

## **KEKUATAN TEKAN *MEDIUM CARBON STEEL 0,588% C* SEBAGAI MATERIAL *HELICAL SPRING* SUSPENSI DEPAN TIPE *DOUBLE WISHBONE* KENDARAAN DINAS TNI AD $\frac{3}{4}$ TON**

**Rokhim Fajri Fadillah<sup>1</sup>, R Djoko Andrijono<sup>2</sup>, Adi Novijanto<sup>3</sup>**

### **Abstraksi**

Kenyamanan dan keamanan kendaraan sangat erat hubungannya dengan sistem suspensi kendaraan, khususnya pada kendaraan Dinas TNI AD  $\frac{3}{4}$  ton. Sistem suspensi kendaraan harus mampu meredam atau mengurangi getaran yang terjadi pada *body* kendaraan akibat ketidakrataan dari permukaan jalan. Pegas ulir digunakan sebagai suspensi kendaraan merupakan salah satu komponen utama yang berfungsi untuk meredam kejut *body* kendaraan, apabila komponen suspensi ini tidak dirancang dengan baik, maka akan menimbulkan kecelakaan bagi pengguna (personil). Pegas ulir merupakan kawat spiral yang memiliki bentuk menyerupai ulir (*helix*) atau tangga spiral. Material pegas ulir harus memiliki sifat elastis yang tinggi dan diimbangi dengan kekuatan tekan yang tinggi, hal ini disebabkan adanya beban tekan yang diterima oleh pegas tersebut. Penelitian ini menggunakan variasi beban tekan, untuk mengetahui pengaruh yang terjadi. Hasil penelitian pegas ulir diantaranya pegas ulir yang digunakan kendaraan dinas TNI AD  $\frac{3}{4}$  ton menggunakan bahan tipe SUP 9 dengan katagori baja karbon menengah. Variasi beban tekan yang mampu diberikan oleh alat uji yaitu 142,711 kg dengan tegangan geser maksimum (tegangan hanya mempertimbangkan pembebanan langsung) ( $\tau_{max1}$ ) 37,354 kg/mm<sup>2</sup> dan tegangan geser maksimum (tegangan dengan mempertimbangkan efek lengkungan dan pembebanan) ( $\tau_{max2}$ ) 12,517 kg/mm<sup>2</sup>.

**Kata Kunci :** Suspensi, *Double Wishbone*, Pegas Ulir.

### **PENDAHULUAN**

Kenyamanan dan keamanan kendaraan sangat erat hubungannya dengan sistem suspensi kendaraan, khususnya kendaraan Dinas TNI AD  $\frac{3}{4}$  ton. Suspensi merupakan kumpulan komponen tertentu yang berfungsi meredam kejutan, getaran yang terjadi pada kendaraan akibat permukaan jalan tidak rata yang dapat meningkatkan kenyamanan berkendara dan pengendalian kendaraan.

Sistem suspensi kendaraan terletak di antara bodi atau kerangka dengan roda. Pada sistem suspensi kendaraan Dinas TNI AD  $\frac{3}{4}$  ton ditinjau dari bentuknya terdapat pegas ulir (*helical spring*) memiliki fungsi menyerap beban kejut (*impact load*) dari jalan dan getaran roda agar tidak diteruskan ke bodi kendaraan secara langsung dan juga

berguna untuk menambah daya cengkeram ban.

### **KAJIAN PUSTAKA**

Pegas (*spring*) merupakan elemen mesin fleksibel yang berfungsi melunakkan tumbukan dengan memanfaatkan sifat elastisitas bahannya, menyerap dan menyimpan energi dalam waktu singkat, mengeluarkan kembali dalam jangka waktu yang lebih panjang, serta mengurangi getaran. Pegas umumnya beroperasi dengan *high working stresses* dan beban yang bervariasi secara terus menerus. Pegas ditinjau dari beban kerjanya dibedakan 3 (tiga) meliputi : (a) pegas tekan, (b) pegas tarik dan (c) pegas torsi. Material pegas menurut standar JIS termasuk jenis baja pegas dengan lambang SUP atau baja ST 70

<sup>1</sup> Mahasiswa Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Merdeka Malang.

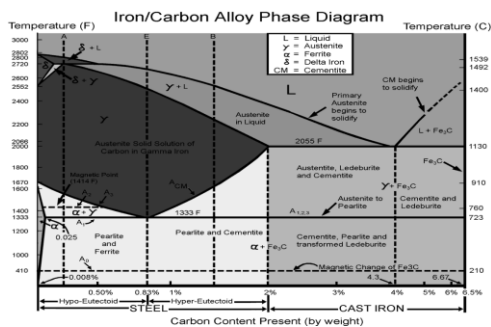
<sup>2</sup> Dosen Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Merdeka Malang.

<sup>3</sup> Dosen Sekolah Tinggi Angkatan Darat.

yang mempunyai sifat mekanis terdiri dari :  
 (a) tegangan bengkok ijin 5.000 kg/mm<sup>2</sup>, (b) tegangan puntir ijin 4.000 kg/mm<sup>2</sup>, (c) modulus elastisitas 2.200.000 kg/mm<sup>2</sup>, dan (d) modulus geser 850.000 kg/mm<sup>2</sup> (<http://teknikmesin1.blogspot.co.id/2011/11/p-erancangan-pegas-ulir-helical-spring.html>).

Pegas ulir harus memiliki sifat elastis tinggi dan kekuatan tekan yang tinggi, hal ini disebabkan adanya beban tekan yang diterima oleh pegas tersebut.

Baja (*steel*) merupakan paduan antara unsur besi (Fe) dan karbon (C) serta mengandung unsur-unsur lain seperti : (a) sulfur (S), (b) fosfor (P), (c) silikon (Si), dan, (d) mangan (Mn). Berdasarkan unsur C, baja diklasifikasikan menjadi 3 (tiga) macam terdiri dari : (a) baja karbon rendah (*low carbon steel*) mengandung 0,025% - 0,3% C, (b) baja karbon menengah (*medium carbon steel*) mengandung 0,3% - 0,6% C, (c) baja karbon tinggi (*high carbon steel*) mengandung 0,6% - 1,8% C. Menurut diagram keseimbangan Fe-Fe<sub>3</sub>C, baja ditinjau dari struktur mikro dibagi 2 (dua) macam terdiri dari : baja *hypoeutektoid* < 0,83% C dan baja *hypereutektoid* > 0,83% C (gambar 1).



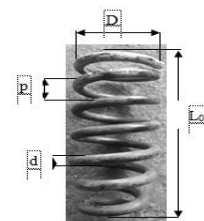
Gambar 1. Diagram Keseimbangan Fe-Fe<sub>3</sub>C

### Peralatan Penunjang Penelitian

1. Mesin-mesin : *quantometer, universal testing machine.*
2. Peralatan penunjang lain : jangka sorong, rollmeter dan dudukan pegas ulir.

### Variabel pengujian

1. Spesimen uji berbentuk pegas ulir pada suspensi depan tipe *double wishbone* Kendaraan TNI ¾ ton (gambar 2) dengan ukuran ditunjukkan pada tabel 1.



Gambar 2. Pegas Ulir Suspensi Depan Tipe *Double Wishbone* Kendaraan TNI AD ¾ Ton

Sumber: STTAD Lemjiantek

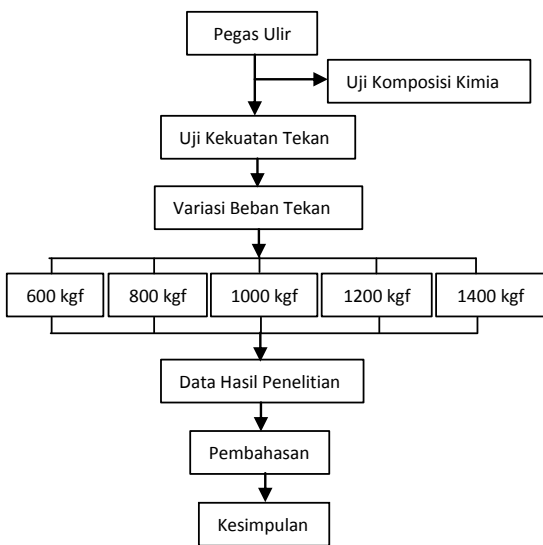
Tabel 1. Spesifikasi Pegas Ulir Tipe *Double Wishbone* Kendaraan TNI ¾ ton

No	Uraian	Notasi	Ukuran
1	Diameter rata-rata	<i>D</i>	93,2 mm
2	Diameter kawat	<i>d</i>	15,4 mm
3	Jumlah lilitan	<i>n</i>	7 lilitan
4	Panjang pegas	<i>Lo</i>	300 mm
5	Jarak aksial ( <i>pitch</i> )	<i>p</i>	32,9 mm

2. Variasi beban tekan (*W*) untuk uji kekuatan tekan meliputi : 600 kgf, 800 kgf, 1000 kgf, 1200 kgf, dan 1400 kgf.

## METODOLOGI

### Diagram Alir Penelitian



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

### Batasan dan Metode Pengujian

#### 1. Uji Komposisi Kimia

Uji komposisi kimia menggunakan mesin *quantometer* (gambar 4) bertujuan untuk memperoleh data-data unsur kimia dan komposisi kimia material pegas ulir tipe *double wishbone* kendaraan TNI ¾ ton.

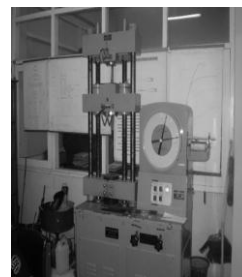


Gambar 4. Mesin *Quantometer*

Sumber: PT. Ispat Indo Desa Kedungturi, Taman, Sidoarjo

#### 2. Uji Kekuatan Tekan

Uji kekuatan tekan menggunakan *universal testing machine* (gambar 5) bertujuan untuk memperoleh data-data beban tekan (kgf) terhadap perpendekan pegas ulir (mm) tipe *double wishbone* kendaraan TNI ¾ ton.



Gambar 5. *Universal Testing Machine*

Sumber: Laboratorium Uji Logam Jurusan Teknik Mesin FT. UNMER Malang

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### 1. Data Hasil Uji Komposisi Kimia

Tabel 2. Data Hasil Uji Komposisi Kimia Material Pegas Ulir

No	Unsur Kimia	Komposisi Kima (%)
1	C	0,588
2	Si	2,01
3	Mn	0,699
4	P	0,073
5	S	0,035
6	Cr	1,090
7	Mo	0,005
8	Co	0,057
9	Fe	95,47

Sumber: PT. Ispat Indo Desa Kedungturi, Taman, Sidoarjo

### 2. Data Hasil Uji Kekuatan Tekan

Tabel 3. Data Hasil Uji Kekuatan Tekan

No	W (kgf)	$\Delta L$ (mm)	$\delta$ (mm)	p (mm)
1	600	270	30	26,23
2	800	263	37	25
3	1000	237	63	19,2
4	1200	220	80	16,61
5	1400	210	90	13,70

Sumber: Laboratorium Uji Logam Jurusan Teknik Mesin FT. UNMER Malang

### Perhitungan Pegas Ulir

Variasi beban tekan yang diterima pegas ulir saat diuji kekuatan tekan menggunakan satuan kgf yang selanjutnya dikonversi menjadi satuan kg. Data perhitungan hasil uji kekuatan tekan dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 4.

$$W = \frac{600}{9,81} \text{ kg} = 61,162 \text{ kg}$$

**a. Indek pegas (C)**

$$C = \frac{D}{d} = \frac{93,2 \text{ mm}}{15,4 \text{ mm}} = 6,0519$$

$$K = \frac{4.C+1}{4.C-4} + \frac{0,615}{C}$$

$$= \frac{4.6,0519+1}{4.6,0519-4} + \frac{0,615}{6,0519}$$

$$= 1,34905$$

**b. Konstanta pegas (k)**

Beban yang diperlukan per-unit defleksi pegas :

$$k_1 = \frac{W_1}{\delta} = \frac{61,162 \text{ kg}}{30 \text{ mm}} = 2,038 \text{ kg/mm}$$

**c. Tegangan Geser pada Pegas Ulir**

Diameter rata-rata (diukur pada sumbu kawat) ( $D$ ) (mm), maka besarnya torsi pada setiap variasi beban tekan dihitung dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 4.

$$T_1 = W_1 \cdot \frac{D}{2} = 61,162 \text{ kg} \cdot \frac{93,2 \text{ mm}}{2}$$

$$= 2850,152 \text{ kg}\cdot\text{mm}.$$

Jika diameter kawat pegas ulir ( $d$ ), maka tegangan geser ( $\tau_1$ ) akibat torsi dihitung dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 4.

$$\tau_1 = \frac{8.W_1.D}{\pi.d^3} = \frac{8.61,162 \text{ kg} \cdot 93,2 \text{ mm}}{3,14.(15,4 \text{ mm})^3}$$

$$= 3,976 \text{ kg/mm}^2.$$

Sedangkan tegangan geser langsung ( $\tau_2$ ) akibat beban tekan dihitung dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 4.

$$\tau_2 = \frac{4W_1}{\pi.d^2} = \frac{4.61,162 \text{ kg}}{3,14.(15,4 \text{ mm})^2}$$

$$= 0,328 \text{ kg/mm}^2.$$

Sehingga tegangan geser maksimum ( $\tau_{max}$ ) yang terjadi di permukaan dalam lilitan pegas ulir (tegangan hanya mempertimbangkan pembebanan langsung) dihitung dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 3.

$$\tau_{max1} = K_s \frac{8.W_1.D}{\pi.d^3} \text{ dimana } K_s = 1 + \frac{1}{2.C}$$

$$= 4,02597 \frac{8.61,162 \text{ kg} \cdot 93,2 \text{ mm}}{3,14.(15,4 \text{ mm})^3}$$

$$= 16,009 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum yang terjadi di permukaan dalam lilitan pegas ulir (tegangan dengan mempertimbangkan efek lengkungan dan pembebanan) dihitung dengan rumus yang sama dan hasilnya ditunjukkan pada tabel 4.

$$\tau_{max2} = K \frac{8.W_1.C}{\pi.d^2} \text{ dimana } K = \frac{4.C+1}{4.C-4} + \frac{0,615}{C}$$

$$= 1,349 \frac{8.61,162 \text{ kg} \cdot 6,05}{3,14.(15,4 \text{ mm})^2}$$

$$= 5,364 \text{ kg/mm}^2$$

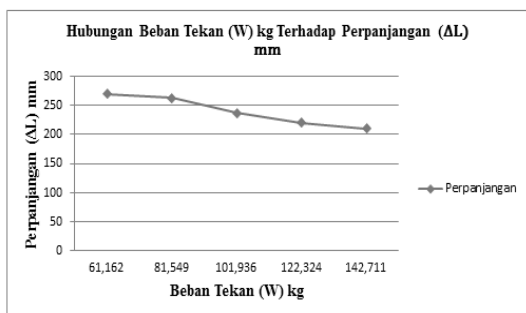
**Tabel 4. Data Hasil Perhitungan Uji Kekuatan Tekan Pegas Ulir**

Pegas Ulir								
No	Beban Tekan (W) kg	Pitch mm	Konstanta (k) kg/mm	Torsi (T) kg.mm	Tegangan geser akibat torsi ( $\tau_1$ ) kg/mm <sup>2</sup>	Tegangan geser langsung ( $\tau_2$ ) kg/mm <sup>2</sup>	Tegangan geser maksimum ( $\tau_{max1}$ ) kg/mm <sup>2</sup>	Tegangan geser maksimum ( $\tau_{max2}$ ) kg/mm <sup>2</sup>
1	61,162	26,23	2,038	2850,152	3,976	0,328	16,009	5,364
2	81,549	25	2,204	3800,203	5,301	0,438	21,345	7,152
3	101,936	19,2	1,618	4750,254	6,627	0,547	26,681	8,940
4	122,324	16,61	1,529	5700,305	7,952	0,657	32,018	10,728
5	142,711	13,7	1,585	6650,356	9,278	0,766	37,354	12,51

Sumber : Laboratorium Uji Logam Jurusan Teknik Mesin FT. UNMER Malang

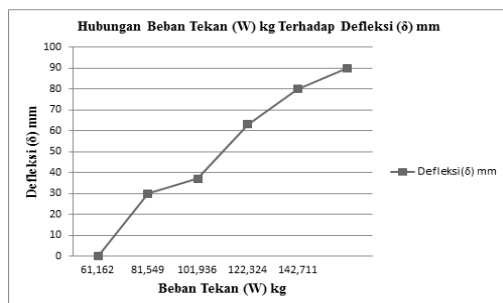
**Pembahasan**

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap perpendekan ( $\Delta L$ ) (grafik 1) menunjukkan bahwa, beban tekan maksimum 142,711 kg yang diterima oleh pegas ulir terjadi perpendekan terendah 210 mm (tabel 3), hal ini disebabkan oleh sifat elastisitas baja karbon menengah 0,588% C sehingga bermanfaat untuk melunakan terjadinya beban tumbukan atau beban impak (*impact load*) dan menyimpan energi karena modulus geser yang rendah rendah.



**Grafik 1. Hubungan Beban Tekan (W) kg Terhadap Perpendekan ( $\Delta L$ ) mm**

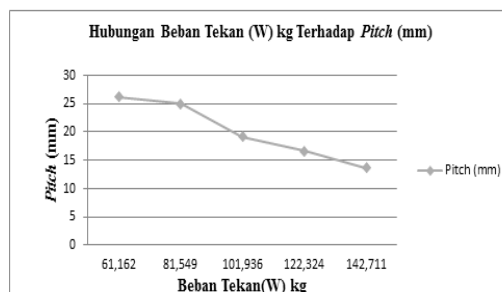
Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap defleksi ( $\delta$ ) (grafik 2) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), defleksi pada pegas ulir semakin tinggi maksimum 90 mm (tabel 3).



**Grafik 2. Hubungan Beban Tekan (W) kg terhadap Defleksi ( $\delta$ ) mm**

Hal ini disebabkan oleh pengaruh perpendekan ( $\Delta L$ ) semakin menurun

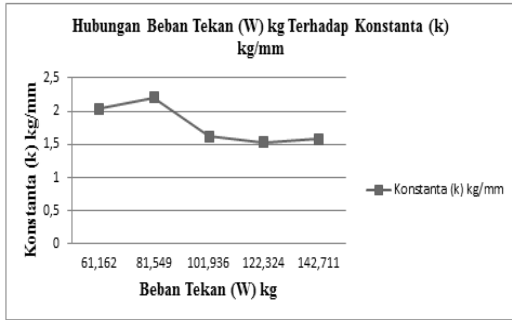
mencapai 210 mm dan jarak aksial ( $p$ ) semakin menurun mencapai 13,7 mm pada pegas ulir setelah menerima variasi beban tekan semakin besar (tabel 3).



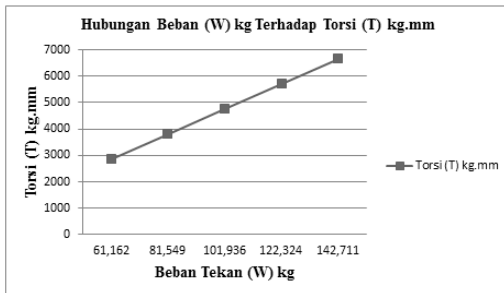
**Grafik 3. Hubungan Beban Tekan (W) kg Terhadap Jarak Aksial ( $p$ ) mm**

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap jarak aksial ( $p$ ) (grafik 3) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg, maka jarak aksial pada pegas ulir semakin menurun sebesar 13,7 mm (tabel 4). Hal ini disebabkan oleh perpendekan ( $\Delta L$ ) pegas ulir setelah variasi beban tekan semakin besar dan defleksi semakin besar maksimum 90 mm (tabel 3), sehingga energi yang diserap oleh pegas ulir semakin besar.

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap konstanta pegas ( $k$ ) (grafik 4) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), maka konstanta pegas semakin menurun mencapai 1,585 kg (tabel 4). Hal ini disebabkan pegas ulir saat menerima variasi beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4) diameter kawat ( $d$ ) tidak terjadi perubahan dimensi (konstan).



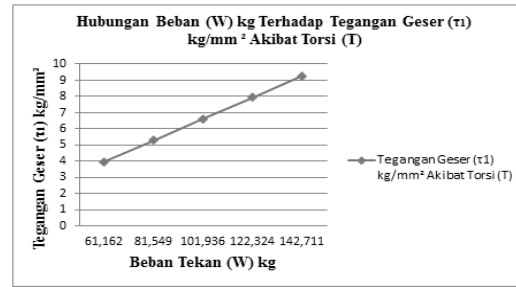
Grafik 4. Hubungan Beban Tekan ( $W$ ) kg Terhadap Konstanta Pegas Ulir ( $k$ ) kg/mm



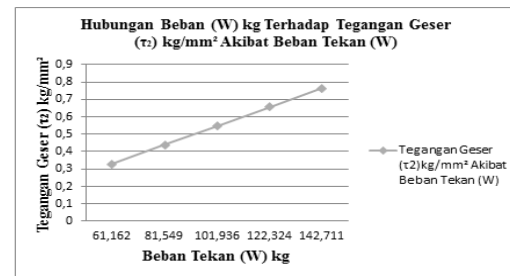
Grafik 5. Hubungan Beban Tekan ( $W$ ) kg terhadap Torsi ( $T$ ) kg-mm

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap torsi ( $T$ ) (grafik 5) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), Hal ini disebabkan saat pegas ulir menerima variasi beban tekan semakin besar, diameter rata-rata ( $D$ ) pegas ulir tidak terjadi perubahan dimensi (konstan).

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap tegangan geser ( $\tau_1$ ) (grafik 6) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), maka tegangan geser semakin tinggi maksimum 9,278 kg/mm<sup>2</sup>. Hal ini disebabkan saat pegas ulir menerima variasi beban tekan semakin besar dan diameter rata-rata ( $D$ ) dan diameter kawat ( $d$ ) tidak mengalami perubahan dimensi (konstan).

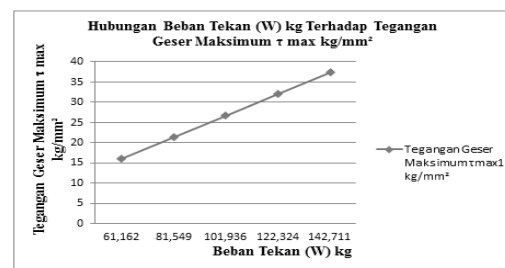


Grafik 6. Hubungan Beban Tekan ( $W$ ) kg terhadap Tegangan Geser ( $\tau_1$ ) kg/mm<sup>2</sup> Akibat Torsi ( $T$ ) kg-mm



Grafik 7. Hubungan Beban Tekan ( $W$ ) kg terhadap Tegangan Geser ( $\tau_2$ ) kg/mm<sup>2</sup>

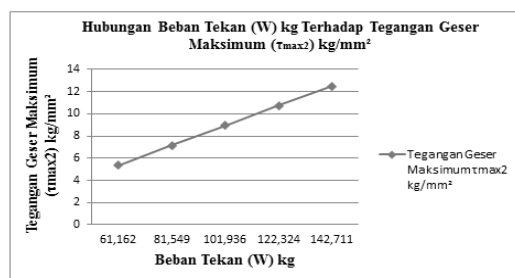
Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap tegangan geser ( $\tau_2$ ) (grafik 7) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), maka tegangan geser ( $\tau_2$ ) maksimum mencapai 0,766 kg/mm<sup>2</sup> (tabel 4). Hal ini disebabkan oleh saat pegas ulir menerima variasi beban tekan, luas penampang kawat ( $d$ ) pegas ulir tidak berubah (konstan).



Grafik 8. Hubungan Beban Tekan ( $W$ ) kg terhadap Tegangan Geser Maksimum ( $\tau_{max1}$ ) kg/mm<sup>2</sup>

Hubungan beban tekan ( $W$ ) terhadap tegangan geser maksimum ( $\tau_{max1}$ ) (grafik 8) menunjukkan bahwa, beban tekan semakin

besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), maka tegangan geser maksimum mencapai ( $\tau_{max1}$ ) mencapai 37,354 kg/mm<sup>2</sup> (tabel 4). Hal ini disebabkan diameter kawat pegas ulir ( $d$ ), diameter pegas ulir ( $D$ ) dan faktor tegangan geser ( $K_s$ ) tidak mengalami perubahan dimensi (konstan).



Grafik 9. Grafik Hubungan Beban (W) Tegangan Geser Maksimum ( $\tau_{max2}$ )

Hubungan beban tekan terhadap tegangan geser maksimum ( $\tau_{max2}$ ) (grafik 9) menunjukkan bahwa, semakin besar maksimum 142,711 kg (tabel 4), maka tegangan geser maksimum ( $\tau_{max2}$ ) (tegangan dengan mempertimbangkan efek lengkungan dan pembebanan) semakin meningkat, tegangan geser maksimum ( $\tau_{max2}$ ) mencapai 12,517 kg/mm<sup>2</sup>. Hal ini disebabkan beban tekan yang bertambah besar tetapi luas penampang, diameter pegas ulir ( $D$ ) dan faktor Wah'l ( $K$ ) serta indeks pegas tetap ( $C$ ), sehingga tegangan geser maksimum ( $\tau_{max2}$ ) akan selalu meningkat sesuai beban tekan yang diberikan.

## SIMPULAN

1. Material pegas ulir pada suspensi roda depan tipe *double wishbone* kendaraan TNI ¾ ton sesuai hasil uji komposisi kimia termasuk baja karbon menengah 0588% C.

2. Pegas ulir mampu menerima beban tekan maksimum 142,711 kg dengan tegangan geser akibat torsi maksimum 9,278 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser langsung maksimum 0,766 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser maksimum 1 ( $\tau_{max1}$ ) 37,354 kg/mm<sup>2</sup> dan tegangan geser maksimum 2 ( $\tau_{max2}$ ) 12,51 kg/mm<sup>2</sup>.

## DAFTAR PUSTAKA

Black, HP, 1955, *Machine Design*, Third Edition, Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha, LTD.

Deutschman, DA, 1975, *Machine Design Theory and Practice*, New York : Macmillan Publishing Co. Inc.

Dieter, EG, 1988, *Mechanical Metallurgy*, SI Metric Edition, London : McGraw-Hill Book Company.

Dobrovolsky, V, *Machine Elements, A Text Book*, Moscow : Foreign Languages Publishing House.

<http://www.science-technology.ga/2013/04/diagram-fe-fe3c.html>, diakses tanggal 5 April 2016.

<https://agungsevi.wordpress.com/2011/01/28/beberapa-jenis-suspensi-kendaraan>.

Janoko, Bayu, 2014, *Mekanika Volume 12 nomor 2, Analisa Kegagalan Pegas Ulir pada Bogie Tipe Nt 11 (K5) Untuk Gerbong Kereta Ekonomi (K3)*

Pdf. Mitsubishi Triton ML Specs.

R.S. Khurmi & J.K. Gupta, 2005, *A text Book Of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pvt) LTD, Ran Nagar, New Delhi.

Shigley, J, 1983, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company.

Spotts, MF, 1985, *Design Of Machine Elements*, 6 th Edition, USA : Prentice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, N.J.

Sularso, MSME, 1987, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. PT Pradnya Paramita, Jakarta

Rochim, Taufiq, 2007, **Teori dan Teknologi  
Proses Pemesinan**, Laboratorium  
Teknik Produksi dan Metrologi Industri,  
Jurusan Teknik Mesin, FTI, ITB,  
Bandung.