

ANALISIS KOMPARATIF PENGENDALI P, PI, DAN PID MENGGUNAKAN METODE ULTIMATE GAIN ZIEGLER–NICHOLS PADA SISTEM SUSPENSI DUA DERAJAT KEBEBASAN

COMPARATIVE ANALYSIS OF P, PI, AND PID CONTROLLERS BASED ON THE ZIEGLER-NICHOLS ULTIMATE GAIN METHOD FOR A TWO-DEGREE-OF-FREEDOM SUSPENSION SYSTEM

Fayshol Abdullah^{1*}, Reni Rahmadewi¹, Indri Purwita Sary¹, Vita Efelina²

¹Program Studi Teknik Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

²Program Studi Teknik Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

¹2210631160039@student.unsika.ac.id, ¹reni.rahmadewi@ft.unsika.ac.id, ¹indri@ft.unsika.ac.id, ²vita.efelina@ft.unsika.ac.id

INFO ARTIKEL

Diterima: 15 Juni 2026

Direvisi: 22 Juni 2026

Disetujui: 10 Juli 2026

ABSTRAK

Penelitian ini membandingkan performansi pengendali proporsional (P), proporsional-integral (PI), dan proporsional-integral-derivatif (PID) pada sistem suspensi kendaraan dua derajat kebebasan (2-DOF) menggunakan metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols. Sistem dimodelkan sebagai sistem massa-pegas-peredam terkopel dan direpresentasikan dalam bentuk fungsi alih berdasarkan Hukum II Newton. Parameter pengendali diperoleh melalui analisis root locus untuk menentukan nilai penguatan kritis dan periode kritis. Kinerja pengendali dievaluasi berdasarkan rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan galat keadaan tunak. Hasil simulasi menunjukkan bahwa pengendali P menghasilkan respons tercepat dengan rise time sebesar 0,0578 s, namun masih memiliki overshoot yang tinggi dan galat keadaan tunak sebesar 38,8%. Pengendali PI berhasil menghilangkan galat keadaan tunak, tetapi meningkatkan settling time menjadi 8,54 s. Sementara itu, pengendali PID memberikan performansi terbaik dengan maximum overshoot sebesar 29,1%, settling time sebesar 0,984 s, dan galat keadaan tunak nol. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pengendali PID memberikan keseimbangan terbaik antara kecepatan respons, tingkat osilasi, dan akurasi keadaan tunak pada sistem suspensi 2-DOF. Temuan ini dapat dijadikan sebagai dasar dalam pemilihan konfigurasi pengendali untuk sistem suspensi kendaraan maupun sistem mekanik dua derajat kebebasan yang memiliki

Kata Kunci:

DOF, Kendali, PID, Respon Sistem, Suspensi, Ziegler-Nichols,

ABSTRACT

This study compares the performance of Proportional (P), Proportional-Integral (PI), and Proportional-Integral-Derivative (PID) controllers applied to a two-degree-of-freedom (2-DOF) vehicle suspension system using the Ziegler–Nichols Ultimate Gain tuning method. The suspension system is modeled as a coupled mass–spring–damper system and represented by a transfer function derived from Newton’s Second Law. Controller parameters are obtained through root locus analysis to determine the critical gain and critical period. Controller performance is evaluated based on rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, and steady-state error. Simulation results show that the P controller provides the fastest response with a rise time of 0.0578 s but exhibits high overshoot and a steady-state error of 38.8%. The PI controller eliminates the steady-state error but increases the settling time to 8.54 s. Meanwhile, the PID controller achieves the best overall performance, with a maximum overshoot of 29.1%, a settling time of 0.984 s, and zero steady-state error. These results indicate that the PID controller provides the best balance between response speed, oscillation reduction, and steady-state accuracy for the 2-DOF suspension system. The findings can serve as a reference for selecting appropriate controller configurations in vehicle suspension systems and other mechanical systems with similar dynamic characteristics.

Keywords:

Control, DOF, PID, System Response, Suspension, Ziegler-Nichols

* Corresponding author: 2210631160039@student.unsika.ac.id

I. PENDAHULUAN

Sistem massa-pegas-peredam merupakan salah satu model yang banyak digunakan untuk merepresentasikan perilaku dinamis sistem mekanik, termasuk sistem suspensi kendaraan. Pada model suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF), dua massa digunakan untuk merepresentasikan roda dan bodi kendaraan yang saling berinteraksi melalui elemen pegas dan peredam. Interaksi tersebut menghasilkan dinamika yang lebih kompleks dibandingkan sistem satu derajat kebebasan karena gerakan masing-masing massa saling memengaruhi dan dapat menimbulkan respons osilasi yang lebih sulit dikendalikan. Oleh karena itu, model suspensi 2-DOF banyak digunakan sebagai objek kajian untuk menganalisis karakteristik getaran, respons perpindahan, dan performansi sistem kendali [1], [2].

Salah satu tujuan utama pengendalian pada sistem suspensi adalah menghasilkan respons yang cepat, stabil, dan mampu meredam osilasi secara efektif. Tanpa strategi pengendalian yang sesuai, interaksi antara massa, pegas, dan peredam dapat menyebabkan overshoot yang besar, waktu tunak yang lama, serta galat keadaan tunak yang tinggi. Berbagai penelitian menunjukkan bahwa penerapan pengendali yang tepat dapat meningkatkan stabilitas sistem, memperbaiki kemampuan tracking, dan mengurangi efek getaran yang tidak diinginkan [2], [3].

Pengendali proportional-integral-derivative (PID) merupakan salah satu metode kendali yang paling banyak digunakan karena kesederhanaan struktur dan kemampuannya dalam meningkatkan performansi sistem dinamis [4]. Meskipun demikian, setiap aksi kendali yang membentuk PID memberikan pengaruh yang berbeda terhadap karakteristik respons sistem. Aksi proporsional umumnya meningkatkan kecepatan respons, aksi integral berperan dalam menghilangkan galat keadaan tunak, sedangkan aksi derivatif membantu meredam osilasi dan meningkatkan kestabilan sistem. Perbedaan karakteristik tersebut menunjukkan bahwa konfigurasi pengendali yang berbeda dapat menghasilkan performansi yang berbeda pula pada sistem yang sama.

Untuk memperoleh parameter pengendali, salah satu metode penalaan yang paling banyak digunakan adalah metode Ziegler–Nichols Ultimate Gain. Metode ini menentukan parameter pengendali berdasarkan nilai penguatan kritis (ultimate gain) dan periode kritis (ultimate period) yang diperoleh dari karakteristik dinamis sistem [5]. Meskipun metode ini telah digunakan secara luas, evaluasi mengenai pengaruh konfigurasi P, PI, dan PID yang dihasilkan terhadap performansi sistem suspensi dua derajat kebebasan masih relevan untuk dikaji.

Perbedaan pengaruh aksi proporsional, integral, dan derivatif terhadap karakteristik respons sistem mendorong perlunya evaluasi terhadap masing-masing konfigurasi pengendali. Dalam penelitian ini, pengendali P, PI, dan PID yang dituning menggunakan metode Ziegler–Nichols Ultimate Gain diterapkan pada sistem suspensi kendaraan dua derajat kebebasan (2-DOF) untuk dianalisis dan dibandingkan performansinya. Evaluasi dilakukan berdasarkan karakteristik respons domain waktu yang meliputi rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error [6].

Kontribusi penelitian ini adalah menyajikan evaluasi komprehensif mengenai pengaruh masing-masing aksi kendali terhadap karakteristik respons sistem sehingga dapat memberikan dasar yang lebih sistematis dalam pemilihan konfigurasi pengendali untuk sistem suspensi kendaraan maupun sistem mekanik dengan karakteristik dinamis serupa.

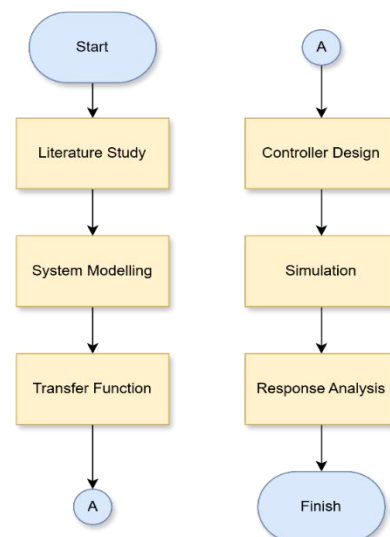
II. METODE PENELITIAN

Penelitian ini diawali dengan pemodelan sistem suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF) berdasarkan Hukum II Newton untuk memperoleh model matematis dalam bentuk fungsi alih. Model tersebut kemudian digunakan sebagai plant dalam perancangan pengendali P, PI, dan PID menggunakan metode penalaan Ziegler–Nichols Ultimate Gain. Kinerja masing-masing pengendali dievaluasi melalui simulasi berdasarkan karakteristik respons domain waktu yang meliputi rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error.

A. Alur Penelitian

Penelitian dilakukan melalui tiga tahap utama, yaitu pemodelan sistem, perancangan pengendali, dan evaluasi performansi. Pada tahap pemodelan, sistem suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF) direpresentasikan dalam bentuk model matematis yang digunakan sebagai plant. Tahap berikutnya adalah perancangan pengendali P, PI, dan PID menggunakan metode penalaan Ziegler–Nichols Ultimate Gain [7], [8]. Parameter pengendali yang diperoleh kemudian diterapkan pada model sistem melalui simulasi untuk menghasilkan respons sistem tertutup [9].

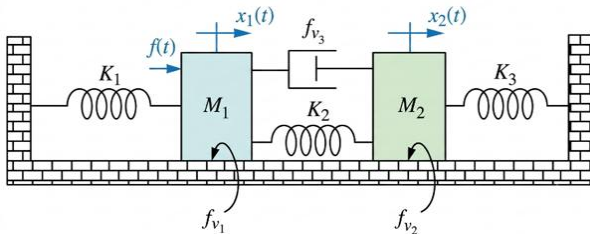
Kinerja masing-masing pengendali dievaluasi berdasarkan karakteristik respons domain waktu yang meliputi rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error. Hasil evaluasi tersebut digunakan untuk membandingkan performansi setiap konfigurasi pengendali serta mengidentifikasi konfigurasi yang memberikan kinerja terbaik pada sistem yang ditinjau. Diagram alir penelitian secara keseluruhan ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1 Diagram alur penelitian

B. Deskripsi Sistem

Sistem yang digunakan dalam penelitian ini adalah sistem mekanik dua derajat kebebasan (2-DOF) yang terdiri atas dua massa yang dihubungkan oleh elemen pegas dan peredam, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2 [10]. Konfigurasi tersebut digunakan sebagai representasi sederhana sistem suspensi kendaraan, di mana interaksi antara kedua massa menghasilkan respons dinamis yang saling terkopel [11]. Sistem dimodelkan sebagai sistem translasi linier dan digunakan sebagai plant dalam perancangan serta analisis pengendali.



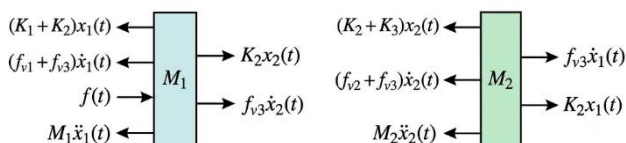
Gambar 2 Model mekanik sistem suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF)

Gaya masukan eksternal $F(t)$ diberikan pada massa pertama dan diteruskan ke massa kedua melalui elemen pegas serta peredam yang menghubungkan keduanya. Akibatnya, pergerakan kedua massa saling memengaruhi dan membentuk respons dinamis sistem. Dalam penelitian ini, perpindahan massa kedua $x_2(t)$ dipilih sebagai keluaran sistem, sedangkan $F(t)$ digunakan sebagai masukan. Dengan demikian, plant merepresentasikan hubungan dinamis antara gaya yang diberikan pada massa pertama dan perpindahan massa kedua sebagai respons sistem [12].

C. Pemodelan Sistem

Model matematis sistem suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF) diturunkan berdasarkan Hukum II Newton untuk memperoleh persamaan gerak yang merepresentasikan dinamika sistem [13]. Diagram benda bebas untuk masing-masing massa ditunjukkan pada Gambar 3 dan digunakan sebagai dasar dalam penyusunan persamaan gerak.

Dalam proses pemodelan, sistem diasumsikan bergerak secara translasi linier, seluruh parameter pegas dan redaman bernilai konstan, serta kondisi awal sistem bernilai nol [12], [14]. Berdasarkan asumsi tersebut, Hukum II Newton diterapkan secara terpisah pada massa M_1 dan M_2 sehingga diperoleh persamaan yang menggambarkan interaksi dinamis antara kedua massa melalui elemen pegas dan peredam yang menghubungkannya.



Gambar 3 Diagram benda bebas massa M_1 dan massa M_2

Dengan menerapkan Hukum II Newton pada massa pertama, M_1 , diperoleh persamaan gerak sebagai berikut:

$$M_1 \ddot{x}_1 + (f_{v1} + f_{v3}) \dot{x}_1 + (K_1 + K_2)x_1 - f_{v3} \dot{x}_2 - K_2 x_2 = F(t) \quad (1)$$

Karena tidak menerima gaya masukan secara langsung, dinamika massa kedua hanya dipengaruhi oleh interaksi dengan elemen pegas dan peredam yang terhubung padanya. Dengan menerapkan Hukum II Newton diperoleh:

$$M_2 \ddot{x}_2 + (f_{v2} + f_{v3}) \dot{x}_2 + (K_2 + K_3)x_2 - f_{v3} \dot{x}_1 - K_2 x_1 = 0 \quad (2)$$

Untuk keperluan analisis dan perancangan pengendali, persamaan gerak ditransformasikan ke domain Laplace dengan asumsi kondisi awal bernilai nol. Transformasi Persamaan (1) dan (2) menghasilkan:

$$\left[M_1 s^2 + (f_{v1} + f_{v3})s + (K_1 + K_2) \right] X_1(s) - (f_{v3}s + K_2) X_2(s) = F(s) \quad (3)$$

dan

$$-(f_{v3}s + K_2) X_1(s) + \left[M_2 s^2 + (f_{v2} + f_{v3})s + (K_2 + K_3) \right] X_2(s) = 0 \quad (4)$$

Fungsi alih plant diperoleh dengan menyelesaikan Persamaan (3) dan Persamaan (4) secara simultan serta mengeliminasi variabel antara $X_1(s)$. Fungsi alih yang dihasilkan merepresentasikan hubungan dinamis antara gaya masukan $F(s)$ dan respons perpindahan massa kedua $X_2(s)$. Dengan demikian, fungsi alih sistem dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$G(s) = \frac{X_2(s)}{F(s)} = \frac{N(s)}{D(s)} \quad (5)$$

dengan $N(s)$ dan $D(s)$ masing-masing menyatakan polinom pembilang dan polinom penyebut dari fungsi alih. Koefisien a_3 , a_2 , a_1 , dan a_0 ditentukan oleh parameter massa, pegas, dan redaman yang menyusun sistem.

$$N(s) = f_{v3}s + K_2 \quad (6)$$

$$D(s) = M_1 M_2 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \quad (7)$$

Fungsi alih yang diperoleh merupakan sistem orde empat yang berasal dari interaksi dua massa dan dua derajat kebebasan yang saling terkopel. Karakteristik tersebut menghasilkan dinamika yang lebih kompleks dibandingkan sistem satu derajat kebebasan (1-DOF) dan menjadi dasar dalam perancangan serta evaluasi pengendali pada penelitian ini.

D. Parameter Model

Fungsi alih yang diperoleh pada subbab sebelumnya masih dinyatakan dalam bentuk parameter simbolik. Oleh karena itu, setiap parameter sistem diberikan nilai numerik untuk keperluan simulasi dan perancangan pengendali.

Nilai parameter yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan pada Tabel 1.

TABEL I
PARAMETER SISTEM SUSPENSI 2-DOF

Parameter	Descriptions	Value	Unit
M_1	Primary mass	5	kg
M_2	Secondary mass	1	Kg
K_1	Spring stiffness connected to M_1	500	N/m
K_2	Coupling spring stiffness	800	N/m
K_3	Spring stiffness connected to M_2	300	N/m
f_{v1}	Damping coefficient of M_1	20	Ns/m
f_{v2}	Damping coefficient of M_2	15	Ns/m
f_{v3}	Coupling damping coefficient	40	Ns/m

Substitusi parameter pada Tabel 1 ke dalam persamaan koefisien penyebut menghasilkan nilai koefisien sebagai berikut:

$$a_3 = M_1(f_{v2} + f_{v3}) + M_2(f_{v1} + f_{v3}) = \frac{335}{335} \quad (8)$$

$$a_2 = M_1(K_2 + K_3) + M_2(K_1 + K_2) + (f_{v1} + f_{v3})(f_{v2} + f_{v3}) - f_{v3}^2 = 8500 \quad (9)$$

$$a_1 = (f_{v1} + f_{v3})(K_2 + K_3) + (f_{v2} + f_{v3})(K_1 + K_2) - 2f_{v3}K_2 = 73500 \quad (10)$$

$$a_0 = (K_1 + K_2)(K_2 + K_3) - K_2^2 = 790000 \quad (11)$$

Dengan menggunakan nilai koefisien yang diperoleh, fungsi alih plant dapat dituliskan dalam bentuk numerik sebagai berikut:

$$G(s) = \frac{8s+160}{s^4+67s^3+1700s^2+14700s+158000} \quad (12)$$

Fungsi alih numerik yang diperoleh merepresentasikan model dinamis sistem suspensi 2-DOF berdasarkan parameter yang digunakan pada penelitian ini. Model tersebut selanjutnya digunakan sebagai plant dalam proses analisis dan perancangan pengendali.

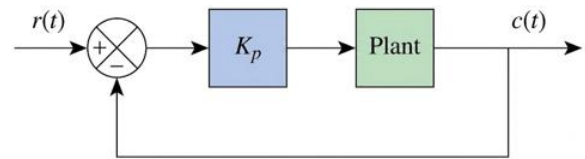
E. Metode Penalaan Ultimate Gain Ziegler–Nichols

Parameter pengendali P, PI, dan PID ditentukan menggunakan metode penalaan Ultimate Gain Ziegler–Nichols. Metode ini memanfaatkan nilai penguatan kritis (K_{cr}) dan periode kritis (P_{cr}) yang diperoleh dari karakteristik dinamis sistem untuk menentukan parameter pengendali.

Proses penalaan dilakukan dengan mengaktifkan aksi proporsional saja, sedangkan aksi integral dan derivatif dinonaktifkan. Nilai penguatan proporsional kemudian ditingkatkan hingga sistem tertutup menunjukkan osilasi berkelanjutan (sustained oscillation). Penguatan yang

menghasilkan kondisi tersebut dinyatakan sebagai penguatan kritis (K_{cr}), sedangkan periode osilasinya dinyatakan sebagai periode kritis (P_{cr}).

Konfigurasi sistem tertutup yang digunakan dalam proses penalaan ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4 Konfigurasi sistem tertutup untuk proses penalaan Ziegler–Nichols

Setelah nilai penguatan kritis K_{cr} dan periode kritis P_{cr} diperoleh, parameter pengendali dihitung menggunakan aturan penalaan Ziegler–Nichols. Rumus penalaan untuk pengendali P, PI, dan PID dirangkum pada Tabel 2.

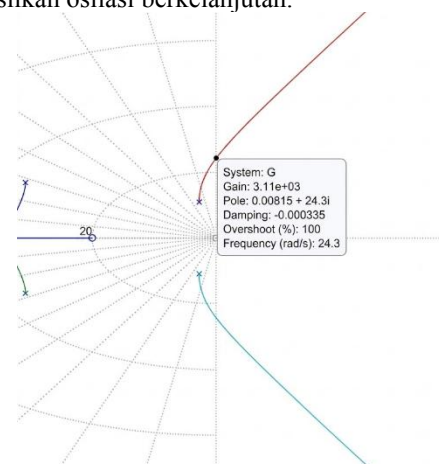
TABEL II
ATURAN PENALAN ULTIMATE GAIN ZIEGLER–NICHOLS

Controller	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K_{cr}$	-	-
PI	$0.45K_{cr}$	$\frac{P_{cr}}{1.2}$	-
PID	$0.6K_{cr}$	$0.5P_{cr}$	$0.125P_{cr}$

1. Penentuan Critical Gain dan Critical Period

Penentuan critical gain K_{cr} dan critical period (P_{cr}) dilakukan menggunakan analisis root locus terhadap model plant yang telah diperoleh pada subbab sebelumnya. Pada metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols, kondisi kritis dicapai ketika pole sistem tertutup berada pada sumbu imajiner sehingga menghasilkan osilasi berkelanjutan.

Diagram root locus sistem ditunjukkan pada Gambar 5. Nilai critical gain diidentifikasi pada titik ketika lintasan root locus memotong sumbu imajiner. Pada kondisi tersebut, sistem berada pada batas kestabilan dan menghasilkan osilasi berkelanjutan.



Gambar 5 Diagram *Root Locus* untuk menentukan *Critical Gain* dan *Critical Period*

Berdasarkan hasil analisis *root locus*, diperoleh nilai *critical gain* sebagai berikut:

$$K_{cr} = 3110 \quad (13)$$

Frekuensi osilasi yang bersesuaian pada kondisi kritis adalah sebesar 24,3 rad/s. Oleh karena itu, nilai *critical period* dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_{cr} = \frac{2\pi}{24.3} = 0.259 \quad (14)$$

Nilai K_{cr} dan (P_{cr}) yang diperoleh menjadi dasar dalam perhitungan parameter pengendali pada tahap berikutnya.

2. Perhitungan Parameter Pengendali

Berdasarkan nilai K_{cr} dan (P_{cr}) yang telah diperoleh, parameter pengendali P, PI, dan PID dihitung menggunakan aturan penalaan Ziegler–Nichols pada Tabel 2.

Untuk pengendali P, nilai proportional gain dihitung sebagai berikut:

$$K_p = 0.5K_{cr} = 0.5(3110) = 1555 \quad (15)$$

Untuk pengendali PI, nilai proportional gain dan integral time constant dihitung sebagai berikut:

$$K_p = 0.45K_{cr} = 0.45(3110) = 1399.5 \quad (16)$$

$$T_i = \frac{P_{cr}}{1.2} = \frac{0.259}{1.2} = 0.216 \quad (17)$$

Selanjutnya, nilai *integral gain* dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{1399.5}{0.216} = 6480 \quad (18)$$

Dengan cara yang sama, untuk pengendali PID diperoleh nilai proportional gain, integral time constant, dan derivative time constant sebagai berikut:

$$K_p = 0.6K_{cr} = 0.6(3110) = 1866 \quad (19)$$

$$T_i = \frac{P_{cr}}{2} = \frac{0.259}{2} = 0.1295 \quad (20)$$

$$T_d = \frac{P_{cr}}{8} = \frac{0.259}{8} = 0.0324 \quad (21)$$

Berdasarkan nilai yang diperoleh, integral gain dan derivative gain dihitung sebagai berikut:

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{1866}{0.1295} = 14409.3 \quad (22)$$

$$K_d = K_p T_d = 1866(0.0324) = 60.46 \quad (23)$$

Parameter pengendali yang diperoleh menggunakan Metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols dirangkum pada Tabel 3.

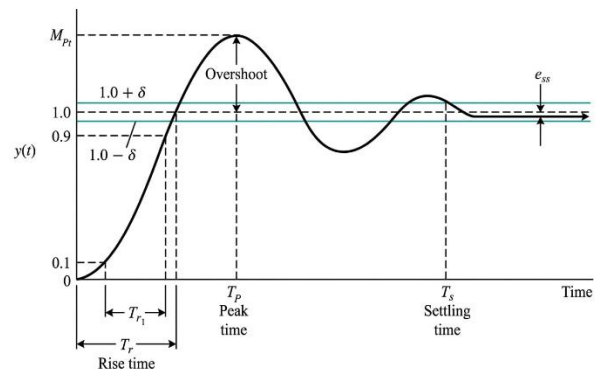
TABEL III
PARAMETER PENGENDALI YANG DIPEROLEH MENGGUNAKAN METODE
ULTIMATE GAIN ZIEGLER–NICHOL

Controller	K_p	K_i	K_d
P	1555	-	-
PI	1399.5	6480	-
PID	1866	14409.3	60.46

Berdasarkan parameter pada Tabel 3, simulasi dilakukan untuk memperoleh respons sistem pada masing-masing konfigurasi pengendali.

F. Spesifikasi Respons Domain Waktu

Kinerja pengendali P, PI, dan PID dievaluasi menggunakan spesifikasi respons domain waktu. Parameter yang digunakan dalam penelitian ini meliputi rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error [15].



Gambar 6 Karakteristik response domain waktu

Rise time (t_r) didefinisikan sebagai waktu yang diperlukan respons sistem untuk meningkat dari 10% hingga 90% dari nilai akhirnya. Parameter ini menunjukkan kecepatan sistem dalam merespons suatu masukan.

Peak time (t_p) menyatakan waktu yang diperlukan respons sistem untuk mencapai puncak maksimum pertamanya. Spesifikasi ini memberikan informasi mengenai kecepatan respons transien sistem.

Maximum overshoot (M) didefinisikan sebagai persentase kelebihan respons terhadap nilai keadaan tunaknya selama periode transien. Nilai *maximum overshoot* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$M_p = \frac{c_{max} - c_{ss}}{c_{ss}} \times 100 \quad (24)$$

dengan c_{max} menyatakan nilai respons maksimum dan c_{ss} menyatakan nilai keadaan tunak (*steady-state value*).

Settling time (t_s) adalah waktu yang diperlukan respons sistem untuk tetap berada di dalam pita toleransi tertentu di sekitar nilai keadaan tunak. Pada penelitian ini digunakan kriteria toleransi sebesar 2%.

Steady-state error (e) menyatakan selisih antara masukan referensi yang diinginkan dan keluaran aktual

sistem setelah seluruh pengaruh transien menghilang. Nilai *steady-state error* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} [r(t) - c(t)] \quad (25)$$

dengan $r(t)$ menyatakan sinyal referensi (*reference input*) dan $c(t)$ menyatakan keluaran sistem (*system output*).

Spesifikasi respons domain waktu tersebut digunakan sebagai acuan dalam mengevaluasi dan membandingkan kinerja pengendali P, PI, dan PID pada penelitian ini.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini membahas respons sistem suspensi 2-DOF pada kondisi open-loop serta setelah penerapan pengendali P, PI, dan PID yang dituning menggunakan metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols. Analisis dilakukan berdasarkan rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error untuk mengevaluasi pengaruh tiap pengendali terhadap karakteristik respons sistem.

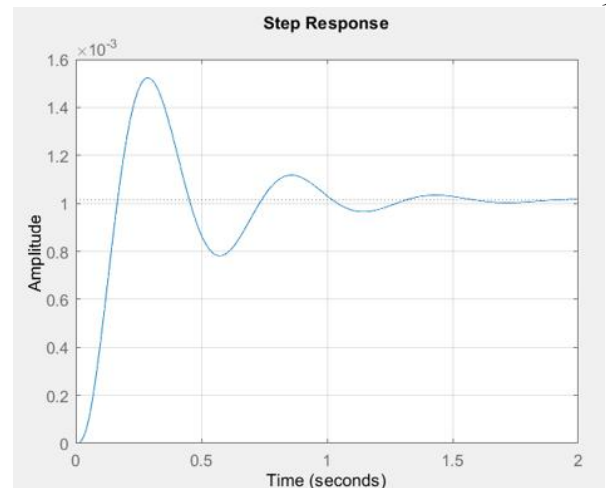
Bab ini menyajikan dan membahas hasil simulasi yang diperoleh dari implementasi pengendali P, PI, dan PID yang dirancang menggunakan Metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols. Parameter pengendali yang diperoleh pada Subbab 2.5 diterapkan pada model plant yang dikembangkan pada Subbab 2.4, kemudian respons sistem yang dihasilkan dievaluasi menggunakan spesifikasi kinerja domain waktu yang telah dijelaskan pada Subbab 2.6.

Kinerja masing-masing pengendali dianalisis berdasarkan parameter rise time, peak time, maximum overshoot, settling time, dan steady-state error. Selanjutnya, dilakukan evaluasi komparatif untuk mengidentifikasi konfigurasi pengendali yang memberikan kinerja paling efektif pada sistem suspensi dua derajat kebebasan (2-DOF).

A. Respons Sistem Open-Loop

Sebelum pengendali diimplementasikan, karakteristik dinamis model plant terlebih dahulu dievaluasi pada kondisi open-loop. Analisis ini digunakan sebagai acuan untuk menilai efektivitas pengendali P, PI, dan PID yang dirancang menggunakan Metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols.

Respons *open-loop* sistem diperoleh dengan memberikan masukan *unit-step* pada *transfer function* yang diperoleh pada Subbab 2.4. Respons yang dihasilkan ditunjukkan pada Gambar 7.



Gambar 7 Hasil respons open loop system

Karakteristik respons transien yang diperoleh dari simulasi *open-loop* dirangkum pada Tabel 4.

TABEL IV
KARAKTERISTIK RESPONS SISTEM OPEN-LOOP

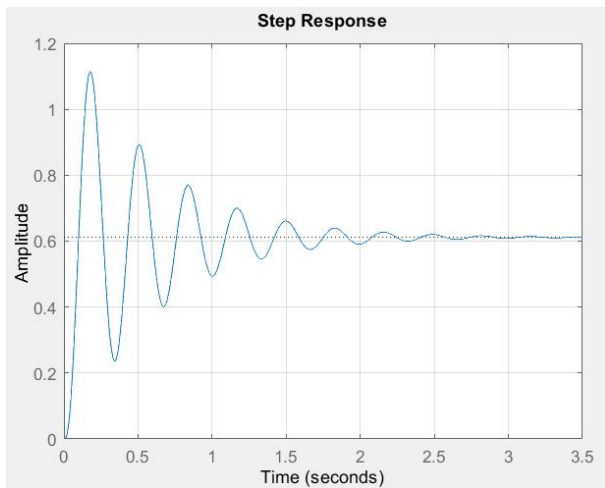
Parameter	Value
Rise Time (s)	0.102
Peak Time (s)	0.288
Maximum Overshoot (%)	50.4
Settling Time (s)	1.46
Final Value	0.00101

Berdasarkan Gambar 7 dan Tabel 4, sistem open-loop menunjukkan karakteristik respons underdamped yang ditandai dengan osilasi yang cukup signifikan dan maximum overshoot sebesar 50,4%. Sistem mencapai puncak pertamanya pada waktu 0,288 s dan mencapai kondisi tunak pada sekitar 1,46 s. Meskipun sistem tetap stabil, keluaran akhirnya hanya mencapai 0,00101 untuk masukan unit-step, yang menunjukkan nilai steady-state error yang sangat besar terhadap nilai referensi yang diinginkan.

Hasil tersebut menunjukkan bahwa sistem open-loop belum mampu mengikuti sinyal referensi secara akurat sehingga diperlukan implementasi pengendali untuk meningkatkan kinerja respons transien maupun keadaan tunak. Oleh karena itu, pengendali P, PI, dan PID diterapkan pada model plant dan kinerjanya dievaluasi pada bagian berikutnya.

B. Analisis Performansi Pengendali P

Pengendali pertama yang dievaluasi dalam penelitian ini adalah pengendali proporsional (P). Nilai penguatan pengendali ditentukan menggunakan Metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols sebagaimana dijelaskan pada Subbab 2.5, sehingga diperoleh nilai proportional gain sebesar $K_p = 1555$. Respons closed-loop sistem dengan pengendali P ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8 Hasil respons system dengan pengendali P

Karakteristik respons transien yang diperoleh dari simulasi pengendali P tersebut dirangkum pada Tabel 5

TABEL V
KARAKTERISTIK PERFORMANSI PENGENDALI P

Parameter	Value
Rise Time (s)	0.0578
Peak Time (s)	0.177
Maximum Overshoot (%)	82.1
Settling Time (s)	2.19
Final Value	0.612

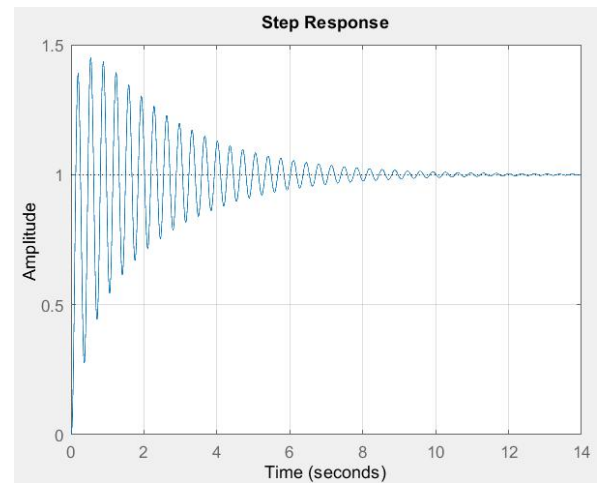
Penerapan aksi proporsional mempercepat respons sistem secara signifikan. Hal ini terlihat dari penurunan rise time dan peak time dibandingkan kondisi open-loop. Peningkatan gain proporsional memperbesar aksi koreksi terhadap galat sehingga sistem merespons perubahan masukan dengan lebih cepat.

Meskipun demikian, peningkatan gain proporsional juga menyebabkan respons menjadi lebih agresif sehingga osilasi sistem meningkat. Kondisi ini ditunjukkan oleh kenaikan maximum overshoot serta settling time yang lebih besar dibandingkan sistem open-loop. Hasil tersebut menunjukkan bahwa peningkatan kecepatan respons diperoleh dengan konsekuensi berkurangnya tingkat redaman sistem.

Keterbatasan utama pengendali P adalah ketidakmampuannya menghilangkan steady-state error. Karena tidak memiliki aksi integral, sistem masih menyisakan galat pada kondisi tunak sehingga keluaran belum dapat mencapai nilai referensi secara tepat.

C. Performansi Pengendali PI

Pengendali proportional-integral (PI) diimplementasikan untuk meningkatkan akurasi keadaan tunak (steady-state accuracy) sistem dengan tetap mempertahankan karakteristik respons transien yang baik. Berdasarkan metode penalaan Ziegler–Nichols yang dijelaskan pada Subbab 2.5, diperoleh parameter pengendali $K_p = 1399,5$ dan $K_i = 6480$. Respons closed-loop yang dihasilkan ditunjukkan pada Gambar 9.



Gambar 9 Hasil respons system dengan pengendali PI

Karakteristik respons transien yang diperoleh dari simulasi pengendali PI dirangkum pada Tabel 6

TABEL VI
KARAKTERISTIK PERFORMANSI PENGENDALI PI

Parameter	Value
Rise Time (s)	0.0772
Peak Time (s)	0.540
Maximum Overshoot (%)	45
Settling Time (s)	8.54
Final Value	1

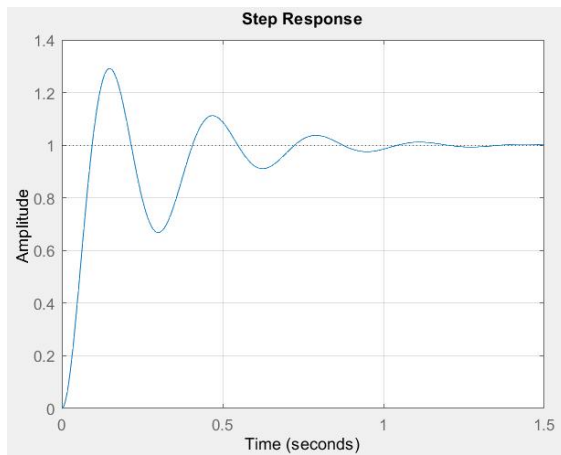
Berdasarkan Gambar 9 dan Tabel 6, Penambahan aksi integral berhasil menghilangkan steady-state error yang masih terdapat pada pengendali P. Aksi integral terus mengakumulasi galat hingga keluaran mencapai nilai referensi, sehingga sistem mampu menghasilkan error keadaan tunak nol.

Selain meningkatkan akurasi keadaan tunak, pengendali PI juga menurunkan maximum overshoot dibandingkan respons open-loop. Namun, keuntungan tersebut diikuti oleh penurunan performansi transien yang ditunjukkan oleh meningkatnya peak time dan settling time.

Peningkatan settling time terjadi karena aksi integral mengakumulasi galat selama proses transien. Akumulasi tersebut menyebabkan respons berosilasi lebih lama sebelum mencapai kondisi tunak, sehingga waktu yang dibutuhkan sistem untuk stabil menjadi lebih besar.

D. Performansi Pengendali PID

Pengendali proportional-integral-derivative (PID) diimplementasikan untuk meningkatkan kinerja respons transien maupun keadaan tunak pada sistem suspensi. Berdasarkan Metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols, diperoleh parameter pengendali sebesar $K_p = 1866$, $K_i = 14409,3$, dan $K_d = 60,46$. Respons closed-loop sistem dengan pengendali PID ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10 Hasil respons system dengan pengendali PID

Karakteristik respons transient yang diperoleh dari simulasi pengen PID dirangkum pada Tabel 7

TABEL VII
KARAKTERISTIK PERFORMANSI PENGENDALI PID

Parameter	Value
Rise Time (s)	0.0637
Peak Time (s)	0.147
Maximum Overshoot (%)	29.1
Settling Time (s)	0.984
Final Value	1

Berdasarkan Gambar 10 dan Tabel 7, Pengendali PID menghasilkan respons yang cepat tanpa meningkatkan osilasi secara berlebihan. Kombinasi aksi proporsional dan integral mempertahankan kecepatan respons sistem, sedangkan aksi derivatif membantu mengendalikan perilaku transien selama proses menuju kondisi tunak.

Penurunan maximum overshoot menunjukkan efektivitas aksi derivatif dalam meningkatkan redaman sistem. Komponen derivatif memberikan respons terhadap laju perubahan galat sehingga mampu menekan kecenderungan osilasi yang muncul selama periode transien.

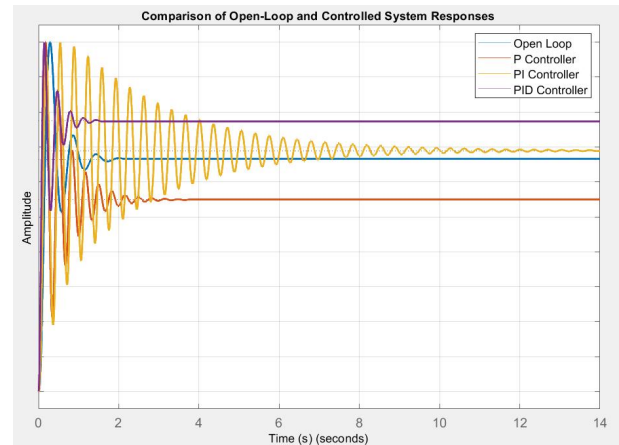
Selain memperbaiki karakteristik transien, aksi integral tetap mampu menghilangkan steady-state error sehingga keluaran mencapai nilai referensi secara akurat. Kombinasi ketiga aksi pengendalian menghasilkan respons yang cepat, stabil, dan akurat secara bersamaan.

E. Analisis Perbandingan Performansi Pengendali

Ringkasan performansi seluruh konfigurasi pengendali ditunjukkan pada Tabel 8, sedangkan perbandingan respons sistem ditampilkan pada Gambar 11.

TABEL VIII
PERBANDINGAN PERFORMANSI TIAP PENGENDALI

System	Rise Time (s)	Peak Time (s)	Overshoot (%)	Settling Time (s)	Steady-State Error
Open Loop	0.102	0.288	50.4	1.46	99.9%
P	0.0578	0.177	82.1	2.19	38.8%
PI	0.0772	0.540	45.0	8.54	0%
PID	0.0637	0.147	29.1	0.984	0%



Gambar 11 Perbandingan respons sistem Open-Loop, P, PI, d

Hasil yang diperoleh menunjukkan adanya trade-off antara kecepatan respons, tingkat osilasi, dan akurasi keadaan tunak. Pengendali P menghasilkan rise time tercepat, namun memiliki maximum overshoot terbesar dan masih menyisakan steady-state error. Penambahan aksi integral pada pengendali PI berhasil menghilangkan steady-state error dan menurunkan overshoot, tetapi menyebabkan settling time meningkat secara signifikan akibat osilasi yang berlangsung lebih lama.

Di sisi lain, pengendali PID mampu memberikan kompromi terbaik antara ketiga aspek tersebut. Pengendali ini menghasilkan steady-state error nol, maximum overshoot paling rendah, serta settling time yang lebih singkat dibandingkan pengendali P maupun PI. Kinerja tersebut diperoleh dari kombinasi aksi proporsional yang mempercepat respons, aksi integral yang menghilangkan galat keadaan tunak, dan aksi derivatif yang meningkatkan redaman sistem.

Berdasarkan hasil evaluasi spesifikasi respons domain waktu, pengendali PID yang dituning menggunakan metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols memberikan performansi paling baik pada sistem suspensi dua derajat kebebasan yang ditinjau dalam penelitian ini.

IV. KESIMPULAN

Penelitian ini telah mengevaluasi dan membandingkan performansi pengendali P, PI, dan PID yang dituning menggunakan metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols pada sistem suspensi kendaraan dua derajat kebebasan (2-DOF). Hasil penelitian menunjukkan bahwa setiap aksi kendali memberikan pengaruh yang berbeda terhadap karakteristik respons sistem. Pengendali P mampu menghasilkan respons awal yang paling cepat, namun masih memiliki overshoot yang tinggi dan steady-state error. Pengendali PI berhasil menghilangkan steady-state error, tetapi menyebabkan settling time menjadi lebih lama akibat akumulasi aksi integral. Sementara itu, pengendali PID memberikan keseimbangan terbaik antara kecepatan respons, redaman osilasi, dan akurasi keadaan tunak sehingga menghasilkan performansi keseluruhan yang paling baik.

Kontribusi utama penelitian ini adalah penyajian evaluasi komparatif mengenai pengaruh masing-masing aksi kendali P, PI, dan PID terhadap karakteristik respons

sistem suspensi 2-DOF menggunakan metode Ultimate Gain Ziegler–Nichols. Hasil tersebut memberikan referensi bagi perancang sistem kendali dalam menentukan konfigurasi pengendali yang sesuai berdasarkan kebutuhan performansi, khususnya pada sistem suspensi kendaraan maupun sistem mekanik dengan karakteristik dinamis yang serupa.

Penelitian ini masih memiliki beberapa keterbatasan. Parameter pengendali hanya diperoleh menggunakan metode penalaan Ultimate Gain Ziegler–Nichols dan seluruh evaluasi dilakukan melalui simulasi tanpa validasi eksperimental pada sistem nyata. Oleh karena itu, penelitian selanjutnya dapat mengkaji metode penalaan lain yang lebih adaptif, membandingkan dengan teknik optimasi modern, serta melakukan implementasi dan pengujian pada prototipe sistem suspensi untuk memverifikasi hasil simulasi.

DAFTAR RUJUKAN

- [1] A. A. Okubango, O. K. Oyetola, and O. O. Olaluwoye, "Simulink and Simelectronics based position control of a coupled mass-spring damper mechanical system," *International Journal of Electrical and Computer Engineering*, vol. 8, no. 5, pp. 3636–3646, 2018, doi: 10.11591/ijece.v8i5.pp3636-3646.
- [2] A. Mulyadi, M. Zainal, R. Amin, and M. K. Anam, "Control Mass-Spring-Damper Based on Tuning Trade-off PID Controller," vol. 10, no. 1, pp. 52–60, 2023, doi: 10.33019/jurnalecotipe.v10i1.3723.
- [3] F. Isnomo Abdi and D. Wulandari, "DESAIN DAN ANALISIS SISTEM SUSPENSI AKTIF MODEL SEPEREMPAT KENDARAAN DENGAN KENDALI PID (PROPORTIONAL INTEGRAL DERIVATIVE)," 2017.
- [4] R. P. Borase, D. K. Maghade, S. Y. Sondkar, and S. N. Pawar, "A review of PID control, tuning methods and applications," *Int. J. Dyn. Control*, vol. 9, no. 2, pp. 818–827, 2021, doi: 10.1007/s40435-020-00665-4.
- [5] K. H. Ang, G. Chong, and Y. Li, "PID control system analysis, design, and technology," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 13, no. 4, pp. 559–576, 2005, doi: 10.1109/TCST.2005.847331.
- [6] V. V. Patel, "Ziegler-Nichols Tuning Method," *Resonance*, vol. 25, no. 10, pp. 1385–1397, 2020, doi: 10.1007/s12045-020-1058-z.
- [7] H. A. Hussain, "Tuning and Performance Evaluation of 2DOF PI Current Controllers for PMSM Drives," *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 7, no. 3, pp. 1401–1414, 2021, doi: 10.1109/TTE.2020.3043853.
- [8] B. Hekimoğlu, "Optimal Tuning of Fractional Order PID Controller for DC Motor Speed Control via Chaotic Atom Search Optimization Algorithm," *IEEE Access*, vol. 7, pp. 38100–38114, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2905961.
- [9] Md. M. Gani, Md. S. Islam, and M. A. Ullah, "Optimal PID tuning for controlling the temperature of electric furnace by genetic algorithm," *SN Appl. Sci.*, vol. 1, no. 8, p. 880, 2019, doi: 10.1007/s42452-019-0929-y.
- [10] D. Pietrosanti, M. De Angelis, and M. Basili, "A generalized 2-DOF model for optimal design of MDOF structures controlled by Tuned Mass Damper Inerter (TMDI)," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 185, p. 105849, 2020, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105849.
- [11] F. Yang, R. Sedaghati, and E. Esmailzadeh, "Vibration suppression of structures using tuned mass damper technology: A state-of-the-art review," *JVC/Journal of Vibration and Control*, vol. 28, no. 7–8, pp. 812–836, Apr. 2022, doi: 10.1177/1077546320984305.
- [12] J. Zhang and L. Guo, "Theory and Design of PID Controller for Nonlinear Uncertain Systems," *IEEE Control Syst. Lett.*, vol. 3, no. 3, pp. 643–648, 2019, doi: 10.1109/LCSYS.2019.2915306.
- [13] D. Das, S. Chakraborty, and A. K. Naskar, "Controller design on a new 2DOF PID structure for different processes having integrating nature for both the step and ramp type of signals," *Int. J. Syst. Sci.*, vol. 54, no. 7, pp. 1423–1450, May 2023, doi: 10.1080/00207721.2023.2177903.
- [14] J. Fišer and P. Zitek, "PID Controller Tuning via Dominant Pole Placement in Comparison with Ziegler-Nichols Tuning," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 52, no. 18, pp. 43–48, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.12.204.
- [15] O. Rodríguez-Abreo, J. Rodríguez-Reséndiz, C. Fuentes-Silva, R. Hernández-Alvarado, and M. D. C. P. T. Falcón, "Self-Tuning Neural Network PID With Dynamic Response Control," *IEEE Access*, vol. 9, pp. 65206–65215, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3075452.