

AKTUATOR PNEUMATIK SEBAGAI SIMULATOR BEBAN DINAMIS VERTIKAL PADA MEKANISME SUSPENSI RODA KENDARAAN SEPEREMPAT

Simon Ka'ka¹⁾, Ilyas Renreng²⁾, Onny Sutresman³⁾

¹⁾Dosen Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang, Makassar

^{2,3)}Dosen Jurusan Teknik Mesin Universitas Hasanuddin, Makassar

ABSTRACT

This study aims to determine the suspension characteristics of vehicles that are loaded vertically. Pneumatic cylinders as actuators will be driven by compressed air and directly overload the vehicle's wheels. Deviations that occur during compression in Spring and Shock Absorber are substituted into the vehicle dynamic load equation. Experiments are carried out using pneumatic actuators that replace the real dynamic load of the vehicle. The results show that the magnitude of the displacement when the compression force works is significantly affected by the vertical dynamic load of the vehicle which weighs on road construction. From the graph shows that the shock absorbers have a greater ability to reduce dynamic loads vertically when compared to spring capabilities. The shock absorber is able to reduce the load by 55.85%, so that the vertical dynamic load of the vehicle, F_{Dvk} which loads the road structure is equal to, 16204 N.

Keywords: *Dynamic load, Pneumatic Cylinder, Pressurized air, Suspension, Road*

1. 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, VBD dapat pula disebabkan oleh adanya beban lebih (overload, OL) dan beban berulang (Repetition loads, RL) (Leo Santoso, 2012). Efek transformasi beban dinamis vertikal fluktuatif (BF), akan menurunkan kemampuan struktur jalan dalam bentuk deformasi permukaan yang berlubang atau bergelombang. Kemampuan struktur jalan menerima beban dinamis vertikal kendaraan tersebut adalah tergantung pada jenis lapisan permukaan, lapisan pondasi elastis dan lapisan pondasi geser.

Variasi bobot kendaraan ringan, sedang dan berat yang melintas di atas permukaan jalan secara simultan akan sangat mempengaruhi kemampuan lapisan pondasi elastis jalan menerima beban tersebut. Berdasarkan permasalahan tersebut maka diperlukan kajian terhadap beberapa variabel yang berpengaruh baik yang sifatnya langsung maupun tak langsung. Pembebanan fluktuatif dipengaruhi oleh variabel berat sumbu roda dan berat kendaraan. Kondisi pembebanan dinamis berulang RL sangat dipengaruhi oleh arus pengulangan lalu lintas, volume rerata arus lalu lintas (Jumlah.kend./jam) yang dihasilkan oleh setiap jenis kendaraan serta lamanya kendaraan melintas.

Suatu upaya yang dilakukan untuk mengkaji beban dinamis dari kendaraan kategori bobot sedang yang melintas di jalan maka diperlukan sebuah eksperimen terhadap pembebanan seperempat bagian kendaraan yang berpusat pada sebuah roda depan kendaraan. Kajian yang inovatif ini didasarkan pada pengetahuan dasar tentang mekanisme transfer pembebanan vertikal melalui sistem suspensi roda yang terdiri atas kerja pegas dan shock absorber.

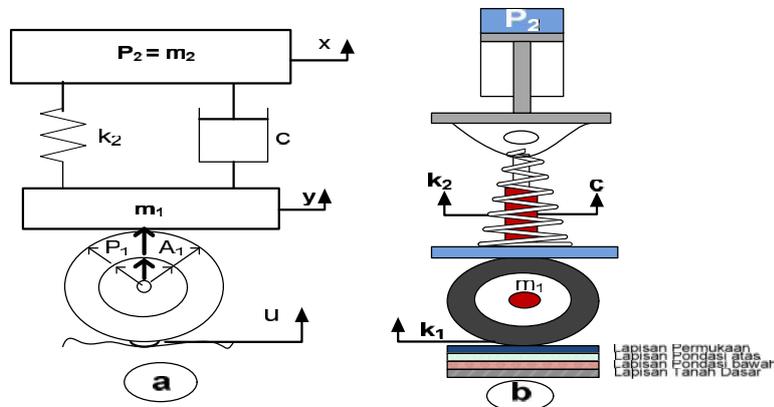
Kajian tentang beban dinamis yang ditransformasikan melalui mekanisme kerja suspensi pada roda kendaraan terhadap jalan adalah bertujuan untuk mengetahui bentuk formula dan besarnya beban dinamis vertikal dari setiap jenis bobot kendaraan yang melintas, mengetahui karakteristik kemampuan jalan menerima beban dinamis vertikal, serta menghasilkan suatu hubungan/perbandingan antara beban dinamis vertikal kendaraan dan kemampuan jalan dalam bentuk parameter tak berdimensi.

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.

Mekanisme suspensi pasif dan kondisi struktur pembebanan seperempat kendaraan ditunjukkan pada gambar 1. (Rehnberg, 2008, Ogata, 1997).. Berat badan kendaraan (*mass sprung*) m_2 dengan kekakuan pegas k_2 dan koefisien redaman c akan membebani poros roda kendaraan (*mass unsprung*) m_1 selanjutnya memberikan gaya aksi terhadap kontur permukaan jalan. Kendaraan **kategori sedang**: memiliki beban sumbu,

¹ Korespondensi penulis: Simon Ka'ka, 081241713 428, simon_kaka@poliupg.ac.id

$m_1 = 480$ sampai 600 kg dan berat kendaraan, $m_2 = 1185$ sampai 1990 kg, (sumber: P.T. Astra Internasional, 2014, Lampiran 1). Kondisi pembebanan lebih OL, tergantung pada nilai konstanta k dan beban sumbu $m_1 \sim L$ (kg, ton) untuk setiap jenis kendaraan. Besarnya nilai k untuk sumbu **tunggal**: $k=1$, sumbu **ganda**: $k=0.086$ dan sumbu **triple**: $k=0.031$.



Gambar 1 (a) Model suspensi pasif (b) Unit suspensi, shock absorber, sumbu dan roda pada struktur lapisan jalan.

Gaya reaksi dari kontur jalan terhadap ban akan terdistribusi dalam arah u melalui konstanta elastisitas ban k_f . Besarnya gaya dinamis vertikal oleh aktuator pneumatik ekuivalen pada gaya berat badan kendaraan (2) adalah dijelaskan oleh (Simon Ka'ka¹, 2018) pada persamaan (1) sampai (3). Simpangan kompresi sejauh x_2 (cm) akan bervariasi sesuai dengan besarnya tekanan kerja P_2 (bar) yang divariasikan mulai dari 1 bar sampai 8 bar.

$$\left. \begin{aligned}
 F_{p2} = F_e = F_k - R_f = F_k - 0.1F_k = 0.9F_k \\
 \sum F_v = 0 \\
 F_e - (F_{k2} + F_{c2}) = 0 \\
 0.9 F_k - (k_2 + c)x_2 = 0 \\
 F_k = \frac{(k_2+c)x_2}{0.9} \\
 F_{p2} = F_k = 1.1(k_2 + c)x_2
 \end{aligned} \right\} \text{(N)} \tag{1}$$

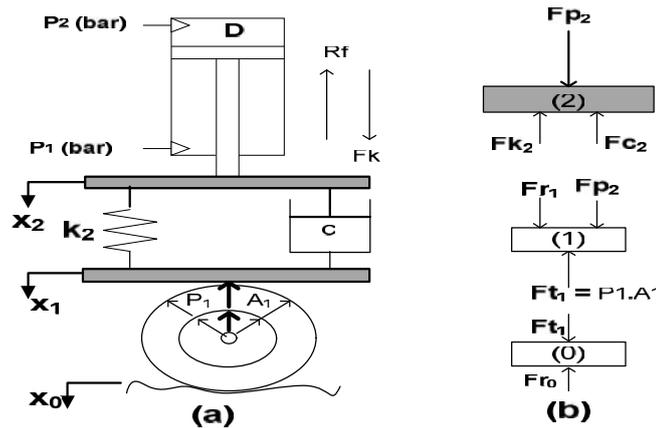
Jika gaya F_{p2} bekerja bersama-sama dengan gaya berat sumbu pada roda (1) maka diperoleh hubungan:

$$\left. \begin{aligned}
 F_{t1} = F_{p2} + F_{r1} \\
 F_{t1} = 0.9F_k + (m_1 \cdot g)
 \end{aligned} \right\} \text{(N)} \tag{2}$$

Apabila diameter torak, $D = 100$ m (0.100 m), k_2 =konstanta pegas, c = koefisien redaman, m_1 = berat sumbu roda, percepatan gravitasi $g=10$ m/s² dan gaya dorong torak silinder pneumatik, $F_k = \frac{\pi}{4} D^2 P_2$, maka persamaan (2) menjadi:

$$F_{t1} = 785 P_2 + 10m_1 \text{ (N)} \tag{3}$$

Gaya efektif F_{ef} . (N) torak silinder pada langkah maju adalah selisih antara gaya teoritis, F_k (N) dan gaya gesek R_f (N)(Simon Ka'ka, 2013) Jika gaya gesek R_f ditetapkan sebesar 10 % $x F_k$ (N) maka secara keseluruhan mekanisme transfer beban terhadap struktur jalan aspal adalah mengacu pada Diagram Benda Bebas (DBB) berikut:



Gambar 2, Mekanisme pembebanan ekperimental sistem pneumatic

Jika pegas dan shock absorber mengalami pembebanan bervariasi dari tekanan $P=1$ sampai 8 bar, maka akan terjadi simpangan ke arah kompresi sejauh x (mm). Berdasarkan hukum aksi-reaksi, menjelaskan bahwa beban yang diberikan pada pegas adalah sebanding dengan besarnya lendutan dikali dengan konstanta pegas. Besarnya perpindahan (displacement) rata-rata pada sistem suspensi hasil optimasi $x = 0.009264$ m dengan percepatan vertikal maksimum adalah 15.5707 m/s^2 . Pada kondisi ini diperoleh nilai koefisien kekakuan pegas suspensi $k_s = 41821 \text{ N/m}$, serta koefisien peredam suspensi $c_s = 68574 \text{ N.s/m}$ (Nurchayanto, 2004) serta $c_s = 1920 \text{ J/kg.K}$ (Nurchayanto, 2004). Prototipe suspensi yang diuji oleh (Bangsing, 2004) 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, $k_e = 98041,246 \text{ N/m}$. Kajian tentang hubungan antara diameter piston D dengan diameter lubang saluran d_i telah dilakukan studi pendahuluan (Simon Ka'ka, 2000) dalam bentuk persamaan (4).

$$d_i = 0.065713 D \tag{4}$$

Dimensi saluran udara yang akan digunakan adalah disesuaikan dengan dimensi piston silinder pneumatik yang dipilih. Berdasarkan spesifikasi ban/roda untuk kendaraan ringan dan kendaraan sedang digunakan tekanan standar tekanan angin dalam ban sebesar **2 bar**, dan **5.86 bar** untuk kendaraan berat. Jika ukuran ban/roda yang digunakan berdimensi: **215/60/16** yang berarti, lebar ban $S=215 \text{ mm}$, tinggi $T=60\% \times S$ (mm) = $129 \text{ mm} = 0.129 \text{ m}$, dan Diameter roda, $D_1=16$ "(inches) = $16 \times 25 \text{ mm} = 400 \text{ mm} = 0.4 \text{ m}$, dan tekanan udara dalam ban $P_1=2 \text{ bar} = 200000 \text{ N/m}^2$, dan luasan ban $A_1 = \pi[r_o^2 - r_i^2] = 3.14[0.102^2 - 0.020^2] = 0.031412 \text{ m}^2$, maka gaya inner ban/roda menahan beban vertikal kendaraan adalah $F_{t1} = P_1 \times A_1 = 6282.4 \text{ N}$. Besarnya koefisien beban dinamis kendaraan dirumuskan (Caitrans, 2005) sebagai perbandingan antara beban dinamis rata-rata dengan beban statis sebagai berikut:

$$D = \frac{R}{B} \frac{b}{s_i} \frac{d_i}{F_s} = \frac{F_r}{F_s} \tag{5}$$

Untuk kendaraan dengan suspensi hydro-pneumatic maka beban dinamis dapat berkurang sebesar 20 %. Pada kondisi tersebut Dynamic Load Coefficient (DLC) menjadi, $D = \frac{(1 - 20\%)}{1} = 0.80$. Apabila roda kendaraan $\frac{1}{4}$ sedang menggelinding di atas permukaan jalan, maka beban dinamis vertikal kendaraan diformulasikan sebagai berikut:

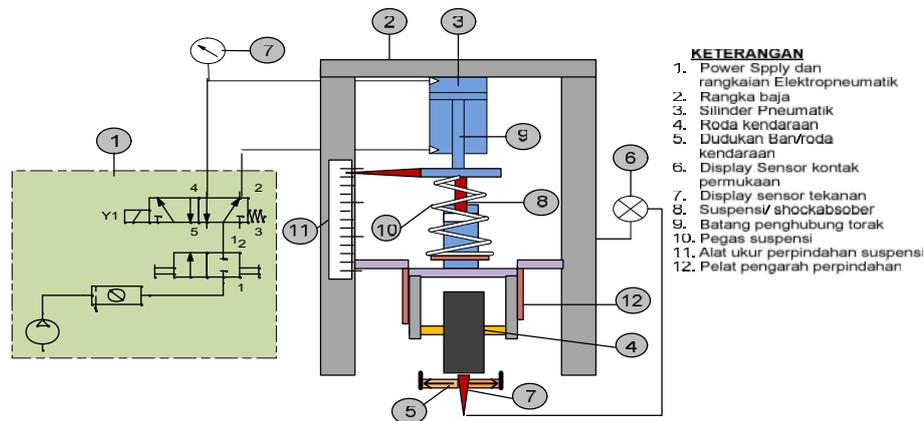
$$\left. \begin{aligned} F_D &= 0.8 \times F_{t1} \\ &= 628P_2 + 8m_1 \leq F_{A0} \end{aligned} \right\} \text{ (N)} \tag{6}$$

2. METODE PENELITIAN

1) Eksperimen

Secara eksperimen pembebanan terhadap struktur pondasi jalan dilakukan dengan mengekuivalenkan berat total badan kendaraan m_1 (kg) dan bobot sumbu roda m_2 (kg), dengan gaya dorong torak silinder pneumatik, F_{ef} (N) sebagai aktuator bekerja pada tekanan kerja $P_2 = 1$ sampai 8 (bar). Penelitian yang berorientasi pada simulasi gaya piston silinder pneumatik yang diidentikkan sebagai beban dinamis nyata kendaraan ditunjukkan pada gambar 3 Jika gaya tekan dari torak silinder pneumatik menekan pegas dan shock

Absorber maka akan terjadi proses kompresi yang ditandai oleh penunjukan jarum x pada skala perpindahan (mm).



Gambar 3 Simulasi pembebanan dengan aktuator pneumatik

2) Pengumpulan Data

Berdasarkan pada simulasi pembebanan, maka pengumpulan data-data eksperimen dilakukan dengan membaca skala (11) penunjukan jarum /dial indikator perpindahan, x (mm) sesaat terjadi kompresi pada pegas (10). Besarnya perubahan perpindahan yang terjadi adalah sangat ditentukan oleh besarnya tekanan udara P_2 (bar) yang diatur mulai dari 1 (bar) sampai 8 (bar). Agar supaya hasil pengukuran x (mm) dapat lebih mendekati keadaan nyata maka perlu dilakukan pengukuran x (mm) sampai 5 kali pada setiap pengaturan tekanan kerja dengan mengitung harga x (mm) rerata.

3) Analisis Data

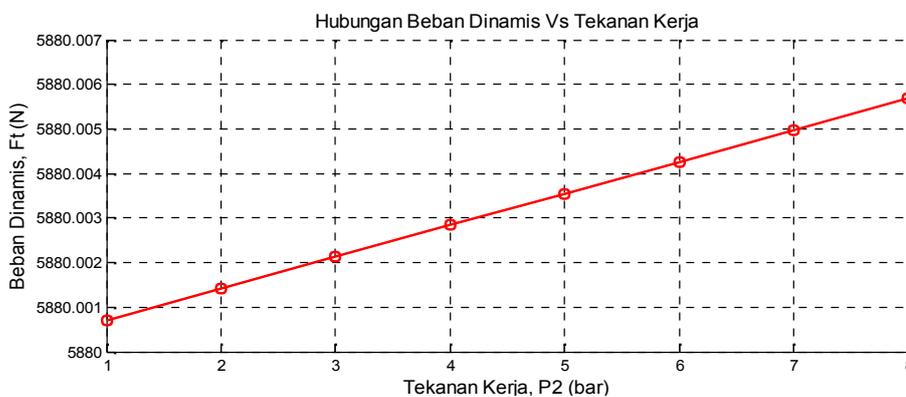
Besarnya perpindahan rerata x (mm) yang diperoleh tersebut selanjutnya disubstitusi ke persamaan (1) dan (3) sebagai gaya berat badan kendaraan, F_2 (N) dan gaya dinamis vertikal nyata kendaraan, F_1 (N) terhadap konstruksi jalan. Dengan bantuan analisis program Mat-Lab/Simulink, maka besarnya F_2 (N) dan, F_1 (N) dapat diperoleh, serta karakteristik pembebanan yang dilakukan terhadap konstruksi jalan dapat ditunjukkan melalui gambar grafik

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

1) Eksperimen Sistem Pneumatik

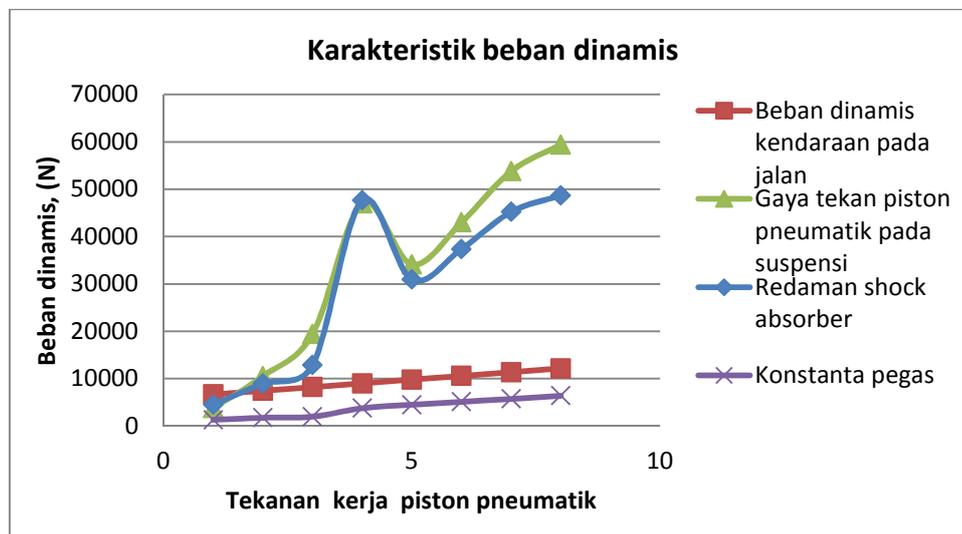
Simulasi beban dinamis kendaraan yang diperankan oleh silinder/aktuator pneumatik menghasilkan besarnya beban dinamis kendaraan membebani struktur jalan dengan mengacu pada persamaan (3). Jika tekanan kerja, P_2 sebagai pengganti beban m_2 divariasikan dari 1 bar sampai 8 bar, maka karakteristik kerja beban dinamis terhadap tekanan kerja ditunjukkan pada Gambar 4.

Grafik hubungan antara tekanan kerja P_2 (bar) dan Beban dinamis vertikal membebani struktur jalan menggambarkan kenaikan beban dinamis secara signifikan dengan kenaikan beban total kendaraan. Kondisi signifikansi ini diperlihatkan dalam gambar grafik sebagai garis lurus.



Gambar 4, Karakteristik Beban Dinamis sistem pneumatik

Karakteristik beban dinamis yang diperoleh dari hubungan antara tekanan operasi dengan konstanta pegas k_2 , Gaya tekan piston silinder pneumatik, F_{p2} , redaman shock absorber c_2 serta besarnya beban dinamis vertikal yang membebani struktur jalan F_{t1} ditunjukkan pada Gambar 5. Pengaruh redaman oleh shock absorber memberikan pengaruh yang sangat besar terhadap beban dinamis kendaraan membebani struktur jalan. Kondisi yang demikian menyebabkan besarnya beban dinamis F_{t1} (N) berada disekitar 10000 (N) atau ekuivalen dengan 1000 kg.



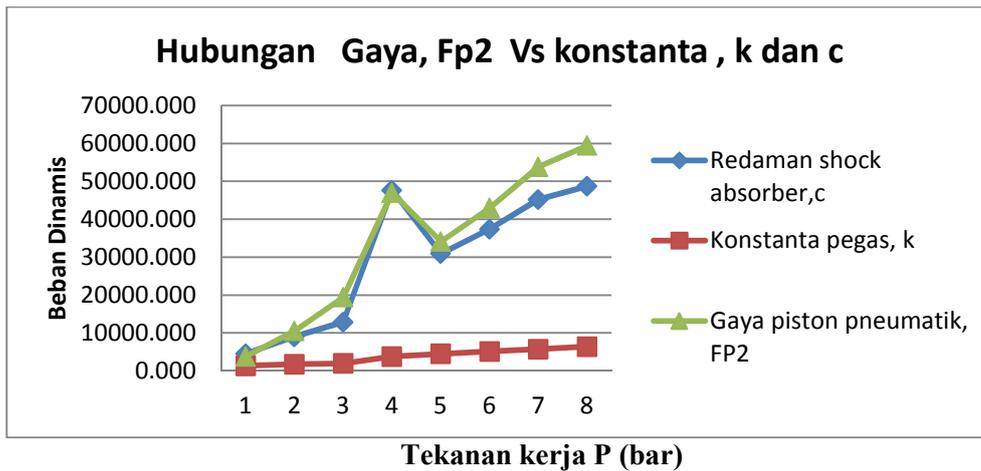
Gambar 5 Karakteristik beban dinamis oleh gaya piston, F_{p2} terhadap pegas dan shock

Jadi jika kendaraan kategori bobot sedang yang diuji memiliki bobot sumbu roda $m_1=600$ kg , bobot badan $m_2=1665$ kg dan bobot total/net $m_t =2265$ kg sesuai data dalam Tabel 4.1 maka diperoleh beban dinamis kendaraan yang tereduksi yaitu $m_r = m_t - 1000$ kg = $2265-1000=1265$ kg. Presentasi penurunan beban dinamis yang membebani struktur jalan oleh adanya redaman dari shock absorber adalah

$$\frac{1}{2} \times 100\% = 55.85 \%$$

2) Beban Dinamis Vertikal Kendaraan

Gambar 6 menunjukkan suatu gambaran yang cukup fantastic bahwa redaman shock absorber yang terpasang pada mekanisme suspensi kendaraan memberikan nilai redaman c (Ns/cm) terhadap beban dinamis yang sangat besar yaitu berkisar antara 4523.729 Ns/cm dan 48702.041 Ns/cm. Pengaruh redaman terkecil yang juga digunakan pada sistem suspensi kendaraan uji adalah kontribusi redaman pegas ulir k_2 (N/cm) yang nilainya berkisar antara 1330.508 N/cm dan 6408.163 N/cm. Nilai senjang atau gap yang terjadi antara peredam shock absorber dan pegas ulir, menunjukkan bahwa shock absorber memegang peranan yang sangat besar untuk mereduksi getaran yang ditimbulkan oleh beban dinamis vertikal kendaraan. Gambar 6 menggambarkan karakteristik hubungan antara beban dinamis hasil eksperimen dengan beban dinamis nyata yang terjadi. Dengan menggunakan nilai Koefisien Beban Dinamis, KBD (Dynamic Load Coefficient, DLC) sebesar 20 % yang berlaku untuk kendaraan dengan suspensi hydro-pneumatic maka transformasi beban dinamis vertikal kendaraan yang sesungguhnya adalah mengikuti persamaan (2.31) dengan nilai kisaran antara 5332 (N) dan 9728 (N) atau lebih kecil dari nilai bobot 10000 (N).



Gambar 6 Hubungan gaya piston FP2 (N) dengan peredam shock absorber dan pegas ulir

4. KESIMPULAN

1. Beban dinamis vertikal, $F_v = 16204 N$ yang bekerja pada sistem suspensi roda kendaraan, getarannya mengalami redaman oleh shock absorber dan pegas spiral sebesar 55.85 %.
2. Hubungan antara beban dinamis kendaraan, F_D , dan kekuatan struktur jalan, F_{A0} adalah: $F_D = (0.000075 \div 0.000213)F_{A0}$

5. DAFTAR PUSTAKA

- Bangsing, N. 2004. *Pengujian Prototip Suspensi Aktif Tegar (Robust) Model Seperempat Kendaraan*. PROC. ITB Sains & Tek., Vol. 36 A, No. 1, 83-95.
- Caitrans 2005. *Simulation of a Mobile Crane's Dynamic Load Using the CraneSim Program*. The Pavement Research Group, Vol.1 No.1, 2.
- Leo Santoso, A. A. R. 2012. *Analisis Dampak Beban Overloading Kendaraan pada Struktur Rigid Pavement Terhadap Umur Rencana Perkerasan*. Teknik Sipil, 19, 8.
- Nurchayanto, E. 2004. *Penggunaan Algoritma Genetik Untuk Perancangan Sistem Suspensi Optimal Pada Model Kendaraan Seperempat*. 10.
- Ogata, K. 1997. *Modern Control Engineering*. In: DWORKIN, A. (ed.) 3 ed. New Jersey: Tom Robbins.
- Rehnberg, A. 2008. *Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles*. TRITA-AVE, 15.
- Simon Ka'ka. 2000. *Kajian Dimensi Saluran Distribusi Udara pada Silinder Pneumatik*. S2, Universitas Hasanuddin.
- Simon Ka'ka, Musa. M. 2013. *A method to Compute the Dimension of An Air Distribution Channel of A Pneumatic Cylinder*. IGCESH Conference. Johor Bahru, Malaysia.
- Simon Ka'ka¹, S. H., Ilyas Renreng² And Onny Sutresman² 2018. *The Pneumatic Actuators As Vertical Dynamic Load Simulators On Medium Weighted Wheel Suspension Mechanism*. Journal of Physics, 962, 10.

6. UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih yang setinggi-tingginya kepada Kementerian Riset Teknologi dan Pendidikan Tinggi yang telah memberikan Dana Penelitian pada Skema Penelitian Disertasi Doktor (PDD) tahun 2018 melalui Unit Pelaksana Penelitian dan Pengabdian pada Masyarakat Politeknik Negeri Ujung Pandang