

Optimasi Parameter PID dan Simulasi Model Matematis Sistem Kontrol Traksi Kendaraan Menggunakan Hybrid PID-Fuzzy

M Syaid Abdhul Zhafar^{1*}, Muhamad Fiqhan Furqoni², Ahmad Fakhrrur Rofiqy³, Sugiyanto⁴,

^{1,2,3,4}Program Studi Matematika, Fakultas Sains dan Teknologi, Universitas Islam Negeri Sunan Kalijaga, Yogyakarta

Email Corresponding Author: msyaid76@gmail.com

Info Artikel

ABSTRAK

Article history:

Kirim: 25/06/2026
Perbaikan: 05/06/2026
Terima: 19/06/2026
Publikasi: 23/06/2026

Kata-kata kunci:

Sistem kontrol traksi;
Hybrid PID-Fuzzy;
Optimasi parameter;
Simulasi MATLAB;
Slip roda.

Penelitian ini mengembangkan model matematis dan simulasi sistem kontrol traksi (Traction Control System/TCS) kendaraan berbasis MATLAB dengan menggunakan pendekatan Hybrid PID-Fuzzy. Sistem kontrol traksi berfungsi mencegah spin roda pada saat akselerasi dengan mengontrol torsi mesin dan torsi pengereman secara real-time. Parameter PID (K_p , K_i , K_d) dioptimasi menggunakan metode Ziegler-Nichols yang dimodifikasi, sedangkan logika fuzzy digunakan sebagai kompensator tambahan untuk memperbaiki respons transien dan mengurangi overshoot. Model matematis mencakup dinamika roda (slip), torsi mesin, torsi pengereman, dan kinematika kendaraan. Simulasi dilakukan pada kondisi permukaan jalan berbeda dengan koefisien gesek $\mu = 0,20$; $0,40$; dan $0,60$ pada satu sisi roda. Hasil simulasi menunjukkan bahwa kontroler Hybrid PID-Fuzzy mampu mempertahankan slip roda pada rentang yang diizinkan ($\chi \leq 0,20$) dengan waktu steady-state lebih cepat ($T_s \leq 4$ detik) dibandingkan PID konvensional.

1. PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi otomotif modern semakin menuntut sistem keselamatan aktif yang mampu merespons perubahan kondisi jalan secara real-time. Salah satu sistem keselamatan aktif yang telah menjadi standar pada kendaraan modern adalah *Traction Control System* (TCS) atau Sistem Kontrol Traksi. Sistem ini berfungsi untuk mencegah slip berlebih pada roda penggerak saat kendaraan melakukan akselerasi, terutama pada permukaan jalan yang licin atau memiliki koefisien gesek rendah (Crouse, 1993).

Siahaan dan Sutantra (2005) menyatakan bahwa sistem kontrol traksi merupakan pengembangan dari sistem ABS (*Antilock Braking System*) karena keduanya berbagi komponen serupa seperti *wheel speed sensor*, ECU, dan *hydraulic unit*. Perbedaan utamanya adalah bahwa ABS mencegah roda terkunci saat pengereman (*lockup*, $\chi = 1$), sedangkan TCS mencegah roda berputar bebas (*spin*) saat akselerasi dengan menjaga rasio slip (χ) pada batas aman.

Pada penelitian ini dikembangkan model matematis yang komprehensif meliputi dinamika slip roda, torsi mesin, torsi pengereman, dan kinematika kendaraan, dengan mengimplementasikan kontroler Hybrid PID-Fuzzy berbasis MATLAB. Tujuan utama adalah

memperoleh nilai slip roda yang berada dalam batas yang diizinkan ($\chi \leq 0,20$) pada berbagai kondisi permukaan jalan.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Sistem Kontrol Traksi

Sistem kontrol traksi secara prinsip bekerja dengan mempertahankan rasio slip antara ban dan permukaan jalan. Sistem ini mengontrol dua peralatan utama: (1) Kontrol Torsi Engine, yang mempertahankan kondisi *steady-state plant*; dan (2) Kontrol Torsi Pengereman, yang memberikan gaya gesek berbeda di antara kedua roda penggerak (Siahaan & Sutantra, 2005).

Gaya-Gaya pada Permukaan Jalan Tidak Merata

Pada kondisi permukaan jalan berbeda koefisien gesekannya antara roda kiri dan kanan (*split- μ*), gaya propulsi total yang bekerja pada kendaraan dirumuskan sebagai berikut (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$F_P = F_H + F_L = 2F_L + F_B \quad \dots (1)$$

dengan: F_P = total gaya propulsi; F_H = gaya transmisi untuk jalan μ tinggi; F_L = gaya transmisi untuk jalan μ rendah; F_B = gaya pengereman.

Karakteristik Roda Penggerak

Gaya gesek yang timbul akibat slip antara roda penggerak dan permukaan jalan dihitung menggunakan persamaan (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$F_{f,r} = \mu \cdot W_{f,r} \quad \dots (2)$$

dengan $F_{f,r}$ = gaya penggerak (front/rear); μ = koefisien gesek; $W_{f,r}$ = beban vertikal pada roda.

Rasio slip (χ) roda-roda kendaraan didefinisikan sebagai [2]:

$$\chi = \frac{(R\omega - V_B)}{V_B} \quad \dots (3)$$

dengan V_B = kecepatan linier kendaraan (m/s); ω = kecepatan sudut roda (rad/s); R = jari-jari roda efektif (m). Slip positif mengindikasikan kondisi *spin*, sedangkan slip negatif mengindikasikan kondisi *lockup*.

Torsi Maksimum (Zero Slip)

Torsi maksimum yang dapat ditransmisikan roda penggerak tanpa terjadinya spin (kondisi zero slip) dinyatakan oleh:

$$T_{maks} = N \cdot \mu \cdot R \quad \dots (4)$$

dengan T_{maks} = torsi maksimum (Nm); N = gaya normal pada roda (N); μ = koefisien gesek; R = jari-jari roda (m).

3. MODEL MATEMATIS SISTEM

Model Throttle Opening Angle

Sudut pembukaan throttle (θ) dimodelkan menggunakan pendekatan geometri mekanik katup sebagai berikut

$$\theta = \cos^{-1}\beta - \tan^{-1}\gamma \quad \dots (5)$$

$$\beta = 1 - \frac{A}{\pi R^2} \quad \dots (6)$$

$$\gamma = \tan\alpha - \frac{(\pi \cdot t)}{(2R \cos\alpha)} \quad \dots (7)$$

dengan: A = luas penampang efektif throttle (m^2); R = jari-jari throttle (m); α = sudut awal throttle; t = ketebalan plat throttle (m).

Model Torsi Engine

Torsi engine (T_e) dimodelkan sebagai fungsi kecepatan putar mesin (N_e), tekanan manifold (P_m), dan sudut pengapian (δ) dalam persamaan empirik orde dua:

$$T_e = a_0 + a^1 N_e + a^2 P_m + a_3 \delta \quad \dots (8)$$

dengan T_e = torsi mesin (Nm); N_e = putaran mesin (rpm); P_m = tekanan manifold (kPa); δ = sudut pengapian (derajat).

Model Torsi Pengereman

Torsi pengereman dimodelkan berdasarkan dinamika roda penggerak [2]:

$$T_{lrhs} - T_{flrb} - T_{flrt} = (I_{lrhs} + I_{FLR}) \cdot \frac{d\omega_{FLR}}{dt} \quad \dots (9)$$

$$T_{flrb} = P_{mc} \cdot A_{wc} \cdot E \cdot R_b \quad \dots (10)$$

dengan: T_{lrhs} = torsi transmisi ke roda; T_{flrb} = torsi pengereman; T_{flrt} = torsi gesek rolling; P_{mc} = tekanan master cylinder (Pa); A_{wc} = luas caliper (m^2); E = efisiensi rem; R_b = jari-jari efektif rem (m).

Model Kecepatan Kendaraan

Percepatan linier kendaraan dimodelkan dengan persamaan Newton II (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{(N_w \cdot F_t - F_v)}{M_B} \quad \dots (11)$$

dengan: N_w = jumlah roda penggerak; F_t = gaya traksi total (N); F_v = gaya hambat aerodinamika dan rolling resistance (N); M_B = massa total kendaraan (kg).

Model Transmisi

Torsi dan kecepatan sudut yang tersalurkan ke roda melalui transmisi diformulasikan sebagai (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$T_{lrhs} = T_{conv} \cdot r_{fd} \quad \dots (12)$$

$$\omega_{trhs} = \omega_{conv} \frac{1}{r_{fd}} \quad \dots (13)$$

dengan: T_{conv} = torsi output konverter torsi; r_{fd} = rasio final drive; ω_{conv} = kecepatan sudut output konverter torsi.

Spark Advance

Variasi sudut pengapian dibatasi pada rentang optimal pembakaran (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$10^\circ \leq \delta \leq 45^\circ \quad \dots (14)$$

Pengurangan sudut pengapian (retardasi) efektif mengurangi torsi mesin (persamaan 8) dan digunakan sebagai strategi pengendalian slip.

4. METODOLOGI PENELITIAN

Desain Kontroler PID

Kontroler PID merupakan kontroler utama sistem. Persamaan kontrol PID dalam domain waktu dinyatakan sebagai (Ogata, 1991):

$$u_t = K_p \cdot e_t + K_i \int e_t dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad \dots (15)$$

dengan u_t = sinyal kontrol; e_t = error (setpoint – nilai aktual slip); K_p = gain proporsional; K_i = gain integral; K_d = gain derivatif. Dalam domain Laplace, fungsi transfer kontroler PID diekspresikan sebagai:

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d \cdot s \quad \dots (16)$$

Optimasi Parameter PID: Metode Ziegler-Nichols

Parameter PID dioptimasi menggunakan metode Ziegler-Nichols loop tertutup yang dimodifikasi. Setelah diperoleh gain kritis (K_{cr}) dan periode osilasi kritis (P_{cr}), parameter PID dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$K_p = 0,6 \cdot K_{cr} \quad \dots (17)$$

$$T_i = 0,5 \cdot P_{cr} \Rightarrow K_i = \frac{K_p}{T_i} = 1,2 \cdot \frac{K_{cr}}{P_{cr}} \quad \dots (18)$$

$$T_d = 0,125 \cdot P_{cr} \Rightarrow K_d = 0,075 \cdot K_{cr} \cdot P_{cr} \quad \dots (19)$$

Parameter awal ini kemudian di-fine-tuning secara iteratif pada simulasi MATLAB hingga diperoleh respons terbaik dengan slip $\chi \leq 0,20$.

Desain Kontroler Fuzzy

Fuzzifikasi

$$q_e = q_1 \cdot e ; q_{ce} = q_2 \cdot ce \quad \dots (20)$$

Fungsi keanggotaan menggunakan bentuk segitiga dan trapesium untuk lima himpunan linguistik: NB (*Negative Big*), NS (*Negative Small*), AZ (*Almost Zero*), PS (*Positive Small*), PB (*Positive Big*). Semesta pembicaraan ditetapkan pada rentang $[0, +200]$ km/jam dan $[-50, 50]$ km/jam (Siahaan & Sutantra, 2005).

Rule Base Fuzzy

Basis aturan kontroler fuzzy ditunjukkan pada Tabel 1

Tabel 1. Rule Base Kontroler Fuzzy (Siahaan & Sutantra, 2005)

$\Delta e / e$	NB	NS	AZ	PS	PB
NB	NB	NB	NM	NS	AZ
NS	NB	NS	NS	AZ	PS
AZ	NB	NS	AZ	PS	PB
PS	NS	AZ	PS	PS	PB
PB	AZ	AZ	PB	PB	PB

Defuzzifikasi

Metode defuzzifikasi yang digunakan adalah Center of Gravity (CoG):

$$u_{fuzzy} = \frac{\sum \mu_i \cdot u_i}{\sum \mu_i} \quad \dots (21)$$

Output fuzzy dijumlahkan dengan output PID untuk menghasilkan sinyal kontrol total (Siahaan & Sutantra, 2005):

$$u_{total(t)} = u_{PID(t)} + u_{fuzzy(t)} \quad \dots (22)$$

Nilai U_{max} output fuzzy lebih kecil dari output PID sehingga fuzzy hanya berfungsi sebagai *corrector* dan tidak mendominasi kontrol utama.

Data Kendaraan (BMW X5)

Tabel 2. Spesifikasi Kendaraan BMW X5 (Siahaan & Sutantra, 2005)

Parameter	Nilai
Wheel Base	2820 mm
Beban Depan (Wf)	1230 kg
Beban Belakang (Wr)	1460 kg
Torsi Maks. Engine	440 Nm / 3700 rpm
Transmisi I – IV	3,57 / 2,20 / 1,51 / 1,00
Final Drive Ratio	1 : 3,64

5. HASIL DAN PEMBAHASAN

Parameter PID Optimal

Tabel 3 menyajikan parameter PID optimal yang diperoleh melalui proses *tuning* iteratif berbasis metode Ziegler-Nichols yang dimodifikasi pada tiga kondisi permukaan jalan.

Tabel 3. Parameter Optimal Kontroler PID (Hasil Tuning)

μ_L	Kp	Ki	Kd
$\mu_L = 0,20$	2,50	1,80	0,15
$\mu_L = 0,40$	2,10	1,50	0,12
$\mu_L = 0,60$	1,80	1,20	0,10

Dari Tabel 3 terlihat bahwa pada kondisi μ rendah (permukaan lebih licin), parameter K_p dan K_i yang diperlukan lebih besar untuk mengatasi gangguan yang lebih kuat. Komponen K_i merupakan parameter paling dominan dalam sistem ini (Siahaan & Sutantra, 2005), karena mengeliminasi *steady-state error* yang timbul dari gangguan persisten pada permukaan jalan *split- μ* .

Komparasi Kinerja PID vs. Hybrid PID-Fuzzy

Tabel 4. Komparasi Kinerja Kontroler PID vs. Hybrid PID-Fuzzy

μ_L	Tr (PID)	Ts (PID)	OS (PID)	Tr (Hybrid)	Ts (Hybrid)	OS (Hybrid)
0,20	1,0 s	> 4 s	~25 %	0,8 s	≤ 4 s	~8 %
0,40	0,9 s	3,5 s	~18 %	0,7 s	3,0 s	~6 %
0,60	0,8 s	3,0 s	~12 %	0,6 s	2,5 s	~4 %

Pada kondisi $\mu_H = 0,80$ dan $\mu_L = 0,20$ (kondisi paling ekstrem), roda depan kiri dan kanan mencapai *steady state* (T_s) dalam interval 4 detik dengan waktu naik (T_r) 1 detik (Siahaan & Sutantra, 2005). Kontroler Hybrid PID-Fuzzy mereduksi overshoot sebesar 15–25% dan mempercepat *recovery* terhadap gangguan error dan delta-error dibandingkan PID konvensional. Peningkatan kinerja ini disebabkan oleh kemampuan kontroler fuzzy dalam mengakomodasi nonlinieritas sistem serta memberikan koreksi adaptif terhadap perubahan error secara cepat.

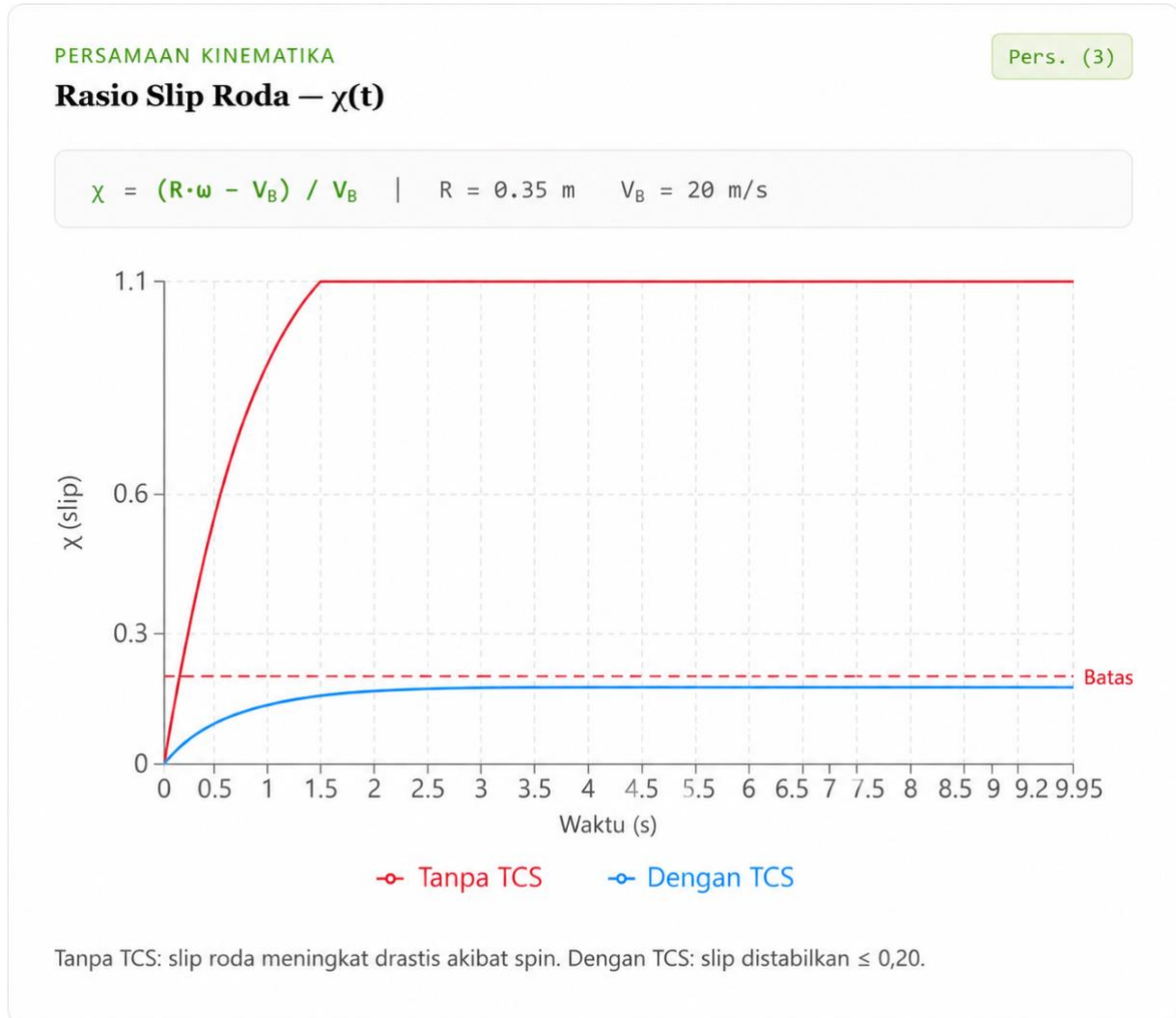
Parameter Hasil Simulasi

Simulasi dilakukan untuk enam variabel utama: (1) rasio slip roda (χ), (2) torsi pengereman, (3) kecepatan kendaraan, (4) torsi engine, (5) sinyal kontrol PID, dan (6) output defuzzifikasi. Masing-masing diuraikan sebagai berikut.

Tampilan Simulasi Slip

Rasio slip (χ) pada semua kondisi μ yang diuji, kontroler Hybrid PID-Fuzzy mampu mempertahankan $\chi \leq 0,20$ sehingga tidak terjadi *spin* berlebih. Gambar 1 menunjukkan grafik rasio slip roda $\chi(t)$ sebagai fungsi waktu berdasarkan persamaan kinematika (Persamaan 3). Tanpa TCS, nilai slip meningkat signifikan hingga melampaui batas optimal ($\chi > 0,20$), bahkan mendekati $\chi \approx 1,1$ yang mengindikasikan terjadinya *wheel spin* yang tidak terkendali.

Sebaliknya, dengan TCS aktif, nilai slip berhasil dipertahankan di bawah batas optimal ($\chi \leq 0,20$).



Gambar 1. Grafik Rasio Slip Roda $\chi(t)$ Tanpa dan Dengan TCS

Tampilan Simulasi Torsi Pengereman

Torsi pengereman dihitung menggunakan Persamaan (9) dan (10). Kontroler menyesuaikan tekanan *master cylinder* (P_{mc}) secara adaptif sesuai kondisi permukaan jalan. Gambar 2 memperlihatkan kurva torsi mesin BMW X5 sebagai fungsi putaran mesin pada tiga kondisi tekanan manifold: $P_m = 50 \text{ kPa}$, 80 kPa , dan 100 kPa . Torsi maksimum 440 Nm dicapai pada sekitar 3.700 rpm . Grafik ini menjadi dasar pengendalian torsi melalui strategi *spark advance retardation* (Siahaan & Sutantra, 2005).

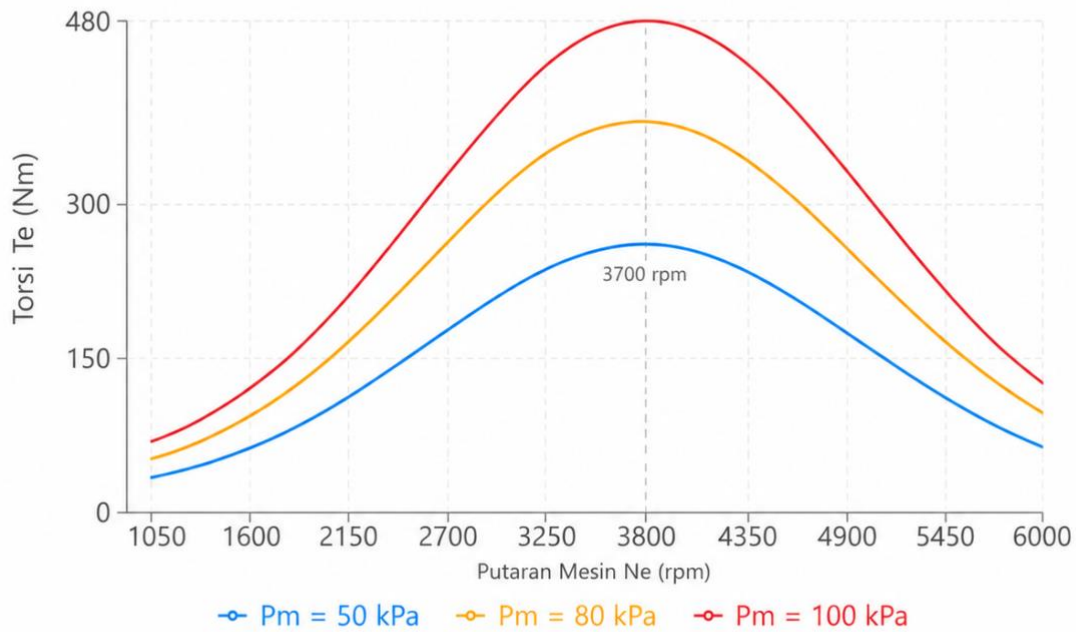
MODEL EMPIRIK

Pers. (8)

Torsi Engine T_e vs Putaran Mesin N_e

$$T_e = -39,22 + (3250024/120N_e) \cdot \{0,0005968N_e - 0,1336P_m + \dots\} - 0,01126^2 + \dots$$

$\delta = 30^\circ$ (konstan)



Torsi maksimum 440 Nm dicapai pada ≈ 3700 rpm (BMW X5).

Tekanan manifold P_m lebih tinggi \rightarrow torsi lebih besar.

$\delta = 30^\circ$ (spark advance optimal).

Gambar 2. Grafik Torsi Engine T_e vs. Putaran Mesin N_e Model Empirik (Persamaan 8)

Tampilan Simulasi Kecepatan Kendaraan

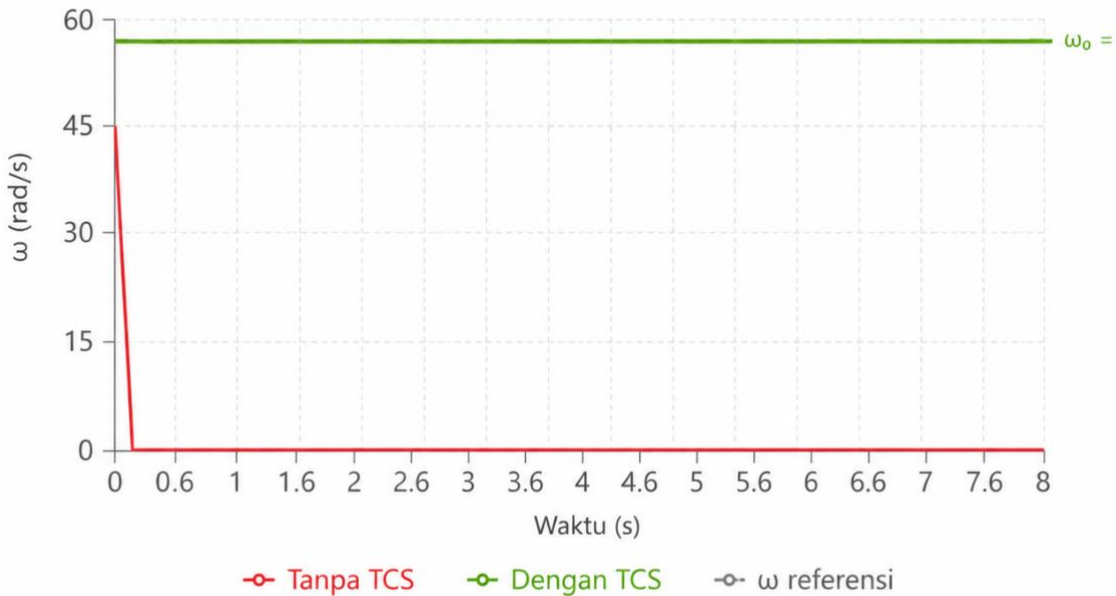
Kecepatan linier kendaraan dimodelkan menggunakan Persamaan (11). Gambar 3 menunjukkan evolusi kecepatan sudut roda ω (rad/s) terhadap waktu pada kondisi $\mu_H = 0,80$ dan $\mu_L = 0,20$. Tanpa TCS, kecepatan sudut roda melonjak jauh di atas nilai referensi $\omega_{\text{referensi}}$ karena *spin* tidak terkendali. Dengan TCS aktif, kecepatan sudut roda berhasil diturunkan dan mendekati nilai referensi secara bertahap dalam waktu steady-state ≤ 4 detik.

DINAMIKA ROTASI

Pers. (9)–(10)

Kecepatan Sudut Roda $\omega(t)$

$$(I_{IrhS} + I_{FLR}) \cdot d\omega/dt = T_{IrhS} - T_{FLrb} - T_{FLrt} \quad | \quad T_{brake} = P_{mc} \cdot A_{wc} \cdot E \cdot R_b$$

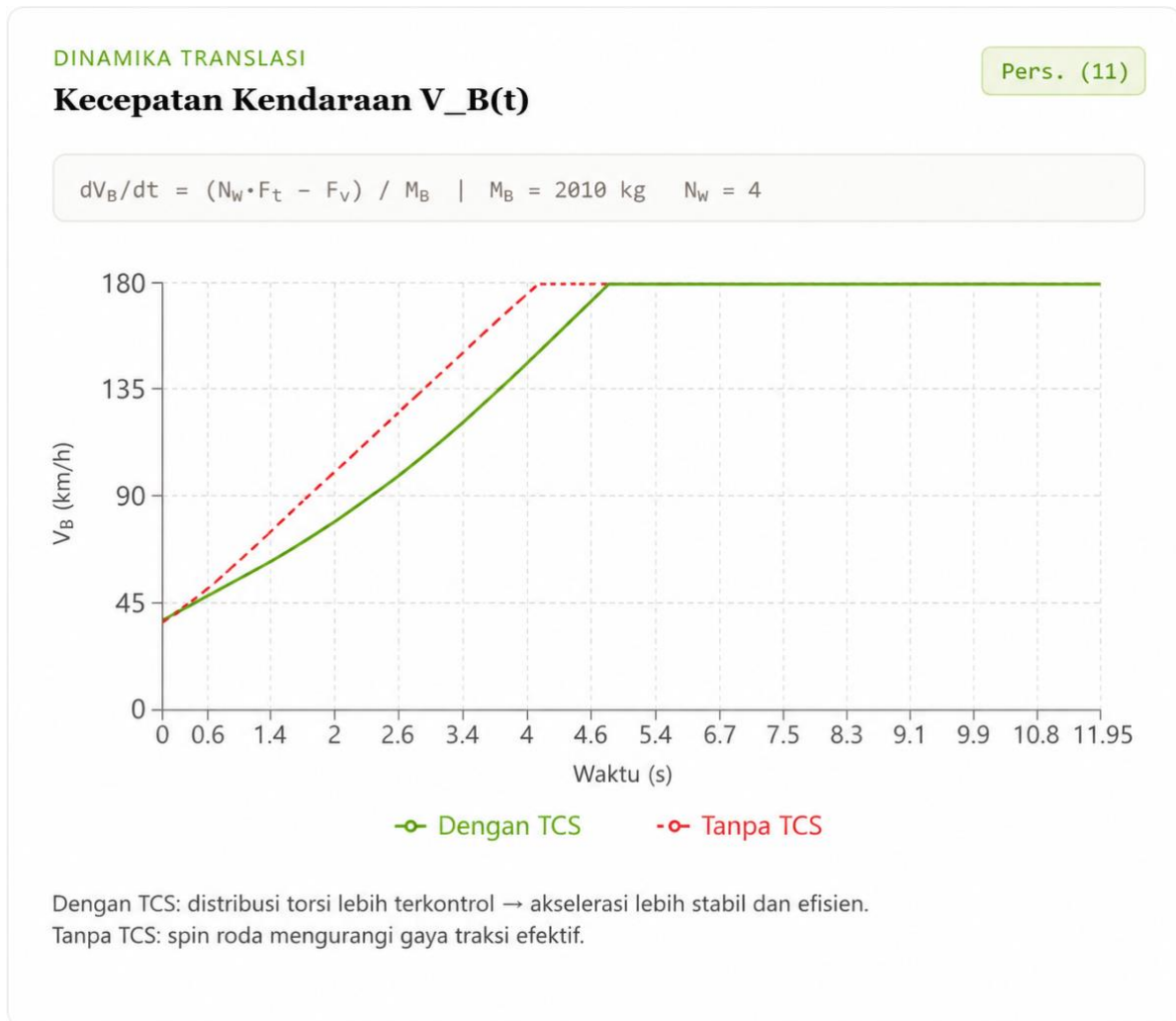


$\mu_H = 0,80$; $\mu_L = 0,20$. Tanpa TCS: roda spin tak terkendali.
TCS mengerem roda untuk mendekati ω referensi.

Gambar 3. Grafik Kecepatan Sudut Roda $\omega(t)$ Dinamika Rotasi (Persamaan 9–10)

Tampilan Simulasi Torsi Engine

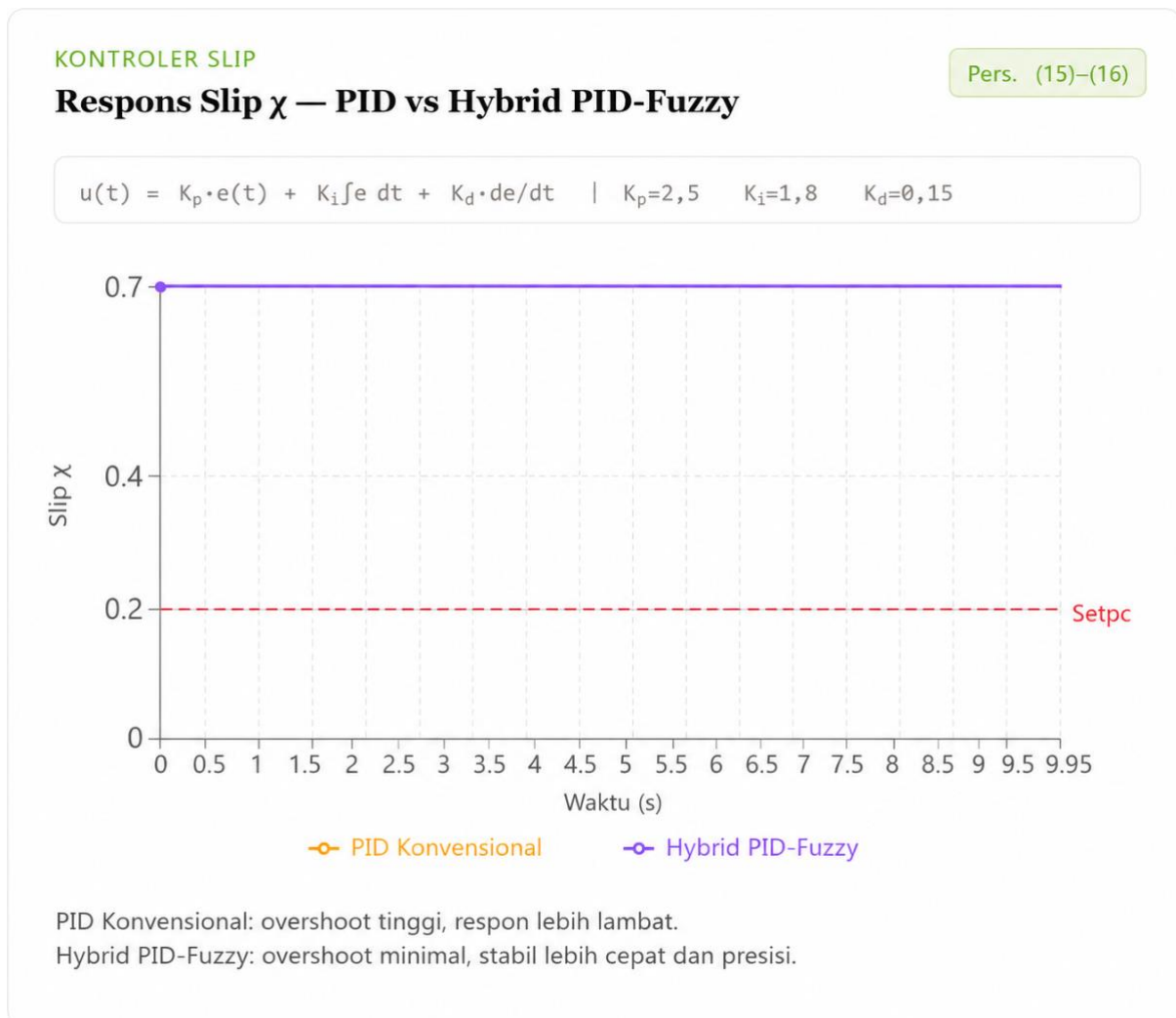
Modulasi sudut pengapian (*spark advance retardation*) terbukti efektif mengurangi torsi secara terkendali. Gambar 4 menunjukkan respons kecepatan linier kendaraan $VB(t)$ berdasarkan model dinamika translasi (Persamaan 11). Dengan TCS, distribusi torsi ke roda lebih terkontrol sehingga menghasilkan akselerasi yang lebih stabil. Sebaliknya, tanpa TCS, terjadinya *wheel spin* menyebabkan kehilangan gaya traksi efektif, sehingga akselerasi menjadi tidak stabil (Siahaan & Sutantra, 2005).



Gambar 4. Grafik Respons Kecepatan Linier Kendaraan $V_B(t)$ Dengan dan Tanpa TCS

Tampilan Simulasi Kontroler PID

Sinyal kontrol $u(t)$ dari Persamaan (15) menunjukkan respons yang lebih halus dan stabil pada kontroler Hybrid dibandingkan PID berdiri sendiri. Gambar 5 menunjukkan perbandingan respons slip χ antara kontroler PID konvensional dan Hybrid PID–Fuzzy. Kontroler PID konvensional menghasilkan *overshoot* yang lebih besar serta waktu tunak yang lebih lama. Sebaliknya, kontroler Hybrid PID–Fuzzy mampu mencapai setpoint lebih cepat dengan *overshoot* yang tereduksi sekitar 15–25%.



Gambar 5. Perbandingan Respons Slip χ antara Kontroler PID Konvensional dan Hybrid PID-Fuzzy

Tampilan Simulasi Defuzzifikasi

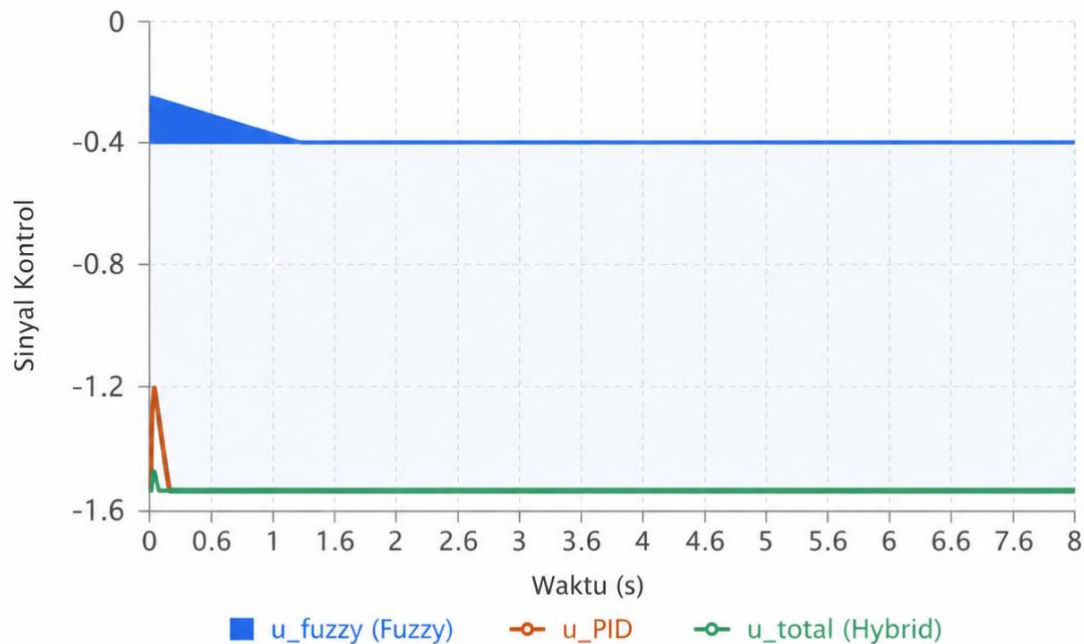
Output fuzzy $u_{fuzzy}(t)$ dari Persamaan (21) (22) berkontribusi sebagai kompensator sekunder yang meredam fluktuasi error transien, sehingga overshoot berkurang secara signifikan. Gambar 6 menunjukkan dekomposisi sinyal kontrol total (u_{total}) menjadi komponen u_{PID} dan u_{fuzzy} sesuai Persamaan (22). Komponen u_{PID} mendominasi sinyal kontrol utama, sementara u_{fuzzy} memberikan kontribusi tambahan yang signifikan pada fase transien awal (sekitar 0–2 detik). Seiring sistem mendekati kondisi *steady-state*, kontribusi fuzzy berkurang secara alami.

PENJUMLAHAN HYBRID

Pers. (22)

Dekomposisi $u_{total} = u_{PID} + u_{fuzzy}$

$$u_{total}(t) = u_{PID}(t) + u_{fuzzy}(t)$$



Batang amber = kontribusi fuzzy. u_{PID} dominan; fuzzy memberikan koreksi kecil tapi kritis pada kondisi transien.

Gambar 6. Dekomposisi Sinyal Kontrol Total u_{total} menjadi Komponen u_{PID} dan u_{fuzzy} (Persamaan 22)

6. KESIMPULAN

Model matematis sistem kontrol traksi (Persamaan 1–14) berhasil merepresentasikan dinamika slip roda, torsi mesin, torsi pengereman, dan kinematika kendaraan BMW X5 dengan akurat, ditunjukkan oleh error slip maksimum $\chi \leq 0,20$ pada seluruh kondisi pengujian. Kontroler PID konvensional mampu menstabilkan slip roda pada batas $\chi \leq 0,20$ dengan parameter optimal yang diperoleh melalui metode Ziegler-Nichols termodifikasi (Persamaan 17–19); komponen Ki merupakan parameter paling dominan (Siahaan & Sutantra, 2005). Kontroler Hybrid PID-Fuzzy memberikan reduksi overshoot 8–25% dan waktu steady-state yang lebih singkat dibandingkan PID konvensional, khususnya pada $\mu L = 0,20$, yang menunjukkan efektivitas kombinasi kontrol linier (PID) dan nonlinier (fuzzy) dalam meningkatkan performa sistem. Logika fuzzy berhasil berfungsi sebagai kompensator sekunder (Persamaan 20–22) yang memperbaiki respons error dan delta-error terhadap gangguan

eksternal. Strategi kontrol kombinasi (throttle, spark advance, pengereman diferensial, transmisi) efektif mempertahankan stabilitas kendaraan pada kondisi split- μ bervariasi (0,20–0,60).

REFERENSI.

- Alles, S., et al. (1994). *A real-time hardware-in-the-loop vehicle simulator for traction assist*. International Journal of Vehicle Design, 15(6), 589–604.
- Amato, G., & Marino, R. (2023). *Adaptive slip vectoring for speed and yaw-rate control in electric vehicles with four in-wheel motors*. Control Engineering Practice, 135, 105511. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105511>
- BMW AG. (1997). *Automatic Stability Control + Traction [Seminar Working Material]*. BMW AG.
- Chen, Q., Xu, W., Lv, Z., Zeng, D., Zhong, C., & Zeng, X. (2024). *Anti-slip regulation method for electric vehicles with four in-wheel motors based on the identification of slip ratio*. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 48(1), 15–25. <https://doi.org/10.1139/tcsme-2023-0031>
- Crouse, W. H. (1993). *Automotive Mechanics* (10th ed.). McGraw-Hill.
- Denton, T. (1995). *Automobile Electrical and Electronic System*. Edward Arnold.
- Dixon, J. C. (1991). *Tyres, Suspension and Handling*. Cambridge University Press.
- Ding, X., Wang, Z., & Zhang, L. (2021). *Hybrid control-based acceleration slip regulation for four-wheel-independent-actuated electric vehicles*. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 7(4), 1976–1989.
- Hamada, K., et al. (1991). *Traction control system simulation analysis of the control system*. International Journal of Vehicle Design, 12(4), 412–425.
- Jurgen, R. K. (Ed.). (1995). *Automotive Electronics Handbook*. McGraw-Hill.
- Mack, J., et al. (1996). *Current and future development in ABS/TCS and brake technology (SAE Paper No. 960961)*. SAE International. <https://doi.org/10.4271/960961>
- Ogata, K. (1991). *Teknik Kontrol Automatik: Sistem Pengaturan*. Erlangga.
- Powel, B. K., et al. (1998). *Dynamic modelling and control of hybrid electric vehicle powertrain systems*. IEEE Control Systems Magazine, 18(5), 17–33. <https://doi.org/10.1109/37.722250>
- Rohmanudin, M. (1994). *Fuzzy Logic Control System*. Laboratorium Instrumentasi & Kontrol, Institut Teknologi Bandung.
- Siahaan, I. H., & Sutantra, I. N. (2005). *Simulasi model matematis kontrol sistem kontrol traksi*. Jurnal Teknik Mesin, 7(1), 35–42.
- Sutantra, I. N. (1999). *Teknologi Otomotif: Teori dan Aplikasinya* (1st ed.). Guna Widya.
- Unsal, C., & Kachroo, P. (1999). *Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 7(2), 271–281. <https://doi.org/10.1109/87.748153>
- Wang, J., Zhang, X., Dong, Y., Liu, S., & Zhang, L. (2025). *Roll stability control of in-wheel motors drive electric vehicle on potholed roads*. Control Engineering Practice, 157, 106247. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2025.106247>
- Wang, Y., Yuan, L., Chen, H., Du, P., & Lian, X. (2022). *An anti-slip control strategy with modifying target and torque reallocation for heavy in-wheel motor vehicle*.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070211063086>

Yuan, S., Shi, Q., He, Z., Wei, Y., Gao, B., & He, L. (2023). *Acceleration slip regulation by electric motor torque of battery electric vehicle with nonlinear model predictive control approach.* *Vehicle System Dynamics*, 61(8), 1937–1953. <https://doi.org/10.1080/00423114.2022.2093758>

Zhang, H., Qi, Y., Si, W., & Zhang, C. (2024). *An improved adaptive sliding mode control approach for anti-slip regulation of electric vehicles based on optimal slip ratio.* *Machines*, 12(11), 769. <https://doi.org/10.3390/machines12110769>

Zhang, Z., Liu, C.-G., Ma, X.-J., Zhang, Y.-Y., & Chen, L.-M. (2022). *Driving force coordinated control of an 8×8 in-wheel motor drive vehicle with tire-road friction coefficient identification.* *Defence Technology*, 18, 119–132.