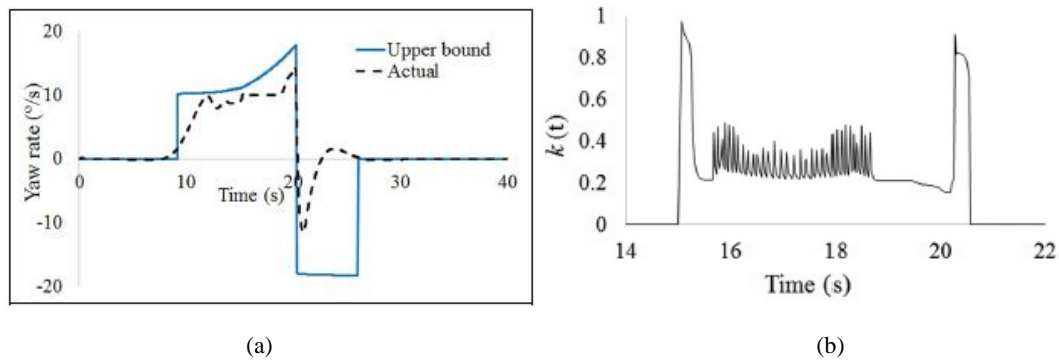
Tabel 2.7 Perbandingan Energi yang Dihasilkan dari Pengereman

Metode	$k$	Energi yang dikembalikan (kJ)	Efisiensi (%)
BFS	1	99.36	100
	0.8	81.37	82.7
	0.6	60.48	60.9
	0.2	20.52	20.6
<i>Maximum-regeneration efficiency</i>	-	54.69	55.1
<i>Gold-pedal-feel</i>	-	31.03	31.2



Gambar 2.19 Perbandingan Kecepatan Yaw antara Simulasi dengan Implementasi. Untuk implementasi pada mobil FWD dapat dilihat pada Gambar 2.19, kecepatan yaw pada kedua simulasi masih serupa dan mulai mengalami *delay* setelah rem diberikan. Hal ini dapat disebabkan karena pemodelan yang kurang sesuai atau karena adanya ketidakpastian.

Terakhir untuk kontroler PI (Gambar 2.15), sistem akan diuji ketika  $k = 0.2$  dan  $k = 1$  untuk konfigurasi RWD. Pengujian dilakukan menggunakan simulasi MATLAB-Simulink dan Car Maker. Kondisi jalan yang digunakan adalah jalan basah  $\mu = 0.4$ . Sistem kontroler dapat membatasi kecepatan yaw dibawah batas yang telah ditentukan sesuai Gambar 2.20(a). Nilai  $k$  pada Gambar 2.20(b) tidak pernah melebihi 0.6 saat pengereman sesuai dengan data pada Tabel 2.3.



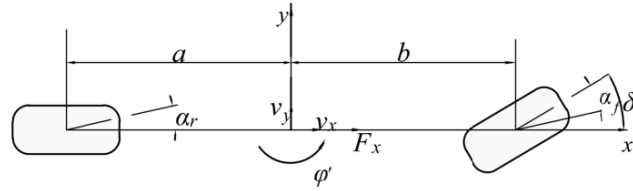
Gambar 2.20 Respon Kecepatan *Yaw* dengan Batasan (a) dan *Output* Kontrol PI

Kelebihan dari penelitian ini adalah mengetahui parameter yang berpengaruh pada kestabilan saat melakukan pengereman ketika manuver belok, dapat membatasi sudut belok mobil untuk meningkatkan kestabilan dan dengan menambahkan kontroler PI nilai  $k$  dapat dijaga pada nilai yang aman sehingga sistem stabil. Namun beberapa kekurangan yang ada pada penelitian ini adalah kurangnya pemodelan pada dinamika longitudinal mobil akibat linearisasi model dengan menggunakan kecepatan konstan dan nilai  $k$  yang dihasilkan oleh kontroler PI masih tidak halus saat melakukan pengereman. Berbeda dengan hasil pada kajian sebelumnya, mobil tidak dapat menjaga kestabilan ketika melakukan tikungan dengan adanya pengereman. Oleh karena itu, kontroler prediktif dapat digunakan untuk mengantisipasi adanya tikungan. Aksi yang dilakukan dapat berupa mulai melakukan pengereman atau mengurangi kecepatan saat mendekati tikungan berbeda dengan yang dilakukan pada penelitian ini yang melakukan pengereman hanya saat berada pada tikungan. Algoritma distribusi pengereman juga akan digunakan untuk penelitian yang akan dilakukan.

### 2.1.3 Motion Control of Autonomous Vehicles with Guaranteed Prescribed Performance[5]

Penelitian ini membahas kontrol gerak mobil otonom. Terutama dalam menjaga respon transien dan *steady-state* selama melakukan *tracking* dengan mempertimbangkan karakteristik kopling lateral dan longitudinal, ketidakpastian model dan gangguan eksternal. Kontroler yang ditawarkan adalah *sliding mode control* (SMC) dan metode transformasi batasan. Metode ini digunakan untuk

mengubah error yang “dibatasi” menjadi sistem yang sama tapi “tidak dibatasi”. Model yang digunakan ada dinamik dan kinematik dari mobil. Model dinamik yang digunakan adalah model sederhana dengan 3 derajat kebebasan sesuai dengan Gambar 2.21, dimana  $v_x$ ,  $v_y$  dan  $\dot{\phi}$  adalah kecepatan longitudinal, kecepatan lateral dan kecepatan yaw. 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



Gambar 2.21 Model Dinamik Mobil

Gerakan *pitch*, *roll*, vertikal diabaikan dan model roda yang digunakan adalah linier. Model dinamik dengan 3 derajat kebebasan dirumuskan sebagai berikut

$$\begin{cases} \dot{v}_x = f_x + g_x \delta + \frac{F_x}{m} + D_x \\ \dot{v}_y = f_y + g_y \delta + D_y \\ \ddot{\phi} = f_\phi + g_\phi \delta + D_\phi \end{cases} \quad (2.36)$$

dengan

$$\begin{aligned} f_x &= \dot{\phi} v_y \\ f_y &= -\frac{C_{af} + C_{ar}}{m v_x} v_y - \frac{a C_{af} - b C_{ar}}{m v_x} \dot{\phi} - v_x \dot{\phi} \\ f_\phi &= -\frac{a C_{af} - b C_{ar}}{I_z v_x} v_y - \frac{a^2 C_{af} - b^2 C_{ar}}{I_z v_x} \dot{\phi} \\ g_x &= \frac{a \dot{\phi} + v_y}{m v_x} C_{af} \\ g_y &= \frac{C_{af}}{m} \\ g_\phi &= \frac{a C_{af}}{I_z} \end{aligned} \quad (2.37)$$

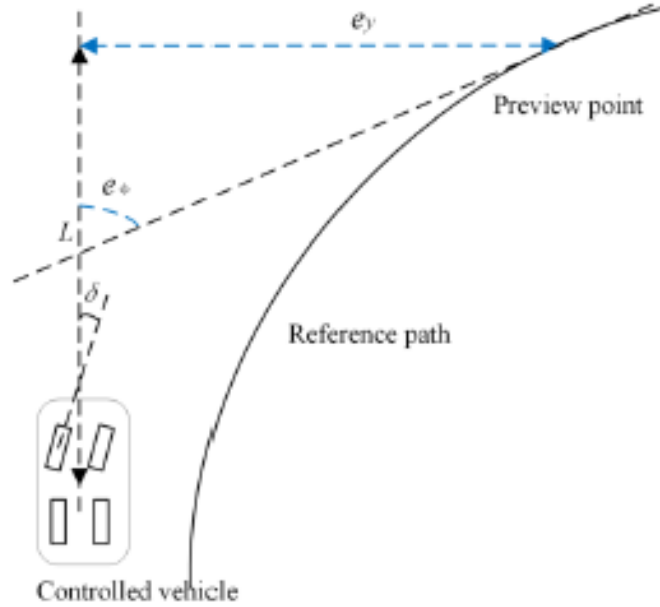
dimana  $m$  adalah mass mobil,  $I_z$  adalah inertia yaw,  $C_{af}$  dan  $C_{ar}$  adalah konstanta kekakuan menikung dari roda depan dan roda belakang,  $D_x$ ,  $D_y$  dan  $D_\phi$  adalah gangguan eksternal dan ketidakpastian yang disebabkan dari perubahan parameter

terhadap waktu dan dinamika yang tidak dimodelkan.  $F_x$  adalah gaya traksi atau gaya pengereman pada roda. Untuk mempermudah  $\frac{F_x}{m}$  dirumuskan sebagai berikut

$$\frac{F_x}{m} = K_F a \quad (2.38)$$

dimana  $a$  adalah sudut dari pedal gas atau rem dan dalam penelitian ini dianggap sebagai salah satu variabel yang kontrol. Sedangkan  $K_F$  adalah satuan gaya. Selanjutnya model kinematik sesuai Gambar 2.22 dimana  $e_y$  dan  $e_\phi$  adalah error lateral dan kecepatan yaw. Konstanta  $L$  adalah jarak pratinjau. Dengan persamaan *Serret-Frenet*, model *tracking error* trayektori dirumuskan sebagai berikut

$$\begin{cases} \dot{e}_x = v_x - v_{xd} \\ \dot{e}_y = v_x e_\phi - v_y - \dot{\phi} L \\ \dot{e}_\phi = v_x \kappa - \dot{\phi} \end{cases} \quad (2.39)$$



Gambar 2.22 Model Kinematik untuk Mengikuti Jalur

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

$$\begin{cases} \max(|D_x|, |D_y|, |D_\phi|) \leq D \\ |e_\phi| \leq \pi \\ v_{x,min} \leq |v_x| \leq v_{x,max} \\ |v_y| \leq v_{y,max} \end{cases} \quad (2.40)$$

dimana  $D$  adalah gangguan maksimum.

Dalam penyusunan kontroler dibagi pertama untuk fungsi transformasi batasan dan kontroler SMC. 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

$$\begin{aligned}\varepsilon_i(t) &= \frac{1}{2} (\ln(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i) - \ln(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)) \\ \dot{\varepsilon}_i &= \frac{1}{2} \left( \frac{\bar{\gamma}_i \dot{\lambda}_i + e_i}{\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i} - \frac{\underline{\gamma}_i \dot{\lambda}_i - e_i}{\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i} \right) \\ \ddot{\varepsilon}_i &= M_{i,1} + M_{i,2} + M_{i,3} \ddot{e}_i\end{aligned}\tag{2.41}$$

dengan

$$\begin{aligned}M_{i,1} &= \frac{1}{2} \frac{\bar{\gamma}_i \ddot{\lambda}_i (\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i) - (\bar{\gamma}_i \dot{\lambda}_i + e_i)^2}{(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i)^2} \\ M_{i,2} &= \frac{1}{2} \frac{\underline{\gamma}_i \ddot{\lambda}_i (\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i) - (\underline{\gamma}_i \dot{\lambda}_i - e_i)^2}{(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)^2} \\ M_{i,3} &= \frac{1}{2} \frac{(\bar{\gamma}_i + \underline{\gamma}_i) \lambda_i}{(\bar{\gamma}_i \lambda_i + e_i)(\underline{\gamma}_i \lambda_i - e_i)}\end{aligned}\tag{2.42}$$

dimana  $\lambda_i$  adalah fungsi konvergensi,  $\gamma_i$  adalah konstanta dengan syarat

$$\begin{aligned}-1 &\leq \underline{\gamma}_i \leq 0 \\ 0 &\leq \bar{\gamma}_i \leq 1\end{aligned}\tag{2.43}$$

dan  $i$  adalah masing-masing derajat kebebasan  $x, y, \varphi$ . Selanjutnya untuk kontroler SMC, disusun 3 *control law* yaitu,  $M_{x,3}$  untuk mengatur kecepatan,  $M_{y,3}$  untuk konvergensi  $e_y$  dan  $M_{\varphi,3}$  untuk konvergensi  $e_\varphi$

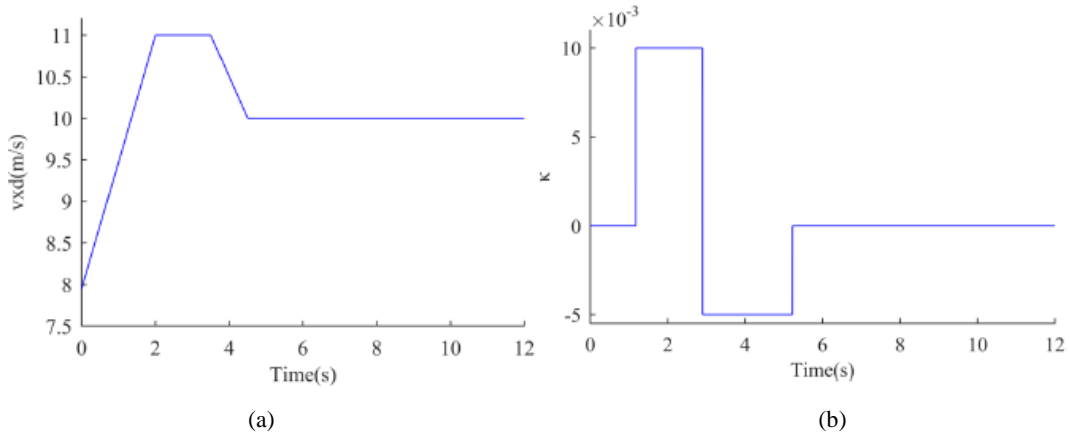
$$\begin{bmatrix} \delta \\ a \end{bmatrix} = \text{pinv} \left( \begin{bmatrix} M_{x,3} g_x & M_{x,3} K_F \\ M_{y,3} (e_\varphi g_x - L g_\varphi - g_y) & M_{y,3} K_F e_\varphi \\ M_{\varphi,3} (\kappa g_x - g_\varphi) & M_{\varphi,3} K_F \kappa \end{bmatrix} \right) \times \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix}\tag{2.44}$$

dengan

$$\begin{aligned}
\tau_1 &= -M_{x,1} - M_{x,2} - M_{x,3}(f_x - \dot{v}_{xd}) \\
&\quad -c_1\dot{\epsilon}_1 - k_1\sigma_1 - \eta_1|M_{x,3}\text{sgn}(\sigma_1)| \\
\tau_2 &= -M_{y,1} - M_{y,3}(f_x e_\varphi - f_y - f_\varphi L - \dot{v}_x \dot{e}_\varphi) \\
&\quad -M_{y,2} - c_2\dot{\epsilon}_2 - k_2\sigma_2 - \eta_2|M_{y,3}\text{sgn}(\sigma_2)| \\
\tau_3 &= -M_{\varphi,1} - M_{\varphi,2} - M_{\varphi,3}(f_x \kappa - f_\varphi) \\
&\quad -c_3\dot{\epsilon}_3 - k_3\sigma_3 - \eta_3|M_{\varphi,3}\text{sgn}(\sigma_3)|
\end{aligned} \tag{2.45}$$

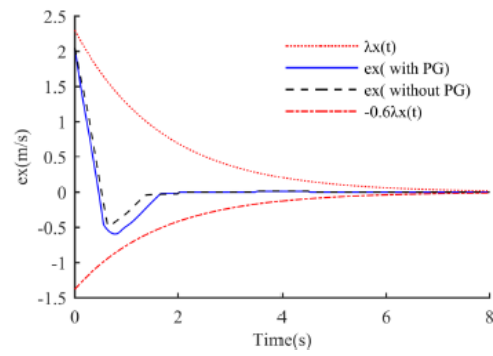
dimana fungsi  $\text{pinv}(\ast)$  adalah pseudo-invers dari matriks  $\ast$ ,  $c, k$  dan  $\eta$  adalah konstanta positif,  $\sigma$  adalah *sliding surface*. Kestabilan dari SMC juga sudah diuji menggunakan fungsi Lyapunov.

Simulasi dan pengujian dilakukan dengan MATLAB dan CarSim. Model yang digunakan untuk simulasi pada CarSim mengandung 20 derajat kebebasan dalam kata lain mendekati mobil sebenarnya. Jalur yang digunakan adalah kurva menyerupai huruf S. Kontroler yang ditawarkan 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.

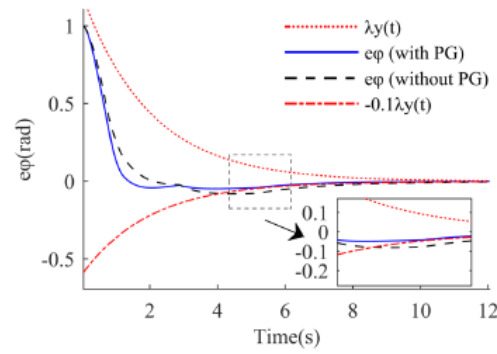


Gambar 2.23 Referensi Kecepatan (a) dan Kurvatur Trayektori (b)

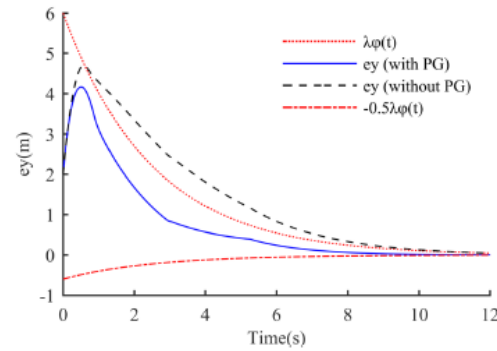
Kontroler yang ditawarkan juga berhasil membatasi *overshoot* dan eror *steady-state* sesuai batasan yang ada. Eror kecepatan longitudinal tidak terlalu terlihat perbedaannya diantara kedua kontroler sesuai Gambar 2.24.



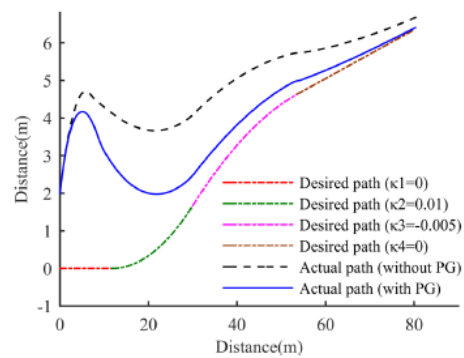
Gambar 2.24 Error Kecepatan Longitudinal



Gambar 2.25 Error Sudut *Yaw*



Gambar 2.26 Error Posisi Lateral



Gambar 2.27 Trayektori dalam Sistem Koordinat Geodetik



Pada Gambar 2.25 kontroler tanpa *performance guarantee* (PG) melewati batas yang diberikan karena perubahan kurvatur yang besar. Untuk posisi lateral pada Gambar 2.26, terjadi eror awal besar akibat kondisi awal yang diberikan, namun performa kontroler yang ditawarkan lebih baik dibandingkan dengan SMC biasa. Gambar 2.27 menunjukkan SMC dengan PG dapat lebih cepat mengikuti jalur yang diberikan.

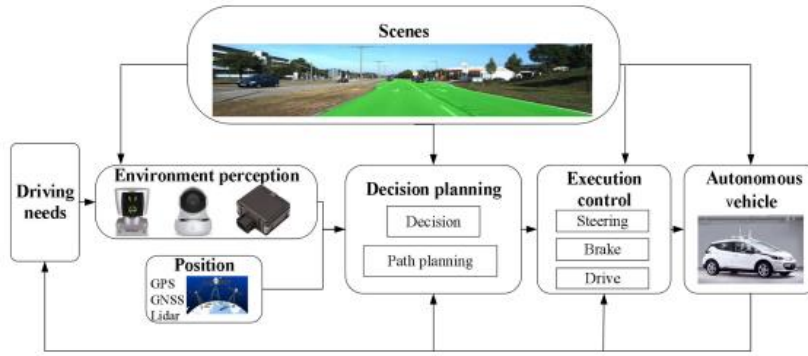
Kontroler yang ditawarkan dapat menjamin kestabilan dari kombinasi kontrol lateral dan longitudinal. Berbeda dengan dua kajian sebelumnya yang tidak membahas hubungan kontrol lateral dan longitudinal. Error yang dihasilkan oleh metode yang ditawarkan berada pada batas yang telah ditentukan. Tingkat konvergensi dari kontroler juga cukup cepat. Kekurangan dari penelitian ini adalah pengujian yang dilakukan hanya terbatas pada satu jalur saja dan terbatas pada jalur yang datar. Masalah yang sama yaitu pengujian juga masih dilakukan pada jalan datar saja, belum dilakukan apabila ada unsur tanjakan dan turunan. Maka akan dicoba mengganti kontroler tingkat atas SMC dengan kontroler prediktif dengan harapan mobil dapat melakukan antisipasi baik dalam pengaturan kemudi maupun pengaturan kecepatan.

## **2.2 Dasar Teori**

Pada subbab ini akan dibahas mengenai beberapa teori penunjang yang berhubungan dengan model matematis dari objek yang diteliti dan kontroler yang akan digunakan untuk mendukung penelitian ini.

### **2.2.1 Mobil Otonom**

Mobil Otonom adalah mobil yang dapat beroperasi tanpa campur tangan manusia dan mengetahui lingkungan sekitarnya. Sistem mobil otonom sendiri merupakan gabungan sensor, aktuator dan algoritma yang dapat membantu mobil mencapai tujuannya. Dalam navigasi, biasa digunakan *global positioning system* (GPS), *inertial navigation system* (INS) dan *electric map* (EM) [6].



Gambar 2.28 Sistem Kontrol Mobil Otonom[7]

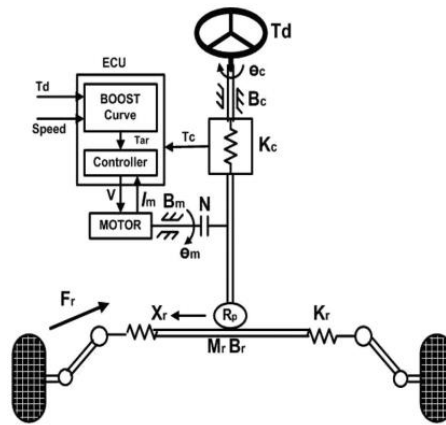
Komponen penting lainnya adalah *path planning* yang menentukan jalur yang dilalui oleh mobil. Dalam pengembangannya, tingkat otomasi dibagi menjadi 6 berdasarkan *Society of Automotive Engineers* (SAE). Pada level 0 sama sekali tidak ada otonom atau sepenuhnya dikendalikan pengemudi. Level 1 dan 2 mobil sudah mulai otonom (*Cruise Control*, *Lane Assist*, dll) namun pengemudi harus tetap perhatian dan siap mengambil alih Kembali apabila dibutuhkan. Mobil sudah otonom dalam beberapa kondisi tertentu untuk Level 3 dan 4, tapi khusus level 4 sudah tidak diperlukan perhatian lagi oleh pengemudi. Terakhir level 5, mobil sudah otonom untuk seluruh kondisi dan pengemudi dapat mengambil alih kendali kapanpun [8].

### 2.2.2 Electric Power Steering (EPS)

Fungsi utama dari EPS adalah meringankan torsi dari kemudi dan mengembalikan roda kemudi dengan halus dan tanpa osilasi ataupun *overshoot*. EPS sendiri terdiri dari motor, kontroler dan *gearbox* untuk memperkuat torsi yang dihasilkan [9]. Gambar 2.29 memperlihatkan struktur dari sistem EPS. Dengan bantuan hukum Newton, dinamika system EPS dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta}_h &= \omega_h \\
 \dot{\omega}_h &= \frac{1}{J_c} \left( -K_c \theta_h - B_c \omega_h + \frac{K_c}{N} \theta_m + T_d \right) \\
 \dot{\theta}_m &= \omega_m \\
 \dot{\omega}_m &= \frac{1}{J_{eq}} \left( \frac{K_c}{N} \theta_h - \left( \frac{K_c + K_r R_p^2}{N^2} \right) \theta_m - \left( \frac{B_m N^2 + R_p^2 B_r}{N^2} \right) \omega_m + u + d \right)
 \end{aligned} \tag{2.46}$$

dengan  $J_{eq} = \frac{J_m N^2 + R_p^2 M_r}{N^2}$ ,  $\theta_h$  adalah sudut roda kemudi,  $\theta_m$  adalah sudut motor,  $J_c$  adalah momen inersia tungkai kemudi,  $B_c$  adalah konstanta redaman tungkai kemudi,  $K_c$  adalah kekakuan tungkai kemudi,  $M_r$  adalah massa *rack*,  $B_r$  adalah konstanta redaman *rack*,  $R_p$  adalah radius *pinion*,  $K_r$  adalah konstanta pegas roda,  $J_m$  adalah momen inersia motor,  $B_m$  adalah konstanta redaman motor,  $N$  adalah rasio gigi motor,  $u$  adalah torsi input dan  $d$  adalah gangguan dalam torsi [10], [11].



Gambar 2.29 Model dinamik sistem EPS

### 2.2.3 Rem Regeneratif [12]

Dengan berkembangnya mobil listrik, salah satu masalah yang muncul adalah kapasitas baterai. Maka rem regeneratif membantu dalam mengembalikan energi dari roda yang biasanya terbuang sia-sia pada pengereman mekanik. Ketika motor mencapai kecepatan diatas rating terutama saat jalan turunan, EMF dihasilkan dalam jumlah besar pada kumparan motor. Pada kondisi ini pengereman regeneratif mencapai nilai maksimum. Motor dengan kumparan induktansi besar dan resistansi kecil menjadi pilihan utama untuk pengembalian energi. Pada awal pengembangan mobil listrik menggunakan motor induksi sebagai penggerak, sekarang motor *brushless* DC (BLDC) sudah mulai digunakan untuk menggantikan motor induksi. Motor BLDC memiliki banyak kelebihan dibandingkan motor induksi yaitu, efisiensi, struktur sederhana, rentang kecepatan yang luas dan torsi awal yang besar. Kelebihan dari rem regeneratif antara lain, kontrol pengereman yang lebih baik, efisien ketika mobil sering berhenti dan berjalan, mengurangi

kerusakan pada rem mekanik dan efisiensi energi. Roda menghasilkan energi kinematik yang besar ketika berkemudi. Rem regeneratif mengubah energi yang kinetik berlebih menjadi energi listrik yang dapat disimpan dalam baterai.

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

*Model predictive control* (MPC) adalah pendekatan kontrol *feedback* digital yang dapat memprediksi output sistem dalam horizon yang ditentukan dan mendapatkan kontrol optimal yang mendorong output sistem yang diprediksi mendekati referensi yang diinginkan. Prediksi dilakukan secara virtual didalam kontroler dengan bantuan model matematis sistem dan kontrol optimal dihasilkan melalui algoritma optimisasi berdasarkan *cost function* yang diberikan [13]. Konsep dari MPC, baik linear maupun nonlinear, adalah cara menggunakan model untuk memprediksi dan mengoptimalkan *output* sistem kedepannya. Fungsi nonlinear dimodelkan sebagai berikut

$$x^+ = f(x, u) \quad (2.47)$$

dimana  $f$  adalah fungsi nonlinear dengan *state*  $x$  dan *input*  $u$  sedangkan  $x^+$  adalah nilai *state* berikutnya. Mulai dari *state*  $x(n)$ , untuk *input* kontrol  $u(0), \dots, u(N-1)$  apapun dengan panjang horizon  $N \geq 2$ , persamaan 3. ... dapat diiterasikan untuk menghitung trayektori prediksi  $x_u$

$$x_u(0) = x(n), \quad x_u(k+1) = f(x_u(k), u(k)), \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (2.47)$$

Dengan ini, didapatkan prediksi *state*  $x_u(k)$  dari sistem  $x(n+k)$  pada waktu  $t_{n+k}$ . Prediksi yang didapatkan bersifat diskrit dengan interval  $t_n, \dots, t_{n+N}$  tergantung dari pemilihan deret kontrol  $u(0), \dots, u(N-1)$ . Berikut algoritma NMPC sederhana untuk referensi konstan  $x^{ref} \equiv x_*$  untuk setiap sample waktu  $t_n$  ( $n = 0, 1, 2, \dots$ )

1. Ukur *state* sistem  $x(n) \in X$
2. Atur  $x_0 := x(n)$ , hitung kontrol optimal

$$\min J_N(x_0, u(\cdot)) := \sum_{k=0}^{N-1} \ell(x_u(k, x_0), u(k))$$

with respect to

$$u(\cdot) \in \mathbb{U}^N(x_0)$$

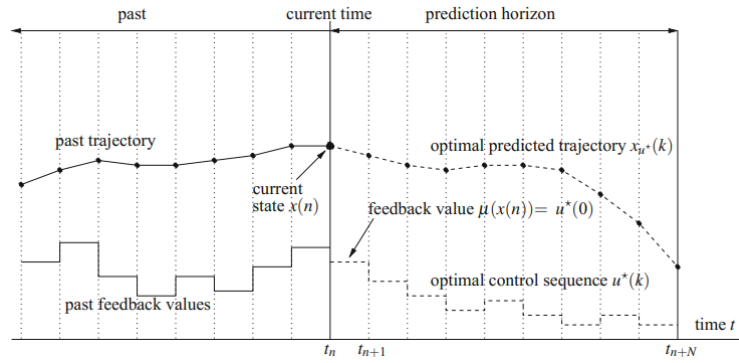
subject to

- $x_u(0, x_0) = x_0, \quad x_u(k+1, x_0) = f(x_u(k, x_0), u(k))$
- dan dapatkan deret kontrol optimal  $u^*(\cdot) \in \mathbb{U}^N(x_0)$
3. Menghitung nilai *feedback* NMPC  $\mu(x(n)) := u^*(0) \in U$  dan dapatkan kontrol sampel selanjutnya.

Fungsi  $\ell(x_u(k, \cdot), u(k))$  berisikan persamaan kuadratik, persamaan yang populer digunakan adalah

$$\ell(x_u(k, \cdot), u(k)) = \|x_u(k)\|^2 + \lambda \|u(k)\|^2$$

dimana  $\lambda$  adalah parameter pembobot untuk *output* kontrol yang bernilai  $\geq 0$ .

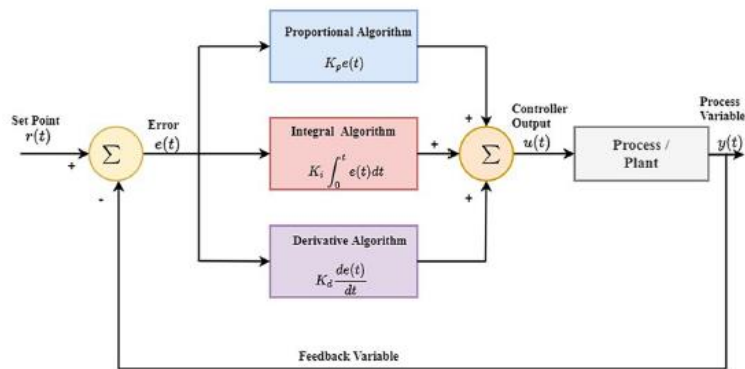


Gambar 2.30 Ilustrasi NMPC pada waktu  $t_n$

Pembobot lebih sering digunakan untuk kontrol  $u$ , karena permasalahan optimal lebih mudah diselesaikan dalam komputasi. Pemberian pembobot pada  $u$  juga untuk menghindari penggunaan energi yang berlebihan. MPC juga dapat memberikan batasan pada input kontrolnya [14].

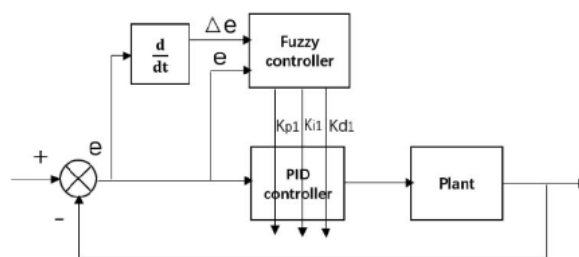
### 2.2.5 Kontroler Fuzzy-PID

Kontroler PID memiliki tiga komponen yaitu proporsional ( $K_p$ ), integral ( $K_i$ ), dan derivatif ( $K_d$ ). Bagian proporsional memperkuat nilai eror yang dihasilkan. Integral menghitung variabel proses seiring waktu dan memperbaiki *output* dengan mengurangi eror *steady-state*. Terakhir bagian derivatif, mengukur kecepatan dari perubahan variabel proses dan mengubah *output* apabila terjadi perubahan yang tidak sesuai pada *output*. Karena struktur yang sederhana, praktis, dan perawatan yang mudah [15].

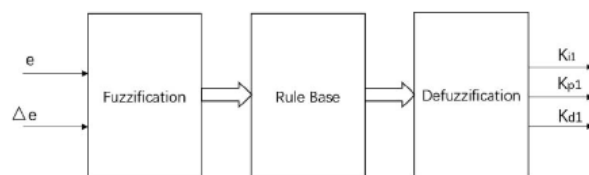


Gambar 2.31 Diagram Blok Kontroler PID

Tidak seperti strategi kontrol klasik, yaitu kontrol dari titik ke titik, fuzzy logic control (FLC) dapat berupa kontrol dari rentang ke titik atau rentang ke rentang. Keluaran FLC didapatkan dari proses fuzzifikasi *input* dan *output* menggunakan *membership functions* (MF), yang dapat dianggap sebagai rentang *input*. Proses FLC dibagi menjadi 3 tahapan, fuzzifikasi, yaitu mengubah data yang didapat menjadi data *fuzzy* melalui MF; *fuzzy inference*, yaitu penggabungan MF dengan aturan kontrol yang sudah disusun untuk mendapatkan *output fuzzy*; defuzzifikasi, yaitu mendapatkan *output* dari sebuah tabel berdasarkan input yang diberikan [16]. PID tidak dapat menangani sistem nonlinear, oleh karena itu *fuzzy* digunakan dalam menentukan parameter  $K_p, K_i, K_d$ . Sehingga parameter dapat berubah terus menerus menyesuaikan dinamika sistem[17].



Gambar 2.32 Diagram Blok Kontroler *Fuzzy*-PID



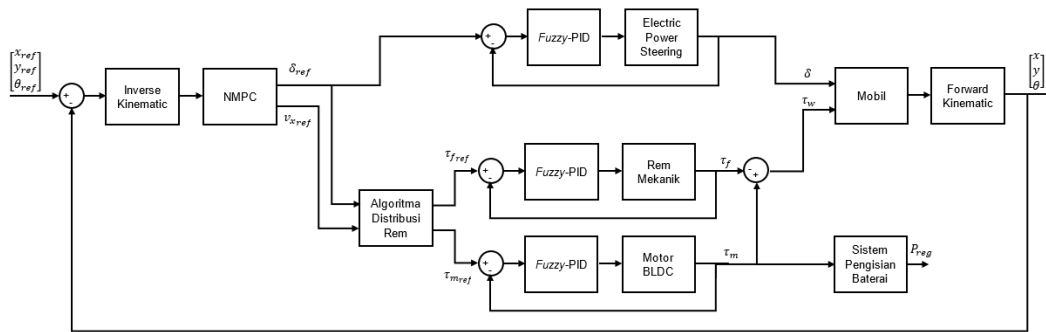
Gambar 2.33 Diagram Blok Proses *Fuzzy Logic*



## BAB 3

### METODOLOGI PENELITIAN

Pada bagian ini akan dibahas mengenai sistem kontrol yang diajukan. Kontroler yang akan didesain memiliki dua tingkat, dengan tingkat atas menggunakan *Nonlinear Model Predictive Control* (NMPC) untuk menghasilkan kecepatan dan kemudi yang diinginkan dan *Fuzzy-PID* pada tingkat rendah untuk mengatur aktuator yang bekerja.



Gambar 3.1 Diagram Blok Kontrol Manuver Mobil

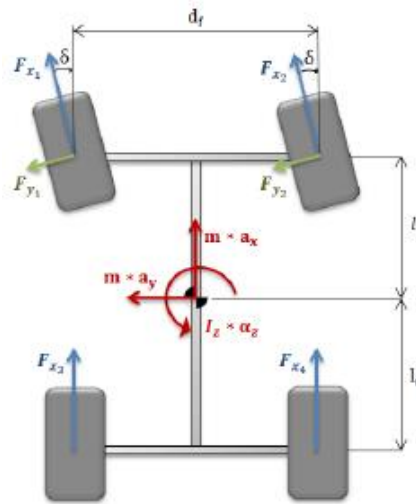
Mobil yang digunakan sebagai objek penelitian memiliki sistem EPS agar dapat dirancang sebagai mobil otonom. Selain itu motor penggerak mobil juga akan digunakan sebagai rem regeneratif. Maka diperlukan masing-masing kontroler tingkat rendah untuk mengatur EPS, motor penggerak dan sistem rem pada mobil. Walaupun sistem EPS dan motor penggerak dapat dimodelkan sebagai sistem linear, untuk mengatasi dinamika lain yang tidak dimodelkan seperti *gearbox* dan lainnya, maka akan digunakan *Fuzzy-PID*. Kontroler NMPC tingkat atas akan memberikan *input* kepada kontrol lateral dan kontrol longitudinal, dimana kontrol lateral berisi kontrol sistem EPS dan kontrol longitudinal berisi kontrol motor penggerak dan sistem rem.

### 3.1 Pemodelan Mobil Otonom

#### 3.1.1 Model Dinamik Mobil [18]

Persamaan dinamik gerak mobil didapatkan melalui gaya dan torsi yang bekerja pada setiap sumbu. Sumbu longitudinal dilambangkan X, sumbu lateral dilambangkan Y, dan sumbu Z tegak lurus terhadap jalan.





Gambar 3.2 Model Dinamik Mobil

Persamaan yang gaya longitudinal yang bekerja pada mobil adalah:

$$\begin{aligned}
 & F_{x1} \cos(\delta) - F_{y1} \sin(\delta) \\
 & + F_{x2} \cos(\delta) - F_{y2} \sin(\delta) \\
 & + F_{x3} + F_{x4} - F_{\text{drag}} - F_{\text{rolling}} - F_{\text{slope}} = m a_x
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

dimana  $F_{xi}$  adalah gaya roda longitudinal seperti yang dapat dilihat pada Gambar 3.4,  $F_{yi}$  adalah gaya roda lateral,  $\delta$  adalah sudut kemudi roda depan,  $a_x$  adalah percepatan longitudinal. Persamaan  $a_x$  dihitung melalui:

$$a_x = \dot{v}_x + v_y \omega_z \tag{3.2}$$

dimana  $\dot{v}_x$  adalah percepatan longitudinal dan  $v_y \omega_z$  menggambarkan percepatan sentripetal ketika mobil berbelok. Gaya aerodinamis dinyatakan sebagai berikut:

$$F_{\text{drag}} = 1/2 \rho_{\text{air}} C_{\text{drag}} A_{\text{front}} v_x^2 (\text{sign}(v_x)) \tag{3.3}$$

dimana  $\rho_{\text{air}}$  kepadatan udara ( $1.2 \text{ kg/m}^3$  pada suhu dan tekanan normal),  $C_{\text{drag}}$  koefisien hambatan,  $A_{\text{front}}$  luas bagian depan kendaraan dan terakhir  $v_x$  adalah kecepatan mobil. Gaya hambatan gulir diformulasikan sebagai berikut:

$$F_{\text{rolling}} = f_r m g \min(1, v_x) (\text{sign}(v_x)) \tag{3.4}$$

dimana  $f_r$  adalah koefisien hambatan gulir,  $m$  adalah massa mobil dan  $g$  adalah kecepatan gravitasi. Ketika mobil berada pada tanjakan atau turunan ada gaya baru yang muncul karena kemiringan jalan tersebut:

$$F_{\text{slope}} = mg \sin(\beta_x) (\text{sign}(v_x)) \quad (3.5)$$

dimana  $\beta_x$  adalah kemiringan jalan pada sumbu  $X$ . Persamaan gaya lateral memiliki bentuk yang serupa dengan gaya longitudinal. Gaya lateral yang bekerja dirumuskan:

$$\begin{aligned} & F_{x1} \sin(\delta) - F_{y1} \cos(\delta) \\ & + F_{x2} \sin(\delta) - F_{y2} \cos(\delta) \\ & + F_{y3} + F_{y4} - F_{\text{tilt}} = ma_y \end{aligned} \quad (3.6)$$

Dengan percepatan lateral sebagai berikut:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \omega_z \quad (3.7)$$

sedangkan gaya  $F_{\text{tilt}}$  hanya diperhitungkan ketika kondisi jalan miring di sepanjang sumbu lateral atau ketika sudut *roll* tidak bernilai 0.

$$F_{\text{tilt}} = mg \sin(\beta_y) \quad (3.8)$$

dimana  $\beta_y$  adalah sudut kemiringan jalan pada sumbu  $Y$ . Sekarang akan dijelaskan persamaan untuk kecepatan sudut terhadap sumbu  $Z$ . Gerakan ini biasa disebut sebagai gerakan *yaw* dan dirumuskan:

$$\begin{aligned} & l_f (F_{x1} \sin(\delta) + F_{y1} \cos(\delta)) \\ & + l_f (F_{x2} \sin(\delta) + F_{y2} \cos(\delta)) \\ & + l_r (F_{y3} + F_{y4}) = I_z \alpha_z \end{aligned} \quad (3.9)$$

dimana variabel  $l_f$  adalah jarak roda depan dengan pusat gravitasi mobil pada sumbu  $X$ , sedangkan  $l_r$  jarak roda belakang dengan pusat gravitasi,  $I_z$  adalah inersia mobil terhadap gerakan *yaw* dan  $\alpha_z$  adalah percepatan sudut mobil pada sumbu  $Z$ . Gaya longitudinal dari roda belakang diabaikan pada persamaan 3.9 karena roda belakang dianggap menghasilkan gaya yang kurang lebih sama sehingga torsi terhadap pusat gravitasinya saling meniadakan. Notasi yang digunakan sebagai hubungan antara orientasi, kecepatan dan percepatan terhadap sumbu  $Z$  diberikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a_z &= \dot{\omega}_z \\ \omega_z &= \dot{\theta}_z \end{aligned} \quad (3.10)$$

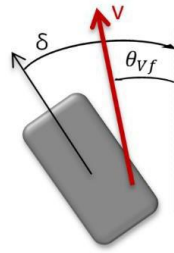
Konsep penting lainnya adalah sudut antara vektor kecepatan dengan sumbu longitudinal dari mobil yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\theta_{vf} = \frac{\dot{y} + l_f \omega_z}{v_x} \quad (3.11)$$

$$\theta_{vr} = \frac{\dot{y} - l_r \omega_z}{v_x} \quad (3.12)$$

dimana  $\theta_{vf}$  adalah sudut untuk roda depan,  $\theta_{vr}$  sudut roda belakang,  $\omega_z$  adalah kecepatan sudut *yaw*, dan  $\dot{y}$  adalah percepatan lateral. Dengan hukum Newton, didapatkan resultan gaya yang bekerja pada roda. Pertama untuk gaya lateral roda, sudut slip roda depan dan roda belakang dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta - \theta_{vf} \\ \alpha_r &= -\theta_{vr} \end{aligned} \quad (3.13)$$



Gambar 3.3 Vektor Kecepatan Roda

Maka, gaya lateral untuk roda depan dan belakang adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{yf} &= C_{af} \alpha_f \\ F_{yr} &= C_{ar} \alpha_r \end{aligned} \quad (3.14)$$

dengan  $C_{af}$  dan  $C_{ar}$  adalah konstanta *cornering stiffness* untuk roda bagian depan dan bagian belakang yang merupakan fungsi dari tekanan, gaya vertikal, ukuran dan bentuk dari roda. Sedangkan untuk gaya longitudinal roda depan dan belakang dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{xf} &= C_{\sigma} \sigma_{xf} \\ F_{xr} &= C_{\sigma} \sigma_{xr} \end{aligned} \quad (3.15)$$

dimana  $C_{\sigma f}$  dan  $C_{\sigma r}$  adalah konstanta kekakuan roda untuk roda depan dan roda belakang secara berurutan. Untuk rasio slip roda adalah sebagai berikut:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} \omega_w - v_x}{r_{eff} \omega_w} \quad (3.16)$$

dengan  $r_{eff}$  adalah radius efektif roda ketika mobil diam dan  $\omega_w$  adalah kecepatan putar roda. Dalam menyusun persamaan *state* akan digunakan beberapa asumsi.

Pertama, kecepatan pada roda pada sisi kanan dan kiri dianggap sama. Selanjutnya kemiringan jalan  $\beta_y$  akan juga diabaikan pada penelitian ini. Persamaan *state* nonlinear akan disusun menggunakan persamaan 3.1, 3.6 dan 3.9, didapatkan persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{y}\dot{\theta} + \frac{1}{m}(2F_{x12} \cos(\delta) - 2F_{y12} \sin(\delta) + 2F_{x34} + F_{\text{ext}}) \\ -\dot{x}\dot{\theta} + \frac{1}{m}(2F_{x12} \sin(\delta) - 2F_{y12} \cos(\delta) + 2F_{y34}) \\ \frac{1}{I_z}(2l_f F_{x12} \sin(\delta) + 2l_f F_{y12} \cos(\delta) + 2l_r F_{y34}) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$F_{\text{ext}} = -F_{\text{drag}} - F_{\text{rolling}} - F_{\text{slope}} \quad (3.18)$$

Substitusi persamaan roda 3.11-3.16 kedalam persamaan 3.17 dengan  $\omega_w$  input  $u_1$  dan  $\delta$  sebagai input  $u_2$ . Persamaan juga akan diubah menjadi bentuk 6 state.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_w \\ \delta \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ -x_5 x_6 - \frac{1}{m}(F_{\text{ext}}(x_4)) \\ -x_4 x_6 + \frac{-2C_{\alpha r}}{m} \left( \frac{x_5 - l_r x_6}{x_4} \right) \\ \frac{-2l_r C_{\alpha r}}{I_z} \left( \frac{x_5 - l_r x_6}{x_4} \right) \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

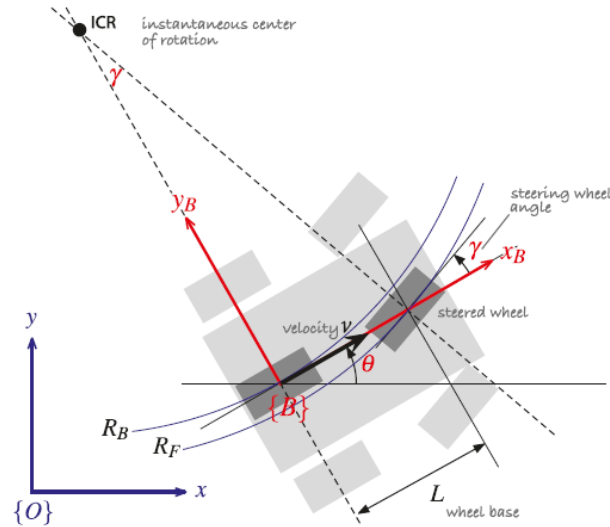
$$+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{2}{m} \left( C_{\sigma} \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \cos(u_2) - C_{\alpha f} \left( u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4} \right) \sin(u_2) + C_{\sigma} \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \right) \\ \frac{2}{m} \left( C_{\sigma} \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \sin(u_2) - C_{\alpha f} \left( u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4} \right) \cos(u_2) \right) \\ \frac{2l_f}{I_z} \left( C_{\sigma} \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \sin(u_2) + C_{\alpha f} \left( u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4} \right) \cos(u_2) \right) \end{bmatrix}$$

$$F_{\text{ext}}(x_4) = \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} C_{\text{drag}} A_{\text{front}} x_4^2 \text{sign}(x_4)$$

$$+ f_r mg \min(1, x_4) \text{sign}(x_4)$$

$$+ mg \sin(\beta_x) \text{sign}(x_4) \quad (3.21)$$

### 3.1.2 Model Kinematik Mobil [19]



Gambar 3.4 Model Kinematik *Bicycle Model*

Model kinematik merupakan menggambarkan kecepatan dari kendaraan namun tidak mempertimbangkan gaya dan torsi yang menyebabkan terjadinya kecepatan. Model umum yang sering digunakan adalah *kinematic bicycle model* dimana roda belakang bersifat tetap dan roda belakang berputar terhadap sumbu vertikal untuk mengemudi. Model kinematik juga berfungsi untuk mengubah koordinat lokal menjadi koordinat global. Persamaan model kinematik dapat disusun sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= v \cos \theta \\ \dot{y} &= v \sin \theta \\ \dot{\theta} &= \frac{v}{L} \tan \gamma\end{aligned}\tag{3.18}$$

dimana  $\theta$  adalah sudut *yaw* mobil,  $\gamma$  adalah sudut kemudi mobil dan  $L$  adalah jarak antara roda depan dengan roda belakang.

## 3.2 Perancangan Kontroler *Nonlinear Model Predictive Control*

Pertama persamaan 3.20 disusun menjadi bentuk

$$x(k+1) = f(x(k), u(k))\tag{3.19}$$

Maka didapatkan persamaan baru sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{x}_1(k+1) \\ \dot{x}_2(k+1) \\ \dot{x}_3(k+1) \\ \dot{x}_4(k+1) \\ \dot{x}_5(k+1) \\ \dot{x}_6(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \dot{x}_1(k) \\ \dot{x}_2(k) \\ \dot{x}_3(k) \\ \dot{x}_4(k) \\ \dot{x}_5(k) \\ \dot{x}_6(k) \end{bmatrix} + \Delta T \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ -x_5x_6 - \frac{1}{m}(F_{\text{ext}}(x_4)) \\ -x_4x_6 + \frac{-2C_{\alpha r}}{m}\left(\frac{x_5 - l_r x_6}{x_4}\right) \\ \frac{-2l_r C_{\alpha r}}{I_z}\left(\frac{x_5 - l_r x_6}{x_4}\right) \end{bmatrix} \\
 + \Delta T \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{2}{m}\left(C_\sigma \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \cos(u_2) - C_{\alpha f}\left(u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4}\right) \sin(u_2) + C_\sigma \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1}\right) \\ \frac{2}{m}\left(C_\sigma \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \sin(u_2) - C_{\alpha f}\left(u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4}\right) \cos(u_2)\right) \\ \frac{2l_f}{I_z}\left(C_\sigma \frac{r_{\text{eff}} u_1 - x_4}{r_{\text{eff}} u_1} \sin(u_2) + C_{\alpha f}\left(u_2 - \frac{x_5 + l_f x_6}{x_4}\right) \cos(u_2)\right) \end{bmatrix} \quad (3.20)
 \end{aligned}$$

Dimana  $\Delta T$  adalah waktu sampel. Selanjutnya penyusunan *cost function* dari NMPC adalah sebagai berikut

$$\min_u J_N(x_0(k), u(k)) := \sum_{k=0}^{N-1} \ell \left( \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \omega_w \\ \delta \end{bmatrix} \right) \quad (3.21)$$

subject to:

$$\begin{aligned}
 0 \text{ rad/s} &\leq \mu_1(t_k, U) \leq 80 \frac{2.8}{r_{\text{eff}}} \text{ rad/s}, t_k \in T_d \\
 -0.5 \text{ rad/s} &\leq \mu_2(t_k, U) \leq 5 \text{ rad/s}, t_k \in T_d \\
 F(x(k+1), x(k), u(k), k) &= 0, k = 0, \dots, N-1 \\
 x(t_0) &= x_0
 \end{aligned}$$

Dimana  $F$  adalah fungsi diskritisasi ODE yang memungkinkan untuk metode integrasi numerik implisit dilakukan.

### 3.3 Perancangan Kontroler *Fuzzy*-PID untuk Aktuator

Kontroler akan dirancang untuk EPS, motor penggerak dan sistem rem mekanik. Langkah pertama yang dilakukan dalam perancangan kontroler *Fuzzy*-PID adalah melihat eror dan delta eror sistem saat *closed loop*. Data eror yang didapatkan akan menjadi dasaran dalam menentukan rentang dan jumlah dari

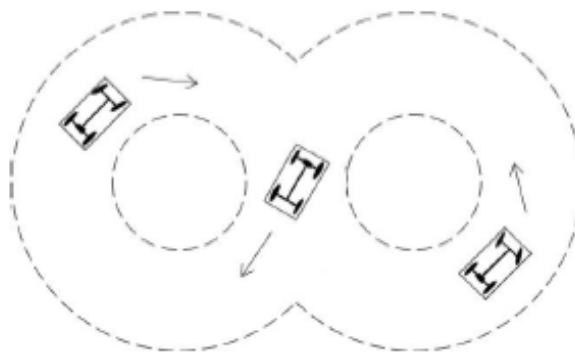
*membership function* (MF) bagian *input*. Selanjutnya menyusun *rule based* berdasarkan kombinasi MF dari eror dan delta eror serta hasil *output* seperti apa yang diinginkan dari kombinasi tersebut.

### 3.4 Hipotesa Penelitian

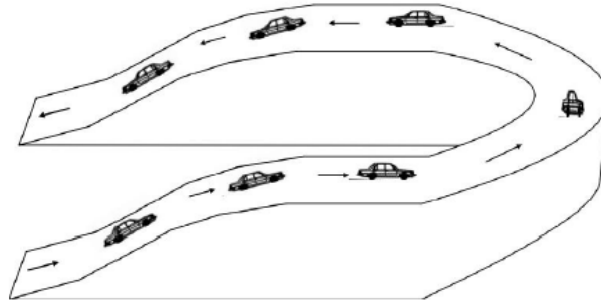
Hipotesa dari penelitian yang akan dilakukan adalah Sistem pengaturan yang diajukan diharapkan dapat dengan menjaga kestabilan kemudi saat melakukan manuver baik pada jalan datar maupun dengan adanya kemiringan jalan dan kestabilan kecepatan dengan adanya faktor pengereman.

### 3.5 Rencana Pengujian

Performa kontroler yang diajukan akan diuji menggunakan jalur sesuai pada Gambar 3.7 dan 3.8 . Pengujian pada Gambar 3.7 akan digunakan untuk melihat performa manuver mobil dengan adanya kombinasi akselerasi dan deakselerasi. Sedangkan pengujian dengan jalur pada Gambar 3.8 akan digunakan untuk melihat performa pengisian baterai oleh rem regeneratif serta manuver mobil dengan kombinasi akselerasi dan deakselerasi.



Gambar 3.5 Skema Jalur Delapan



Gambar 3.6 Skema Jalur Menanjak dan Berbelok

Hal yang diamati adalah performa manuver mobil dengan adanya gabungan antara akselerasi, pengereman dan kemudi. Adapula pengisian baterai akibat penggunaan rem regeneratif.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 4

### RENCANA DAN JADWAL KEGIATAN

Selama kurang lebih satu semester, jadwal kegiatan dan rencana yang disusun selama penelitian ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Rencana Kegiatan selama Penelitian

Kegiatan	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Target
Studi Literatur						Mengetahui teori mengenai kontroler yang digunakan dan keseluruhan sistem <i>plant</i> yang digunakan dalam penelitian.
Perancangan Sistem						Perancangan kontroler terhadap <i>plant</i> yang digunakan dalam penelitian.
Pengujian dan Analisa						Melakukan analisa dan pengujian terhadap kondisi yang telah ditentukan.
Penyusunan Laporan Akhir						Mencatat proses penelitian mulai dari desain kontroler hingga analisa hasil pengujian.
Konsultasi dengan Dosen Pembimbing						Konsultasi rutin kepada dosen pembimbing dalam membahas proses dan hasil penelitian.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. W. Jannah and A. Santoso, "Nonlinear Model Predictive Control for Longitudinal and Lateral Dynamic of Autonomous Car," in *Proceedings - 11th Electrical Power, Electronics, Communications, Control, and Informatics Seminar, EECCIS 2022*, 2022, pp. 145–148. doi: 10.1109/EECCIS54468.2022.9902927.
- [2] Z. Raud, V. Vodovozov, N. Lillo, and A. Rassölkin, "Reserves for regenerative braking of battery electric vehicles," in *9th International: 2014 Electric Power Quality and Supply Reliability Conference, PQ 2014 - Proceedings*, 2014, pp. 189–194. doi: 10.1109/PQ.2014.6866808.
- [3] J. Guo, W. Li, J. Wang, Y. Luo, and K. Li, "Safe and Energy-Efficient Car-Following Control Strategy for Intelligent Electric Vehicles Considering Regenerative Braking," *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 23, no. 7, pp. 7070–7081, Jul. 2022, doi: 10.1109/TITS.2021.3066611.
- [4] C. S. Nanda Kumar and S. C. Subramanian, "Brake force sharing to improve lateral stability while regenerative braking in a turn," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 233, no. 3, pp. 531–547, Feb. 2019, doi: 10.1177/0954407017747373.
- [5] H. Xia, J. Chen, F. Lan, and Z. Liu, "Motion Control of Autonomous Vehicles with Guaranteed Prescribed Performance," *Int J Control Autom Syst*, vol. 18, no. 6, pp. 1510–1517, Jun. 2020, doi: 10.1007/s12555-019-0442-5.
- [6] S. Singh and B. S. Saini, "Autonomous cars: Recent developments, challenges, and possible solutions," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Jan. 2021, vol. 1022, no. 1. doi: 10.1088/1757-899X/1022/1/012028.
- [7] Q. Yao, Y. Tian, Q. Wang, and S. Wang, "Control Strategies on Path Tracking for Autonomous Vehicle: State of the Art and Future Challenges," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 161211–161222, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.3020075.
- [8] C. O. Schneble and D. M. Shaw, "Driver's views on driverless vehicles: Public perspectives on defining and using autonomous cars," *Transp Res Interdiscip Perspect*, vol. 11, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.trip.2021.100446.
- [9] National Center for Sustainable Transportation Technology, Institut Teknologi Bandung. Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering,

Institut Teknologi Bandung. School of Electrical Engineering and Informatics, Universitas Sebelas Maret, Institute of Electrical and Electronics Engineers, and United States. Agency for International Development, *5th ICEVT 2018 : 2018 5th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT) : conference proceeding : October 30-31, 2018, Alila Hotel, Surakarta, Indonesia*.

- [10] A. Marouf, M. Djemai, C. Sentouh, and P. Pudlo, "A new control strategy of an electric-power-assisted steering system," *IEEE Trans Veh Technol*, vol. 61, no. 8, pp. 3574–3589, 2012, doi: 10.1109/TVT.2012.2209689.
- [11] W. Kim, C. M. Kang, Y. S. Son, and C. C. Chung, "Nonlinear steering wheel angle control using self-aligning torque with torque and angle sensors for electrical power steering of lateral control system in autonomous vehicles," *Sensors (Switzerland)*, vol. 18, no. 12, Dec. 2018, doi: 10.3390/s18124384.
- [12] Adhiparasakthi Engineering College. Department of Electrical and Electronics Engineering, Adhiparasakthi Engineering College, and Institute of Electrical and Electronics Engineers, *ICCPEIC'18 : 7th IEEE sponsored International Conference on Computation of Power, Energy, Information and Communication : March 28th & 29th, 2018*.
- [13] R. C. Rafaila and G. Livint, "Nonlinear model predictive control of autonomous vehicle steering," in *2015 19th International Conference on System Theory, Control and Computing, ICSTCC 2015 - Joint Conference SINTES 19, SACCS 15, SIMSIS 19*, Nov. 2015, pp. 466–471. doi: 10.1109/ICSTCC.2015.7321337.
- [14] L. Grüne and J. Pannek, "Communications and Control Engineering Nonlinear Model Predictive Control Theory and Algorithms Second Edition." [Online]. Available: <http://www.springer.com/series/61>
- [15] R. P. Borase, D. K. Maghade, S. Y. Sondkar, and S. N. Pawar, "A review of PID control, tuning methods and applications," *International Journal of Dynamics and Control*, vol. 9, no. 2. Springer Science and Business Media Deutschland GmbH, pp. 818–827, Jun. 01, 2021. doi: 10.1007/s40435-020-00665-4.
- [16] Y. Bai and D. Wang, "2 Fundamentals of Fuzzy Logic Control-Fuzzy Sets, Fuzzy Rules and Defuzzifications."
- [17] H. Jigang, W. Jie, and F. Hui, "An anti-windup self-tuning fuzzy pid controller for speed control of brushless dc motor," *Automatika*, vol. 58, no. 3, pp. 321–335, 2017, doi: 10.1080/00051144.2018.1423724.
- [18] E. Alcalá Baselga, "Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona MODELLING, PLANNING AND NONLINEAR CONTROL

TECHNIQUES FOR AUTONOMOUS VEHICLES MEMÒRIA Autor,”  
2016. [Online]. Available: <https://unity3d.com/es>

- [19] P. Corke, *Robotics, Vision and Control*, vol. 118. Cham: Springer International Publishing, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-54413-7.