

# Optimasi Beban Dinamis Pada Alat Uji Suspensi Seperempat Roda Kendaraan Bobot Ringan Terhadap Getaran Suspensi

Christof Geraldi Simon<sup>1\*</sup>, Risa Lasarus<sup>2</sup>, Formanto Paliling<sup>3</sup>, Lery Alfriany Salo<sup>4</sup>, And Yusri Anugerah Manapa Ambabunga<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> Jurusan Teknik Mesin, Universitas Kristen Indonesia Toraja, Makale 91835, Indonesia

<sup>5</sup> Jurusan Teknik Elektro, Universitas Kristen Indonesia Toraja, Makale 91835, Indonesia

\* christof@ukitoraja.ac.id

**Abstract:** Suspension is the main factor that must be taken into account because it greatly affects comfort when driving on the streets. The suspension working mechanism consisting of spiral springs and shock absorbers is loaded vertically from the weight of the body, driver and passengers. The uneven shape of the road surface in the form of potholes and the height of the bumps will significantly affect the comfort for motorists. This study aims to determine the influence of suspension work and the optimal value of vibration that occurs on one of the wheels of the vehicle on the vertical dynamic load. The method used in this study begins with a method of simulating the movement of a pneumatic actuator that burdens the suspension to replace the weight of the vehicle with a pressure variation of 1 to 4 bar. Furthermore, the Taguchi method is used to determine the optimum condition of the dynamic load on the suspension system with the criterion "Smaller is better" obtained through the calculation of the dynamic load value on the wheelbase of a light-weight vehicle of 1615,252 N at a pressure of 1 bar; 2323.232 N, at a pressure of 2 bar; 3030.82 N at a pressure of 3 bar; and 3738.213 N at a pressure of 4 bar, with the optimum value of vibration in the suspension decreasing by 49.65 %. Variable bump dimensions, tire pressure, and payload weight, are all necessary factors to determine the optimum dynamic load condition. The results of the optimum value were obtained with a high level of 5 cm of mounds, a tire pressure of 32 Psi, a load load of 84 kg, and a dynamic load of 71 kg. According to the  $F$  table  $> F$  Value vibration contribution formula, factor A (bump height) and factor D (dynamic load) are very influential factors, while factor B (tire pressure) and factor C (load load) are factors that do not have a significant effect.

**Keywords:** Optimization; Vibration Suspension ; Actuator Pneumatic

**Abstrak:** Suspensi merupakan faktor utama yang harus perhitungkan karena sangat mempengaruhi kenyamanan saat berkendara di jalanan. Mekanisme kerja suspensi yang terdiri atas pegas spiral dan shock absorber mendapat beban secara vertical dari berat bodi, pengemudi dan penumpang. Bentuk permukaan jalan yang tidak rata berupa lubang dan tinggi gundukan secara signifikan akan mempengaruhi kenyamanan bagi pengendara. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kerja suspensi dan nilai optimal getaran yang terjadi pada salah satu roda kendaraan terhadap beban dinamis vertical. Metode yang digunakan dalam penelitian ini diawali dengan metode simulasi gerakan aktuator pneumatik yang membebani suspensi menggantikan bobot kendaraan dengan variasi tekanan 1 sampai 4 bar. Selanjutnya dengan metode Taguchi dipakai untuk menentukan kondisi optimum beban dinamis pada sistem suspensi dengan kriteria "Smaller is better" yang diperoleh melalui perhitungan nilai beban dinamis pada sumbu roda kendaraan bobot ringan sebesar 1615.252 N pada tekanan 1 bar; 2323.232 N, pada tekanan 2 bar; 3030.82 N pada tekanan 3 bar; dan 3738.213 N pada tekanan 4 bar, dengan nilai optimum getaran pada suspensi menurun sebesar 49.65 %. Variabel dimensi gundukan, tekanan ban, dan berat muatan, merupakan faktor yang diperlukan untuk menentukan kondisi beban dinamis optimum. Hasil nilai optimum tersebut, diperoleh level tinggi gundukan 5 cm, tekanan ban 32 Psi, beban muatan 84 kg, serta beban dinamis 71 kg. Menurut formula kontribusi getaran  $F$  table  $> F$  Value, maka faktor A (tinggi gundukan) dan faktor D (beban dinamis) merupakan faktor yang sangat berpengaruh, sedangkan faktor B (Tekanan Ban) dan Faktor C (beban muatan) merupakan faktor yang tidak berpengaruh secara signifikan.

**Kata kunci :** Optimasi ; Getaran Suspensi ; Aktuator Pneumatik

## I. PENDAHULUAN

Sejumlah jenis kendaraan roda empat atau lebih yang melintas di atas permukaan jalan raya setiap saat menghasilkan sejumlah beban dinamis yang fluktuatif. Pembebanan yang fluktuatif ini selain diperoleh dari variasi beban dinamis/ dapat pula disebabkan oleh adanya beban lebih (overload, OL) dan beban berulang (Repetition loads, RL) [1]. Pembebanan fluktuatif dipengaruhi oleh variabel

berat sumbu roda dan berat kendaraan. Kondisi pembebanan berulang RL adalah juga sangat dipengaruhi oleh arus pengulangan lalulintas, volume rerata arus lalulintas (Jumlah.kend./jam) yang dihasilkan oleh setiap jenis kendaraan serta lamanya kendaraan melintas. Selain itu, terdapat berat penumpang atau muatan yang menempati ruang pada bodi kendaraan. Besarnya berat penumpang atau muatan tersebut sangat berubah-ubah tergantung dari jumlah penumpang atau muatan yang diangkut. Arah kerja bobot kendaraan bekerja dalam arah vertikal yang mendapat perlawanan langsung dari pegas spiral dan shock absorber.

Variasi bobot kendaraan ringan, sedang dan berat yang melintas di atas permukaan jalan menerima beban tersebut. Berdasarkan permasalahan tersebut maka diperlukan suatu kajian terhadap beberapa variabel yang berpengaruh baik yang sifatnya langsung maupun tak langsung. Untuk mengatasi permasalahan tersebut diperlukan suatu metode optimasi yang dapat mengoptimalkan beban dinamis pada suspensi yang berpengaruh langsung terhadap permukaan jalan.

Desain eksperimen Taguchi merupakan metode optimasi yang digunakan untuk mendapatkan nilai optimum dari suatu respon. Nilai optimum dilakukan dengan menggunakan desain eksperimen dan melibatkan beberapa faktor dan level. Metode Taguchi memiliki tiga tahap desain antara lain desain sistem, desain parameter dan desain toleransi [2]. Desain sistem merupakan tahap pertama dalam desain dan merupakan tahap konseptual pada pembuatan produk baru atau inovasi. Sementara itu, desain parameter digunakan untuk mengidentifikasi setting parameter yang akan memberikan performansi rata-rata pada target dan. Toleransi desain merupakan tahap untuk meningkatkan kualitas dengan mengetatkan toleransi pada parameter produk atau proses untuk mengurangi terjadinya variabilitas pada performansi produk.

Sebuah unsur kebaruan yang ditargetkan dalam penelitian ini adalah memanfaatkan aktuator pneumatik pada alat uji/eksperimen sebagai pengganti beban dinamis kendaraan membebani permukaan jalan. Udara bertekanan dari kompresor memberikan gaya tekan kompresi secara bervariasi terhadap pegas dan shock absorber yang terdapat pada sistem suspensi.

Berdasarkan uraian diatas, maka penulis akan melakukan penelitian optimasi beban dinamis pada sistem suspensi atau shock absorber pada salah satu roda kendaraan bobot ringan menggunakan metode Taguchi yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh kerja suspensi pada salah satu bagian roda kendaraan terhadap beban dinamis vertical, dan untuk menentukan nilai optimal getaran yang terjadi pada salah satu roda kendaraan terhadap beban dinamis vertical.

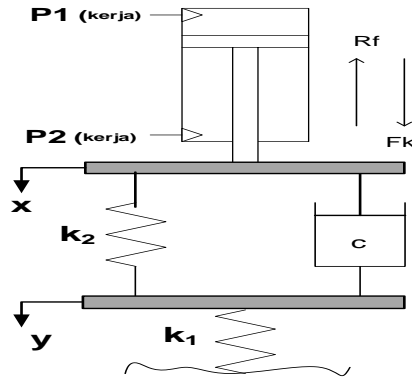
[3], melakukan penelitian tentang optimasi peningkatan kenyamanan kendaraan mobil berdasarkan kinerja getaran suspensi pada kendaraan innova 2000 CC dengan menggunakan metode Taguchi. Parameter atau faktor yang digunakan adalah berat sumbu depan dengan level 820, 870, 920, 970 dan 1020 Kg. [4] melakukan penelitian tentang Optimalisasi Tekanan Shock Absorber Dan Tekanan Pegas Coil Terhadap Getaran Mobil. Penelitian ini menggunakan metode Taguchi dengan faktor dan level adalah Tekanan Absorber dengan level 6, 8 dan 10 bar. Tekanan spring dengan level 20, 25 dan 30 Kg/cm<sup>2</sup>. Berdasarkan hasil nilai optimum diperoleh dengan faktor tekanan absorber dengan nilai 10 bar dan tekanan spring sebesar 24 Kg/cm<sup>2</sup>. Gaya efektif  $F_{ef}$ . (N) torak silinder pada langkah maju adalah selisih antara gaya teoritis,  $F_k$  (N) dan gaya gesek  $R_f$  (N) [5, 6]. Jika gaya gesek  $R_f$  ditetapkan sebesar  $10 \% \times F_k$  (N) maka secara keseluruhan mekanisme transfer beban terhadap struktur jalan aspal adalah mengacu pada persamaan kesetimbangan gaya-gaya dinamis yang diperoleh dari Free Body Diagram (FBD) seperti ditunjukkan dalam gambar 1. Gaya dorong efektif torak silinder pneumatik yang dihasilkan oleh tekanan udara  $P_2$  (bar) dinyatakan sebagai;  $F_k = \frac{\pi}{4} D^2 P_2$  (N) adalah:

$$F_{p2} = F_{ef} = F_k - R_f = F_k - 0.1F_k = 0.9F_k \dots\dots\dots (1)$$

Dimana gaya dorong,  $F_k = 1.1 k_2 y + c \dot{y}$  dan gaya efektif  $F_{ef} = F_{p2} = k_2 y + c \dot{y}$

Jika dimensi silinder yang digunakan dalam eksperimen yaitu  $D = 100 \text{ mm}$  (0.100 m) maka dengan mensubstitusi nilai  $F_k = 785 \times P_2$  pada persamaan (1) diperoleh gaya tekan terhadap mekanisme suspensi sebesar:

$$F_{p2} = 0.9 \times 785 P_2 = 707 P_2 = k_2 y + c \dot{y} \text{ (N)} \dots \dots \dots (2)$$



Gambar 1, Mekanisme pembebanan ekperimental system

Jika pegas diberi beban, maka akan mengalami perpendekkan/ lendutan, berdasarkan hukum aksi-reaksi, sehingga beban yang diberikan pada pegas sebanding dengan besarnya lendutan dikali dengan konstanta pegas. Besarnya perpindahan (displacement) rata-rata pada sistem suspensi hasil optimasi  $x = 0.009264 \text{ m}$  dengan percepatan vertikal maksimum adalah  $15.5707 \text{ m/s}^2$ . Pada kondisi ini diperoleh nilai koefisien kekakuan pegas suspensi  $k_s = 41821 \text{ N/m}$ , serta koefisien peredam suspensi  $c_s = 68574 \text{ N.s/m}$  [7]. Prototipe suspensi yang diuji oleh [8] mempunyai data konstanta pegas  $k_s = 10581,292 \text{ N/m}$ , koefisien redaman kejut,  $c_s = 96,073 \text{ Ns/m}$  dan konstanta elastis ban,  $k_e = 98041,246 \text{ N/m}$ . Besarnya perpindahan (displacement) rata-rata pada sistem suspensi hasil optimasi telah diungkap sebelumnya oleh [7] yaitu sebesar  $x_2 = 0.009264 \text{ m}$  dengan percepatan vertikal maksimum  $15.5707 \text{ m/s}^2$ .

Pegas uji yang digunakan dalam mekanisme sistem suspensi adalah jenis “Helical” yang memiliki spesifikasi/dimensi, diameter dalam coil,  $D_i = 12.985 \text{ cm}$ , diameter luar coil,  $D_o = 15.815 \text{ cm}$ , diameter kawat pegas,  $d = 1.415 \text{ cm}$ , Jumlah coil,  $n = 5$  buah, material pegas; Crhome Vanadium, ASTM A231, modulus kekakuan,  $G = 7.929 \times 10^{10} \text{ Pa} = 7.929 \times 10^6 \text{ N/cm}^2$ . Jenis pegas uji; *Helical compression spring*, dengan perhitungan nilai konstanta pegas,  $k_2$  adalah masing-masing diformulasikan oleh [9], dan [10] sebagai berikut:

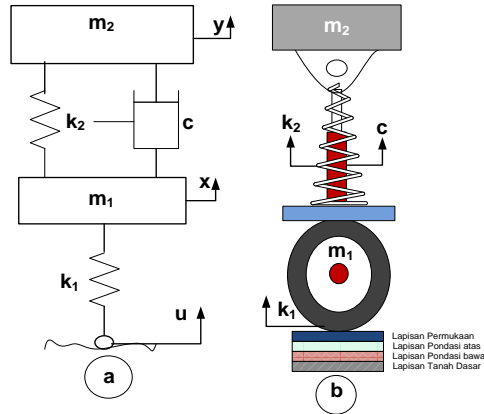
$$k_2 = \frac{Gd^4}{8n_a D^3} \dots \dots \dots (3)$$

Nilai modulus kekakuan  $G(\text{N/cm}^2)$ , diameter kawat  $d(\text{cm})$ , Jumlah coil aktif  $n_a$  (buah) dan diameter coil rerata  $D(\text{cm})$  adalah diperoleh dari dimensi dari pegas Helical. Jumlah coil aktif,  $n_a$  biasanya lebih kecil dari jumlah keseluruhan coil,  $n$ (buah). Area kompresi pegas tersebut berada diantara kompresi minimum pegas sebesar 20% dan kompresi maksimum sebesar 80%. Jika jumlah coil aktif,  $n_a = 80\% \times n$ , dan diameter coil rerata,  $D = D_o - d$  maka besarnya nilai konstanta pegas,  $k_2$  dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (2-3). Apabila pada persamaan (2-4) ditetapkan besarnya konstanta pegas  $k_2$  (N/mm), simpangan  $y$  (m) dan koefisien redaman  $c$  (Ns/mm), maka besarnya kecepatan perpindahan pada massa sprung,  $m_2$  adalah:

$$\dot{y} = \frac{707 P_2 - k_2 y}{c} \dots \dots \dots (4)$$

Secara umum sistem suspensi kendaraan menurut [11], terdiri atas sebuah pegas dan sebuah peredam kejut yang disusun secara paralel. Fungsi utama system suspensi adalah menyangga berat

kendaraan, memberikan kenyamanan pengendara terhadap kondisi jalan yang dilalui, menjaga traksi roda terhadap permukaan jalan, dan menjaga kesejajaran roda. Mekanisme suspensi pasif dan kondisi struktur pembebanan seperempat kendaraan ditunjukkan pada gambar 2 [12].



Gambar 2. (a) Model suspensi pasif (b) Unit suspensi, shock absorber, sumbu dan roda pada struktur lapisan jalan.

Dengan memperhatikan diagram benda bebas pada Gambar 3, diperoleh gaya pada ban:

$$\left. \begin{aligned} F_{t1} &= F_{p2} + F_{r-1} \\ F_{t1} &= k_2 y + c \dot{y} + (k_1 \cdot x) \end{aligned} \right\} (N) \dots \dots \dots (5)$$

Apabila persamaan (2-4) disubstitusi ke persamaan (2-5), diperoleh gaya pada ban sebesar:

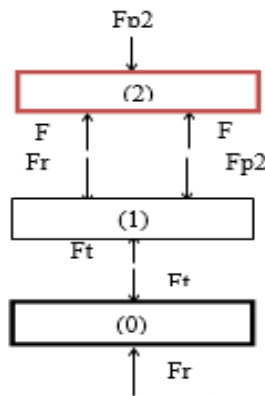
$$F_{t1} = F_{ro} = 707 P_2 + (k_1 \cdot x) (N) \dots \dots \dots (6)$$

Jika pegas dan *shock absorber* mengalami pembebanan bervariasi dari tekanan  $P_2=1$  (bar) sampai 6 bar, maka akan terjadi perpendekkan/kompresi sejauh  $x$  (mm) yang bervariasi pula. Jika ukuran ban/roda yang digunakan berdimensi: 215/60/16 yang berarti, lebar ban  $S=215$  mm, tinggi  $T=60\% \times S$  (mm) = 129 mm = 0.129 m, Diameter roda,  $D_1=16$  “(inches) = 16x25mm = 400 mm = 0.4 m, tekanan udara dalam ban  $P_1=2$  bar = 200000 N/m<sup>2</sup>, serta luas ban adalah:

$$A_1 = \pi[r_o^2 - r_i^2] = 3.14[0.102^2 - 0.020^2] = 0.031412 \text{ m}^2$$

Besarnya gaya inner ban/roda yang dapat menahan beban vertikal kendaraan adalah:

$$F_{t1} = P_1 \times A_1 = 20000 \times 0.031412 = 6282.4 \text{ N}$$



Gambar 3. Diagram benda bebas gaya pada roda

Metode Taguchi dikembangkan pada tahun 1980-an oleh Dr. Genichi Taguchi adalah merupakan metodologi baru dalam bidang teknik yang bertujuan untuk memperbaiki kualitas produk dan proses serta dapat menekan biaya dan *resources* seminimal mungkin. Sasaran metode ini adalah menjadikan produk *robust* terhadap *noise*, karena tersebut sebagai *robust design*.

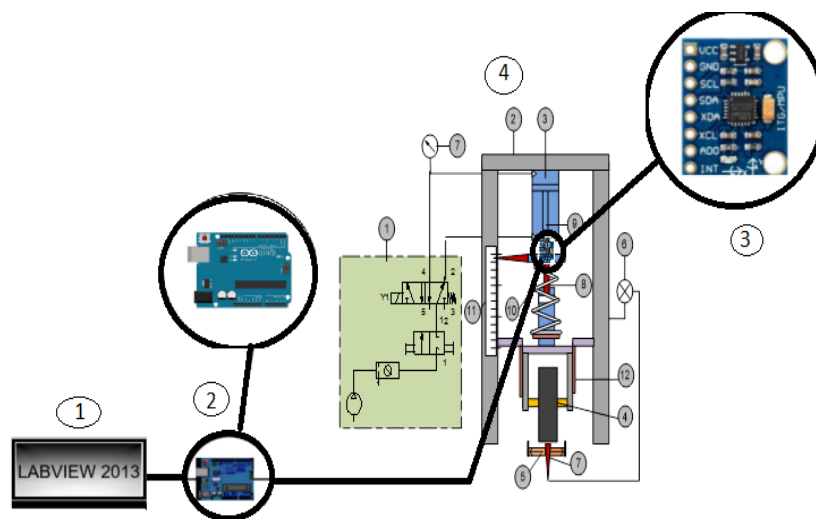
Menurut [13], terdapat beberapa keunggulan atau kelebihan dalam metode Taguchi yaitu desain eksperimen lebih efisien karena memungkinkan untuk melaksanakan penelitian yang melibatkan banyak faktor dan jumlah, memungkinkan diperolehnya suatu proses yang menghasilkan produk yang konsisten dan kokoh terhadap faktor yang tidak dapat dikontrol, serta menghasilkan kesimpulan mengenai respon faktor-faktor dan level faktor-faktor kontrol yang menghasilkan nilai optimum. Dalam metode Taguchi menurut [14], jenis matriks yang digunakan adalah matriks orthogonal yang bisa disimbolkan dalam persamaan (2 – 7) yaitu :

$$L_a(b^c) \dots \dots \dots (7)$$

Yang mana,  $L$  adalah rancangan bujur sangkar,  $a$  adalah banyaknya eksperimen,  $b$  merupakan banyaknya level, dan  $c$  adalah banyaknya faktor. Metode Taguchi mengembangkan konsep *S/N Ratio* untuk eksperimen yang melibatkan banyak factor, yang disebut eksperimen faktor ganda. *S/N Ratio* diformulasikan sedemikian rupa agar peneliti selalu dapat memilih nilai level factor terbesar untuk mengoptimalkan karakteristik kualitas dari eksperimen. Tujuan dari *S/N ratio* adalah untuk meminimalkan sensitivitas karakteristik kualitas terhadap faktor gangguan [13].

**II. METODE PENELITIAN**

*Metode Taguchi* merupakan metode optimasi yang digunakan untuk mendapatkan nilai optimum dan pengaruh dari suatu respon. Metode ini dapat pula digunakan sebagai sebuah strategi untuk membangun produk/proses dalam desain eksperimen. Selain itu, maka metode ini merupakan metodologi baru dalam bidang teknik yang bertujuan untuk memperbaiki kualitas produk dan proses serta dapat menekan biaya dan *resources* seminimal mungkin. Pelaksanaan kegiatan penelitian berlangsung selama enam bulan dan berlokasi di Laboratorium Mekatronika dan Sistem Otomasi Program studi Teknik Mekatronika Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Ujung Pandang. Desain eksperimen penelitian menggunakan silinder pneumatik sebagai pemicu getaran pada sistem suspensi yang gerakannya dikontrol menggunakan katup 5/2 solenoid tunggal.



Gambar 4. Skema Penelitian

Komponen utama penelitian yang ditunjukkan dalam skema penelitian pada gambar 4 terdiri atas Software Lab view, Arduino Uno, Accelerometer MPU6050, dan Alat Uji Suspensi. Proses pengambilan data dilakukan dengan menggunakan laptop pada software labview (1) yang terhubung

pada mikrokontroler arduino uno (2) Getaran yang terjadi pada suspensi, dilakukan dengan menggunakan accelerometer MPU6050 (3) yang dihubungkan pada bagian Shockabsorber di alat uji suspensi (4). Pengolahan data dilakukan dengan desain eksperimen taguchi sebagai instrument utamanya dilanjutkan sampai eksperimen konfirmasi untuk menentukan faktor yang berpengaruh signifikan serta menentukan *setting* level optimal. penentuan setting level pada setiap faktor dapat di lihat pada tabel 1.

Tabel 1. Penentuan faktor dan Jumlah Nilai Level

Faktor Kontrol	Unit	Level		
Tinggi Gundukan (A)	(cm)	5	10	15
Tekanan Ban (B)	(psi)	28	30	32
Beban Muatan (C)	(Kg)	56	84	112
Beban Dinamis (D)	(kg)	71	141	212

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

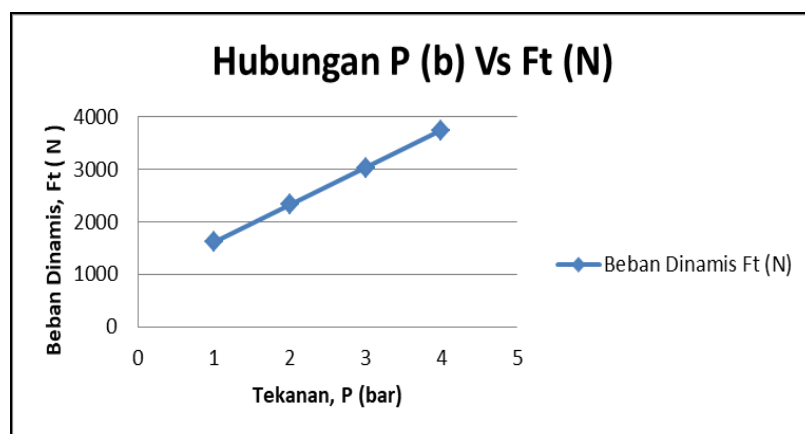
#### 3.1 Beban Dinamis Pada Roda Kendaraan

Hasil perhitungan beban Dinamis pada Roda Kendaraan Bobot Ringan dapat dilihat untuk variasi tekanan P = 1 bar sampai 4 bar dapat diperlihatkan dalam tabel 2 berikut:

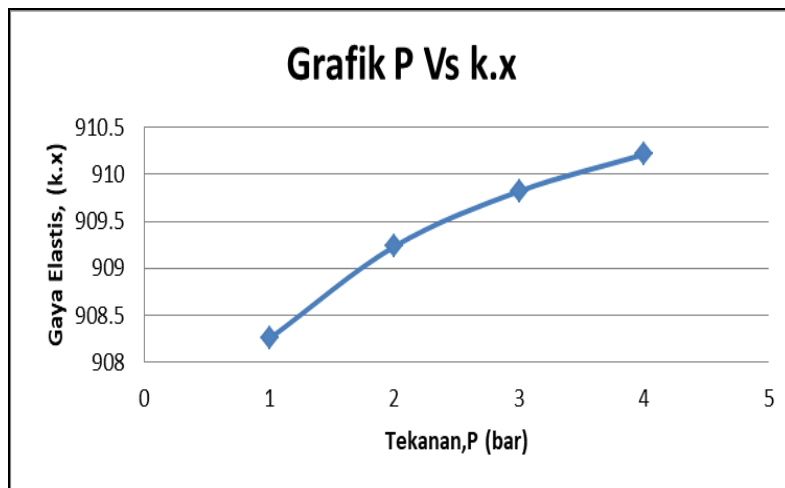
Tabel 2. Hasil perhitungan Beban Dinamis pada Roda Kendaraan dengan variasi tekanan, 1 sampai 4 bar.

Tekanan, p (bar)	Konstanta elastis, k (N/m)	Perpindahan x(m)	707P	k . X	Beban Dinamis Ft (N)
1	98041	0.009264	707	908.25182	1615.252
2	98041	0.009274	1414	909.23223	2323.232
3	98041	0.00928	2121	909.82048	3030.82
4	98041	0.009284	2828	910.21264	3738.213

Grafik Hubungan antara Tekanan P (bar) dan Beban Dinamis, Ft (N) serta Hubungan antara tekanan dan Gaya elastis ban pada roda dapat ditunjukkan dalam gambar 5. Pada gambar 5(a) menunjukkan bahwa semakin besar Tekanan yang di berikan maka semakin besar pula beban dinamis yang terjadi pada roda kendaraan. Hal itu disebabkan karena tekanan berbanding langsung dengan beban dinamis yang di tumbulkan. Selanjutnya pada gambar 5(b) menunjukkan bahwa semakin Tinggi tekanan yang di berikan semakin memberikan pengaruh secara signifikan terhadap gaya elastisitas ban pada roda yang dihasilkan.



(a)



(b)

Gambar 5(a) Hubungan antara tekanan dan Beban dinamis (b) Hubungan antara tekanan dan gaya elastisitas ban.

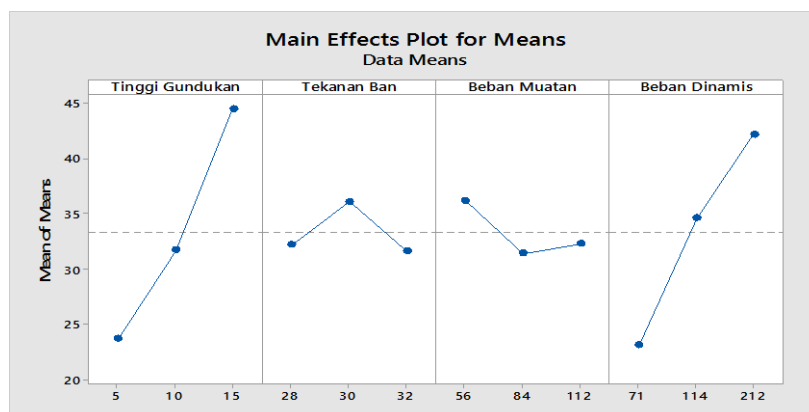
### 3.2 Hasil Rancangan Penelitian

Rancangan penelitian yang digunakan adalah matriks orthogonal L9 (3<sup>4</sup>) dengan replikasi sebanyak tiga kali. Pengambilan data getaran suspensi berdasarkan nilai amplitudo pada grafik FFT.

Tabel 3 . Pengambilan data hasil Pengukuran.

Eks	Faktor				Nilai Getaran suspensi RMS (mm/s <sup>2</sup> )			
	A	B	C	D	I	II	III	Mean
	1	5	28	56	71	15.20	14.79	15.82
2	5	30	84	114	25.94	25.44	26.44	25.94
3	5	32	112	212	30.21	30.31	29.33	29.95
4	10	28	84	212	37.67	36.96	38.15	37.59
5	10	30	112	71	21.55	23.94	24.41	23.30
6	10	32	56	114	33.76	34.41	34.69	34.28
7	15	28	112	114	43.96	44.16	42.89	43.67
8	15	30	56	212	58.22	58.48	60.53	59.07
9	15	32	84	71	29.19	31.90	31.23	30.77

Pada komparasi nilai rata-rata getaran suspensi pada kondisi eksperimen diperoleh nilai sebesar 33.31 mm/s<sup>2</sup>.



Gambar 6. Main Effects Plot of Means pada nilai Getaran Acceleration RMS Suspensi

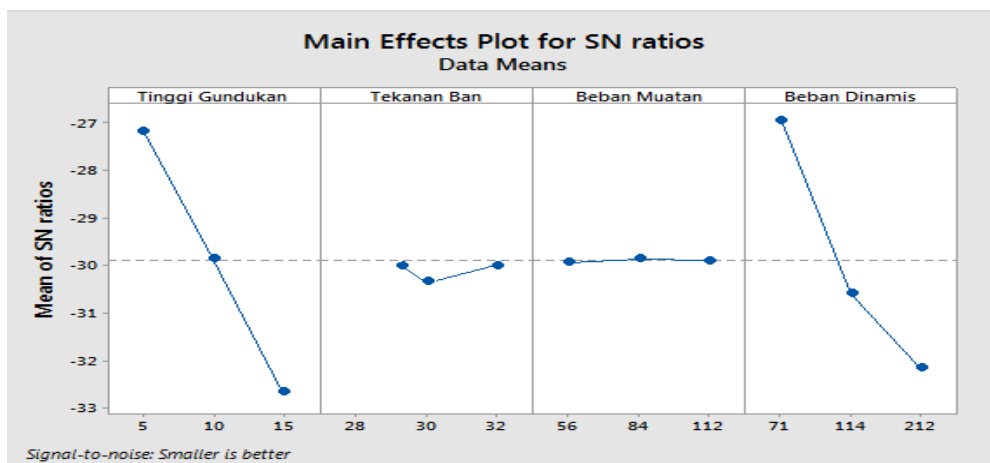
pada gambar 6 diperoleh satu level dari masing-masing faktor yang memiliki nilai terendah yaitu faktor A pada level 1, faktor B pada level 3, faktor C pada level 2 dan faktor D pada level 1.

### 3.3 Perhitungan S/N Rasio Eksperimen Taguchi

Nilai S/N rasio dihitung berdasarkan jenis karakteristik kualitas dari setiap respon. Respon getaran pada alat uji suspensi yang digunakan adalah karakteristik semakin kecil semakin baik atau *Smaller the better*. Hasil perhitungan nilai S/N Ratio getaran pada alat uji suspensi pada kombinasi kedua dan kesembilan dapat dilihat pada tabel 4.

Tabel 4. Hasil perhitungan nilai Rasio S/N Getaran Suspensi

Eks	Faktor				S/N Rasio Getaran suspensi
	A	B	C	D	
1	5	28	56	71	-23.68
2	5	30	84	114	-28.28
3	5	32	112	212	-29.52
4	10	28	84	212	-31.50
5	10	30	112	71	-27.35
6	10	32	56	114	-30.70
7	15	28	112	114	-32.80
8	15	30	56	212	-35.42
9	15	32	84	71	-29.76



Gambar 7. Main Effects Plot of S/N Ratio pada nilai Getaran Acceleration RMS Suspensi

pada gambar 7. diperoleh satu level dari masing-masing faktor yang memiliki nilai terendah yaitu faktor A pada level 1 dengan faktor B pada level 3, dengan faktor C pada level 2 dengan faktor D pada level 1.

### 3.3 Analysis of Variance (ANOVA)

*Analysis of Variance* (ANOVA) menunjukkan hubungan antara parameter kontrol dan karakteristik kualitas. Hal ini merupakan tingkat kontribusi pada karakteristik kualitas parameter kontrol. Hasil anova yang digunakan adalah regression, [15] melakukan hasil statistik menggunakan anova regression menggunakan metode taguchi dengan matrik orthogonal array L9, jika hasil anova regression  $P < 0.05$ , maka hasil anova regression tersebut diterima. Hasil perhitungan ANOVA Rata-Rata dan S/N Rasio pada tabel 5 dan tabel 6.



Tabel 5 Analysis of Variance (Anova) Rata-Rata Getaran Suspensi

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	4	1164.18	291.046	9.38	0.026
Tinggi Gundukan	1	648.13	648.128	20.90	0.010
Tekanan Ban	1	0.39	0.387	0.01	0.916
Beban Muatan	1	22.87	22.867	0.74	0.439
Beban Dinamis	1	492.80	492.802	15.89	0.016
Error	4	124.05	31.012		
Total	8	1288.23			

Tabel 6. Analysis of Variance (Anova) S/N Ratio Getaran Suspensi

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	4	81.0277	20.2569	8.89	0.029
Tinggi Gundukan	1	45.4527	45.4527	19.94	0.011
Tekanan Ban	1	0.6761	0.6761	0.30	0.615
Beban Muatan	1	0.0024	0.0024	0.00	0.976
Beban Dinamis	1	34.8965	34.8965	15.31	0.017
Error	4	9.1168	2.2792		
Total	8	90.1445			

### 3.4 Tahap Verifikasi Eksperimen Taguchi Pengujian Eksperimen Konfirmasi

Pengujian konfirmasi merupakan langkah terakhir dalam memverifikasi hasil perhitungan yang diperoleh berdasarkan desain eksperimen Taguchi. Dalam penelitian ini eksperimen konfirmasi dilakukan menggunakan setting level optimal yaitu faktor A (Tinggi Gundukan) pada level 1, faktor B (Tekanan Ban) pada level 3, faktor C (Beban Muatan) pada level 2 dan faktor D (Beban Dinamis) pada level 1.

Tabel 7 Eksperimen Konfirmasi getaran Suspensi

Eksperimen Konfirmasi setting level optimal						
Faktor dan Level	Nilai	Getaran Suspensi Acceleration RMS (mm/s <sup>2</sup> )				
		I	II	III	Mean	SNR
A1	5	16.28	17.15	16.92	16.78	-24,49
B3	32					
C2	84					
D1	71					

### 3.5 Perbandingan hasil kondisi eksperimen awal dan eksperimen konfirmasi

Pada kondisi optimal dengan parameter tinggi gundukan dengan nilai sebesar 5 cm, Tekanan Ban dengan nilai sebesar 30 psi, beban muatan dengan nilai sebesar 84 kg dan beban dinamis dengan nilai sebesar 71 kg merupakan hasil nilai optimal pada eksperimen konfirmasi Taguchi. Hal tersebut menunjukkan bahwa nilai getaran suspensi pada alat uji mengalami penurunan 49.65 % seperti pada

tabel 8. Pada komparasi nilai rata-rata getaran suspensi pada kondisi eksperimen awal diperoleh nilai sebesar 33.31 dan nilai optimal getaran suspensi pada eksperimen konfirmasi diperoleh sebesar 16.78 . Untuk komparasi nilai kondisi pada eksperimen awal dan kondisi pada eksperimen konfirmasi dengan nilai optimal dapat dilihat pada tabel 7.

Tabel 8 Komperasi Kondisi awal dengan kondisi optimal

Respon (Mean)	Kondisi		Selisih	Persentasi
	Awal	Optimum		
Getaran suspensi	33.31	16.78	16.54	49.65%

#### IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan bahwa :

1. Berdasarkan hasil perhitungan beban dinamis pada sumbu roda kendaraan bobot ringan dalam variasi tekanan (P), dimana tekanan yang digunakan yaitu 1 sampai 4 bar. untuk Tekanan 1 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 1615.252 N, untuk tekanan 2 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 2323,232 N, untuk Tekanan 3 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 3030.82 N dan untuk Tekanan 4 bar diperoleh nilai beban dinamis sebesar 3738.213 N
2. Pada kondisi nilai optimal mengalami penurunan getaran suspensi sebesar 49.65%. Hasil kondisi nilai optimum yaitu tinggi Gundukan 5 cm, tekanan ban 32 Psi, beban muatan 84 Kg dan beban dinamis 71 kg. Faktor yang berpengaruh dan signifikan pada nilai getaran suspensi berdasarkan tingkat kontribusi dan hasil F hitung  $\geq F$  tabel yaitu faktor A dan faktor D merupakan faktor yang sangat berpengaruh atau signifikan sedangkan faktor B dan Faktor C merupakan faktor yang tidak berpengaruh atau tidak signifikan.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Leo Santoso, A. A. R. Analisis Dampak Beban Overloading Kendaraan pada Struktur Rigid Pavement Terhadap Umur Rencana Perkerasan. Teknik Sipil, 19, 8,(2012).
- [2] Kabra, Ashish, Parametric Optimization & Modeling for Surface Roughness , Feed and Radial Force of EN-19 / ANSI-4140 Steel in CNC Turning Using Taguchi and Regression Analysis Method(20130,(2013).
- [3] Gunawan.Optimasi Kinerja Suspensi Untuk Meningkatkan Kenyamanan Dengan Variasi Tekanan Ban Dan Berat Pada Kendaraan Innova 2000 Cc. Jurnal Keselamatan Transportasi Jalan.vol. 2338-4247(2019).
- [4] Listiyono, Dkk, 2020. Optimalisasi Tekanan Shock Absorber Dan Tekanan Pegas Coil Terhadap Getaran Mobil. Jurnal Energi Dan Teknologi Manufaktur.Vol. 03, No. 01, 05 –10.
- [5] S. Simon Kaka, Himran, I. Renreng, and O. Sutresman, “Shock absorber and spring contribution reduces vertical vehicle loads that burden the road structure,” ARPN J. Eng. Appl. Sci., vol. 13, no. 22, pp. 8686–8692, (2018).
- [6] Munaf F. Badr, L. Asst. Prof.,Jaliel,E.A.K. . Position Control of the Pneumatic Actuator Employing ON/OFF Solenoids Valve. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS, Vol.17 No.02,9.(2016).
- [7] Nurcahyanto, E.Penggunaan Algoritma Genetik Untuk Perancangan Sistem Suspensi Optimal Pada Model Kendaraan Seperempat. 10.(2004).
- [8] N. Ismawati, R. S. Hidayatullah, and I. M. Arsana, “Journal of Mechanical Engineering Learning”.
- [9] Bangsing, N. Pengujian Prototip Suspensi Aktif Tegar (Robust) Model Seperempat Kendaraan. PROC. ITB sains & Tek., Vol. 36 A, 1., 83-95.(2004).
- [10] Edge, E.Helical Compression Spring Design Equation and Calculator. Became An Engineers

- Edge Contributor.(2017).
- [11] Trabelsi, P.H.A.Y., Louati,J.,and Haddar,M.,Interval computation and constraint propagation for the optimal.(2015).
  - [12] C. G. Simon, F. A. Hardinsi, and F. Paliling, “Comparison of the Effect of Variable Helix Angle Geometry Tools on CNC Vertical Milling Machines on Chatter using a microcontroller Based on SLD,” vol. 10, no. 1, pp. 26–32, 2023. DOI:<http://dx.doi.org/10.31963/intek.v10i1.4265>.
  - [13] Soejanto, I. 2009. Desain Eksperimen dengan Metode Taguchi. Yogyakarta: Graha Ilmu
  - [14] C. G. Simon, dkk “Design of Experiments (Doe) on Suspension Test Equipment of One Part of A Vehicle Wheel Using The Taguchi Method,” Vol.10, No. 2, pp.106-113, October 2023. DOI: <http://dx.doi.org/10.31963/intek.v10i2.4581>
  - [15] Geraldi Simon, C., Andre Hardinsi, F., Suluh, S., Paliling, F., Sampelolo, R., Widyianto, A. (2023). Enhancing vehicle wheel suspension test equipment through Taguchi method for optimization. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (1 (125)), 15–27. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.288476>