

ANALISIS KEKUATAN LELAH PEGAS SEKUNDER BOGIE NT-60

Oleh :

Haruman Wiranegara; Muflih Abdurahman
Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknik UNJANI

ABSTRAK

Pegas (*spring*) adalah merupakan komponen yang sering digunakan dalam aplikasi teknik, seperti dalam teknik kereta api, teknik otomotif, dan lain sebagainya. Bogie NT-60 adalah komponen yang dipakai dalam kereta api, dimana pada Bogie tersebut terdapat banyak komponen diantaranya pegas. Jenis pegas yang dipakai yaitu pegas ulir (*helical spring*) yang menerima beban statik dan dinamik. Oleh karena itu pegas dituntut harus kuat terhadap kedua pembebanan ini.

Pendahuluan

Pada saat ini kebutuhan masyarakat akan sarana transportasi yang cepat, nyaman dan ekonomis semakin besar, tentu saja disertai dengan keamanan yang cukup tinggi. Dalam hal kenyamanan pada kereta api, didukung oleh beberapa komponen yang diantaranya adalah pegas yang terdapat pada Bogie. Pegas harus kuat dalam menerima pembebanan dan juga harus mampu mengatasi kejutan-kejutan yang diakibatkan antara lain oleh ketidakrataan rel kereta, pada saat kereta membelok, dan lain sebagainya. Disini para perancang harus memperhatikan dan memperhitungkan bahwa dalam mendesain sebuah pegas didasarkan pada faktor tersebut diatas.

Bogie

Bogie pada kendaraan rel mempunyai fungsi

1. Meningkatkan daya dukung kendaraan.
2. Memudahkan perjalanan pada waktu kendaraan rel berbelok.
3. Menahan dan menyalurkan beban badan kereta/gerbong ke roda-roda.
4. Memperkecil getaran dan tekanan gandar.

Sistem Pemegasan pada Bogie

Umumnya sistem pemegasan pada kendaraan rel (kereta api) untuk berbagai bogie terdiri dari sistem pemegasan primer dan sistem pemegasan sekunder. Pemegasan tersebut terdiri dari pegas dan peredam. Pegas tersebut dapat berupa pegas ulir, pegas daun, pegas torsi karet. Sedangkan peredam dapat berupa hidrolik dan peredam gesek.

Yang dimaksud sistem pemegasan primer adalah pemegasan periuk gandar (perangkat roda) dan rangka bogie. Fungsinya untuk menampung kejutan dan gaya-gaya yang terjadi pada kendaraan rel akibat ketidakrataan rel maupun sambungan rel.

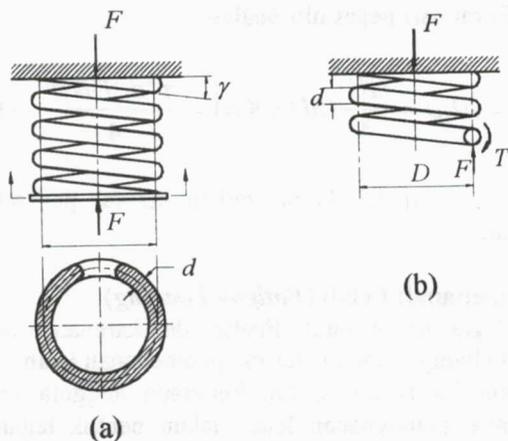
Pemegasan sekunder pada bogie kereta api menggunakan empat buah pegas luar dan empat buah pegas dalam pada setiap bogie. Pemegasan luar terletak pada sisi kiri dan kanan, akan tetapi saling berdampingan. Setiap pegas sekunder bagian luar akan terdapat pegas sekunder yang lain pada bagian dalam. Pemegasan sekunder (bagian luar dan bagian dalam) sangat berperan untuk menahan badan (*body*) kereta pada waktu kereta mengalami pembebanan.

Pegas (*Spring*)

Pegas adalah komponen elastis yang dipakai untuk mendesak gaya, atau torsi, dan untuk menyimpan atau menyerap energi. Pada umumnya, pegas dapat digolongkan atas pegas dawai (*wire springs*), pegas daun (*flat springs*), atau pegas berbentuk khusus, dan setiap golongan ini masih terdiri dari beberapa jenis. Pegas dawai mencakup pegas ulir dari kawat bulat atau persegi dan dibuat untuk menahan beban tarik, tekan, atau puntir.

Tegangan pada Pegas Ulir (*Stresses in Helical Springs*)

Gambar 1.a menunjukkan pegas ulir tekan dari kawat bulat yang dibebani dengan gaya aksial F . Kita nyatakan D sebagai diameter pegas rata-rata (*mean spring diameter*) dan d sebagai diameter kawat (*wire diameter*).



Gambar 1 Pegas Ulir (Helical Springs)

Sekarang bayangkan bahwa pegas tersebut dipotong pada suatu titik (Gambar 1.b), sebagian pegas disingkirkan digantikan oleh gaya dalam. Kemudian, seperti terlihat pada gambar, bagian yang terpotong tersebut akan mendesakkan suatu gaya geser langsung F dan suatu puntiran T pada bagian pegas yang tersisa.

Sekarang ditetapkan indeks pegas (*spring index*)

$$C = \frac{D}{d} \quad (1)$$

sebagai suatu ukuran dari kelengkungan gulungan.

Dengan mengacu pada gambar 1 dan menghubungkannya dengan indeks pegas didapat persamaan tegangan

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2)$$

dimana K_s disebut sebagai suatu faktor perkalian tegangan geser (*shear stress multiplication factor*), $K_s = 1 + (0,5/C)$.

Banyak penulis menyajikan persamaan tegangan sebagai

$$\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (3)$$

dimana K disebut faktor koreksi Wahl (*Wahl correction factor*). Faktor ini mencakup geseran langsung, bersama pengaruh lain

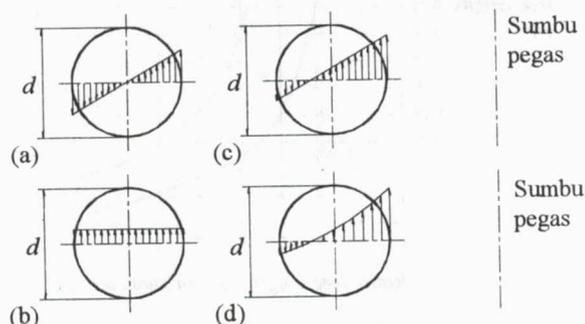
terhadap kelengkungan. Seperti diperlihatkan dalam Gambar 2, kelengkungan kawat memperbesar tegangan disebelah dalam dari pegas tetapi mengurangi tegangan hanya sedikit disebelah luarnya. Harga bisa didapat dari persamaan

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (4)$$

Dengan menyatakan $K = K_c K_s$, dimana K_c adalah khusus untuk pengaruh kelengkungan, kita mendapatkan

$$K_c = \frac{K}{K_s} \quad (5)$$

Penyelidikan menunjukkan bahwa tegangan geser kelengkungan ini sangat terpusat pada bagian dalam dari pegas.



Gambar 2 Superposisi tegangan pada suatu pegas ulir. (a) Tegangan puntiran murni. (b) Tegangan geser langsung. (c) Resultante dari tegangan-tegangan geser langsung dan puntiran. (d) Resultante dari tegangan-tegangan geser, puntiran, dan kelengkungan.

Lenturan dari Pegas Ulir (Deflection of Helical Springs)

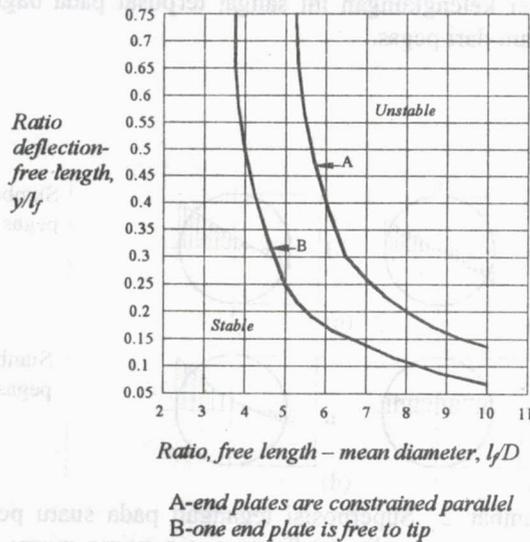
Persamaan defleksi untuk pegas ulir adalah

$$y = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} \quad (6)$$

Untuk mendapatkan konstanta pegas, pakailah persamaan $k = F/y$ dan memakai harga y dari persamaan (6). Ini memberi

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad (7)$$

Pegas gulungan yang panjang yang mempunyai panjang bebas yang empat kali lebih panjang dari diameter rata-ratanya bisa gagal karena tekukan (*buckling*). Gambar 3 akan sangat bermanfaat untuk memutuskan apakah suatu pegas tekan mempunyai kemungkinan untuk menekuk.



Gambar 3 Kondisi-kondisi tekuk (*buckling*) untuk pegas ulir tekan

Frekuensi Kritis dari Pegas Ulir (*Critical Frequency of Helical Springs*)

Untuk frekuensi dasar kita mendapatkan

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (8)$$

Wolfrod dan Smith menunjukkan bahwa frekuensi adalah

$$f = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (9)$$

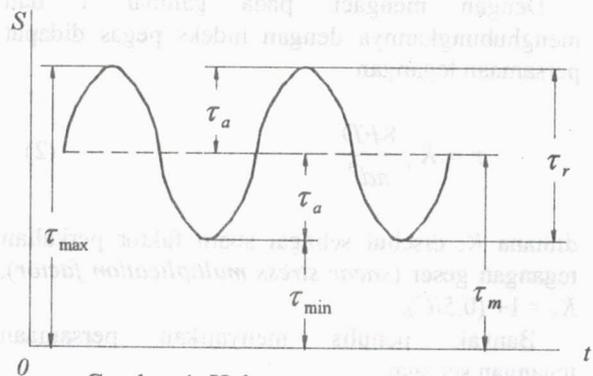
Berat dari pegas ulir adalah

$$W = AL\rho = \frac{\pi d^2}{4} (\pi DN)(\rho) = \frac{\pi^2 d^2 DN\rho}{4} \quad (10)$$

dimana ρ adalah berat (bukan massa) per satuan volume.

Pembebanan Lelah (*Fatigue Loading*)

Pegas dibuat untuk dipakai, dan karenanya pegas selalu hampir siap menerima pembebanan lelah. Dalam kasus poros dan beberapa anggota mesin lainnya, pembebanan lelah dalam bentuk tegangan bolak-balik yang lengkap adalah cukup biasa. Pegas ulir, dilain pihak, tak pernah dipakai sebagai pegas tekan dan sekaligus sebagai pegas tarik. Pada kenyataannya, pegas biasanya dipasang dengan suatu beban awal sedemikian sehingga beban kerja adalah suatu tambahan. Jadi diagram waktu-tegangan pada gambar 4 menyatakan kondisi yang biasa untuk pegas ulir. Kondisi terburuk, kemudian, akan terjadi bila disana tidak ada beban awal, yaitu, bila $\tau_{\min} = 0$.



Gambar 4 Hubungan tegangan – waktu

Dalam menganalisa pegas atas sebab dari suatu kegagalan lelah atau dalam perencanaan pegas untuk menahan kelelahan, adalah tepat untuk menggunakan faktor perkalian tegangan geser K_s , baik pada tegangan rata-rata τ_m dan pada amplitudo tegangan τ_a . Alasan untuk ini adalah bahwa K_s sama sekali bukanlah suatu faktor pemusatan tegangan, tetapi semata-mata suatu alat yang memudahkan dalam menghitung tegangan geser pada bagian dalam dari gulungan

Sekarang kita menetapkan

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (11)$$

dan

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (12)$$

Kemudian komponen tegangan adalah

$$\tau_a = K_s \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (13)$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (14)$$

Kegagalan puntir akan terjadi apabila

$$\tau_a = S_{se} \quad (15)$$

atau apabila

$$\tau_{\max} = \tau_a + \tau_m = S_{sy} \quad (16)$$

Persamaan batas ketahanan lelah untuk suatu elemen mesin adalah

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (17)$$

dimana

S_e = batas ketahanan dari elemen mesin

S'_e = batas ketahanan dari benda

Percobaan gelagar-berputar ($0,5 S_{ut}$)

k_a = faktor permukaan

k_b = faktor ukuran

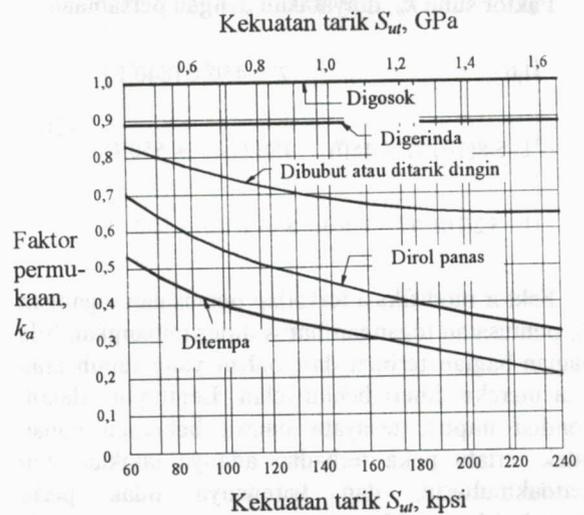
k_c = faktor keandalan

k_d = faktor suhu

k_e = faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan

k_f = faktor pengaruh serbaneka lainnya.

Faktor permukaan k_a , terlihat pada gambar 5, tergantung pada kualitas pengerjaan akhir dan kekuatan tarik. Faktor-faktor yang diperlihatkan pada grafik ini didapat dari percobaan.



Gambar 5 Faktor permukaan

Faktor ukuran k_b , untuk beban puntir adalah

$$d \leq 0,4 \text{ in} \quad : k_b = 1,0 \quad (18)$$

$$0,4 < d < 2,0 \quad : k_b = 0,9$$

atau dengan menggunakan persamaan (19) dibawah ini

$$k_b = \begin{cases} 0,869d^{-0,097} & 0,3 \text{ in} < d < 10 \text{ in} \\ 1 & d \leq 0,3 \text{ in} \text{ atau } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189d^{-0,097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases} \quad (19)$$

Faktor keandalan k_c , tabel 1 menunjukkan nilai-nilai faktor keandalan.

Tabel 1 Faktor keandalan

Keandalan R	Faktor Keandalan,
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

Faktor suhu k_d , dinyatakan dengan persamaan

$$k_d = \begin{cases} 1,0 & T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F}) \\ 1 - 5,8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3,2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases} \quad (20)$$

Faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan k_e , pemusatan tegangan harus dipertimbangkan bila bagian-bagian terbuat dari bahan yang rapuh atau bila mereka diberi beban lelah. Begitupun, dalam kondisi inipun, ternyata bahwa beberapa bahan tidak terlalu peka terhadap adanya takikan atau ketidakmulusan, dan karenanya tidak perlu memakai harga faktor pemusatan tegangan teoritis secara penuh. Untuk bahan ini sebaiknya memakai harga K_1 yang dikurangi. Faktor yang dihasilkan dinyatakan dengan persamaan

$$K_f = \frac{\text{batas ketahanan benda percobaan bebas takikan}}{\text{batas ketahanan benda percobaan bertakik}}$$

Faktor ini biasanya disebut faktor kelelahan pemusatan tegangan (*fatigue stress-concentration factor*). Faktor K_f disebut juga dengan faktor pengurang kekuatan lelah (*fatigue strength reduction factor*). Hubungannya dengan persamaan (17) adalah

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (21)$$

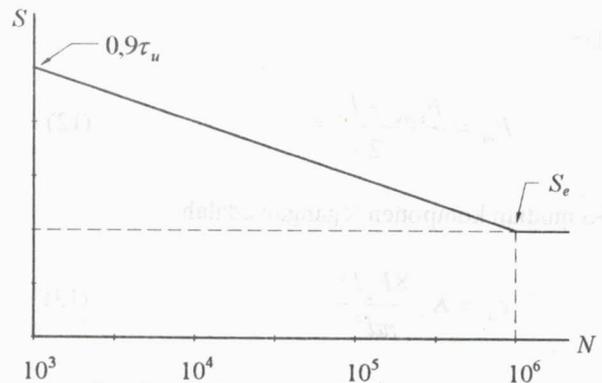
Faktor pengaruh lainnya k_f , disini penulis memasukkan faktor beban merupakan faktor pengaruh lain dalam persamaan (17). Nilai faktor beban untuk beban puntir adalah

$$k_f = \begin{cases} 0,58 & \text{untuk baja} \\ 0,8 & \text{untuk besi cor} \end{cases} \quad (22)$$

Setelah semua nilai faktor diketahui dan melakukan perhitungan terhadap batas ketahanan suatu elemen mesin, maka langkah selanjutnya adalah membuat gambar kurva $S-N$

(tegangan-siklus).

Kurva $S-N$ untuk spesimen dengan beban puntir bolak-balik digambarkan di bawah ini.

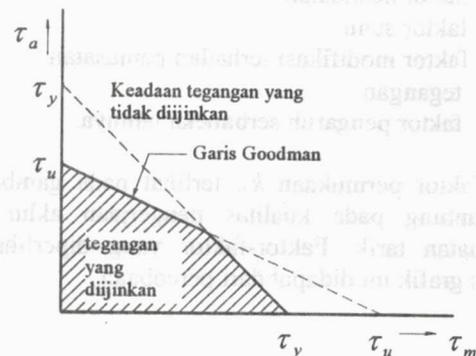


Gambar 5 Kurva $S-N$ (Tegangan-Siklus)

Jika τ_u tidak diketahui datanya, maka harga τ_u dapat ditaksir dari harga tegangan batas kekuatan tarik sebagai berikut

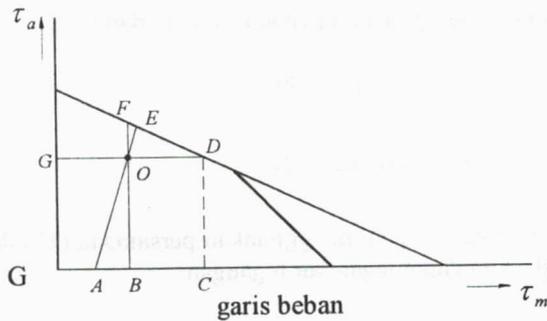
$$\begin{aligned} \tau_u &= 0,8S_{ut} && \text{untuk baja} \\ \tau_u &= 1,3S_{ut} && \text{untuk besi cor} \end{aligned} \quad (23)$$

Selanjutnya untuk menaksir kekuatan lelah tidak cukup dengan kurva $S-N$, karena meskipun tegangan amplitudo (tegangan bolak-baliknya) di bawah batas ketahanan lelah, terkadang tegangan rata-ratanya melebihi batas yield. Untuk ini akan lebih aman jika dihubungkan dengan kriteria patah lelah Goodman yang dimodifikasi. Kriteria ini dinyatakan dalam sebuah gambar berikut ini



Gambar 6 Diagram Goodman yang dimodifikasi

Kini kita tinggal menentukan faktor keamanannya. Faktor keamanan ini bisa dicari dari gambar diagram Goodman tersebut, namun harus dibuat dahulu garis yang melalui titik yang disebut titik tegangan yang terjadi (titik O), garis ini dinamakan garis beban (*load line*).



Secara grafis, faktor keamanan tersebut adalah :

$$FS = \frac{\overline{GD}}{\overline{GO}} \text{ untuk garis beban horisontal}$$

$$FS = \frac{\overline{AF}}{\overline{AO}} \text{ untuk garis beban awal} \quad (24)$$

$$FS = \frac{\overline{BF}}{\overline{BO}} \text{ untuk garis beban vertikal}$$

Data Pegas

Data untuk pegas luar :

- Panjang bebas pegas (l_f) = 330 mm
- Diameter kawat (d) = 35 mm
- Diameter lilitan (D) = 260 mm
- Jumlah lilitan total (N_T) = 6,5
- Jumlah lilitan tak aktif (N_D) = 1,5
- Arah lilitan = searah jarum jam
- Bahan pegas = SUP 9 dengan $S_{ut} = 125 \text{ kg/mm}^2$ ($1,23 \text{ E} + 9 \text{ N/m}^2$), $G = 8000 \text{ kg/mm}^2$ ($78,48 \text{ E} + 9 \text{ N/m}^2$), $\rho = 7,85 \text{ E} - 6 \text{ kg/mm}^3$ (7850 kg/m^3), $S_y = 110 \text{ kg/mm}^2$ ($1,08 \text{ GPa}$).
- Gaya pada pegas saat gerbong terisi penuh = 2432 kgf

Pada saat pembebanan maksimum, dimana gerbong kereta terisi penuh yaitu sebesar 2432 kgf (23849,65 N), nilai tegangannya adalah sebagai berikut :

Data untuk pegas dalam :

- Panjang bebas pegas (l_f) = 330 mm
- Diameter kawat (d) = 25 mm
- Diameter lilitan (D) = 190 mm
- Jumlah lilitan total (N_T) = 7,5
- Jumlah lilitan tak aktif (N_D) = 1,5
- Arah lilitan = berlawanan jarum jam
- Bahan pegas = SUP 9 dengan $S_{ut} = 125 \text{ kg/mm}^2$ ($1,23 \text{ E} + 9 \text{ N/m}^2$), $G = 8000 \text{ kg/mm}^2$ ($78,48 \text{ E} + 9 \text{ N/m}^2$), $\rho = 7,85 \text{ E} - 6 \text{ kg/mm}^3$ (7850 kg/m^3), $S_y = 110 \text{ kg/mm}^2$ ($1,08 \text{ GPa}$).
- Gaya pada pegas saat gerbong terisi penuh = 2432 kgf

Perhitungan Tegangan pada Pegas Sekunder Bogie NT-60 Bagian Luar untuk Kasus Pembebanan Statik

Dari data pegas didapat bahwa defleksi (y) pada pegas adalah :

$$y = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m}$$

Dengan menggunakan persamaan (6) dimana

$$N = N_D - N_T = 5$$

maka gaya (beban) yang terjadi pada pegas tersebut adalah :

$$F = 10047,35 \text{ N}$$

Indeks pegas sekunder didapat dari persamaan (1)

$$C = 7,43$$

Tegangan yang terjadi pada pegas tersebut dengan menggunakan persamaan (2) dan dimana K_s didapat dari persamaan

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1,07$$

$$\tau = 166,10 \text{ MPa}$$

Nilai konstantanya didapat dari persamaan (7)

$$K = 167,51 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Besar tegangan awal pada pegas sekunder ini adalah pada saat pegas terdefleksi sebesar 60 mm. Didapat nilai beban pada pegas saat terdefleksi itu adalah sebesar 1024,55 kgf (10047,35 N). Sedangkan untuk nilai tegangan maksimumnya adalah pada saat

$$\tau = 394,27 \text{ MPa}$$

Perhitungan Tegangan pada Pegas Sekunder Bogie NT-60 Bagian Dalam untuk Kasus Pembebanan Statik

Sama seperti halnya pada uraian di atas, bahwa pada pegas bagian dalamnya juga terjadi defleksi pada saat pembebanan sebesar 60 mm (0,06 m). Dengan menggunakan persamaan (6) dan dimana

$$N = N_D - N_T = 7,5 - 1,5 = 6$$

Maka gaya (beban) yang terjadi pada pegas adalah

$$F = 5584,96 \text{ N}$$

Nilai indeks pegasnya adalah

$$C = 7,6$$

Maka tegangan yang terjadi pada pegas sekunder bagian dalam ini adalah dengan menggunakan persamaan (2) dimana nilai $K_s = 1,07$

$$\tau = 185,14 \text{ MPa}$$

Sedangkan nilai konstantanya

$$K = 93,11 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Pada saat pembebanan maksimum, dimana gerbong terisi penuh yaitu dengan beban sebesar 2432 kgf (23849,65 N), nilai tegangannya adalah sebagai berikut :

$$\tau = 790,61 \text{ MPa}$$

Perhitungan Tegangan dan Umur Pegas Sekunder Bogie NT-60 Bagian Luar untuk Kasus Pembebanan Lelah

pegas menerima beban dari gerbong dengan isi maksimum, yaitu seperti diketahui dalam data teknis sebesar 2432 kgf (23849.65 N).

Jadi gaya maksimum dan minimumnya adalah

$$F_{\min} = 10047,35 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 23849,65 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan (11) dan (12)

$$F_a = 6901,15 \text{ N}$$

$$F_m = 16948,5 \text{ N}$$

Kemudian dengan menggunakan persamaan (13) dan (14), kita dapat tegangan-tegangan

$$\tau_a = 114,09 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 280,18 \text{ MPa}$$

Persamaan batas ketahanan suatu elemen mesin terhadap kelelahan adalah

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

dimana untuk pegas ini dibuat $k_a = k_c = k_d = 1$. Dari persamaan (4)

$$K = 1,20$$

Dari persamaan (5), faktor kelengkungan adalah

$$K_c = 1,12$$

Kepekaan takikan dari pegas hampir mendekati satu karena kekuatannya yang begitu besar, maka $K_f = K_c$. Karenanya faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan adalah $k_e = 1/K_f = 1/1,12 = 0,89$. Faktor ukuran $k_b = 0,9$ karena diameter pegas berada pada

daerah $0,4 < d < 2,0$ inch. Faktor beban $k_f = 0,58$ untuk baja. Kekuatan lelah specimen standar $S'_e = 0,5S_{ut} = 615$ MPa.

Untuk menaksir kekuatan lelah pada pegas ini, mula-mula dibuat diagram $S-N$:

Pada $N = 10^3$

$$\tau_u = 0.8S_{ut} = 984 \text{ MPa}$$

$$(S'_e)_{10^3} = 0.9\tau_u = 885,6 \text{ MPa}$$

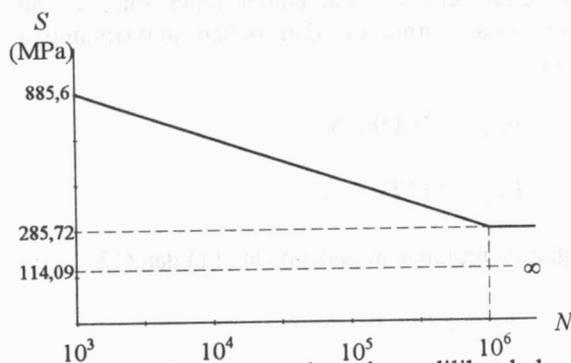
Pada $N = 10^6$

$$(S'_e)_{10^6} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_{se}$$

$$= (1)(0,9)(1)(1)(0,89)(0,58)(615)$$

$$= 285,72 \text{ MPa}$$

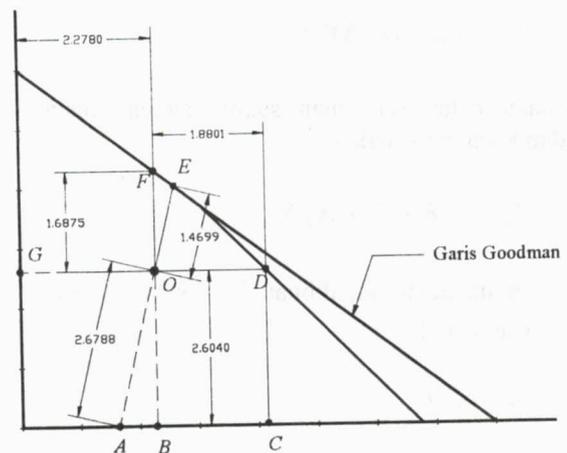
Gambar diagram $S-N$ nya adalah



Dari gambar diagram tersebut, dapat dilihat bahwa pegas sekunder ini pada tegangan amplitudo $\tau_a = 114,09$ MPa batas kelelahannya tak hingga.

Di bawah ini digambarkan suatu diagram Goodman yang dimodifikasi, dimana pada diagram ini faktor konsentrasi tegangan terhadap kelelahan $K_f = 1$ karena pegas sekunder ini tidak bertakik. Namun faktor konsentrasi tegangan yang terjadi pada pegas ini disebabkan karena kelengkungan, dimana nilainya sudah dihitung pada uraian sebelumnya dan sudah terduksi dalam nilai batas ketahanan kelelahan pegas sekunder ini.

Gambar diagram Goodmannya adalah



Untuk garis beban horisontal

$$FS = 1,82$$

Untuk garis beban awal

$$FS = 1,55$$

Untuk garis beban vertikal

$$FS = 1,65$$

Perhitungan Tegangan dan Umur Pegas Sekunder Bogie NT-60 Bagian Dalam untuk Kasus Pembebanan Lelah

Besar beban awal didapat pada saat pegas terdefleksi sebesar 60 mm (0,06 m) yaitu 569,51 kgf (5584,96 N), dan beban maksimumnya pada saat gerbong terisi penuh yaitu 2432 kgf (23849,65 N).

$$F_{\min} = 5584,96 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 23849,65 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan (11) dan (12)

$$F_a = 9132,35 \text{ N}$$

$$F_m = 4717,31 \text{ N}$$

Tegangan amplitudo dan tegangan rata-ratanya, dengan menggunakan persamaan (13) dan (14)

$$\tau_a = 302,73 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 487,87 \text{ MPa}$$

Persamaan batas ketahanan suatu elemen mesin terhadap kelelahan adalah

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

dimana untuk pegas ini dibuat $k_a = k_c = k_d = 1$.
Dari persamaan (4)

$$K = 1,19$$

Dari persamaan (5), faktor kelengkungan adalah

$$K_c = 1,11$$

Kepekaan takikan dari pegas hampir mendekati satu karena kekuatannya yang begitu besar, maka $K_f = K_c$. Karenanya faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan adalah $k_e = 1/K_f = 1/1,11 = 0,90$. Faktor ukuran $k_b = 0,9$ karena diameter pegas berada pada daerah $0,4 < d < 2,0$ inch. Faktor beban $k_f = 0,58$ untuk baja. Kekuatan lelah specimen standar $S'_e = 0,5 S'_{ut} = 615 \text{ MPa}$.

Pada $N = 10^3$

$$\tau_u = 0,8 S'_{ut} = 984 \text{ MPa}$$

$$(S_e)_{10^3} = 0,9 \tau_u = 885,6 \text{ MPa}$$

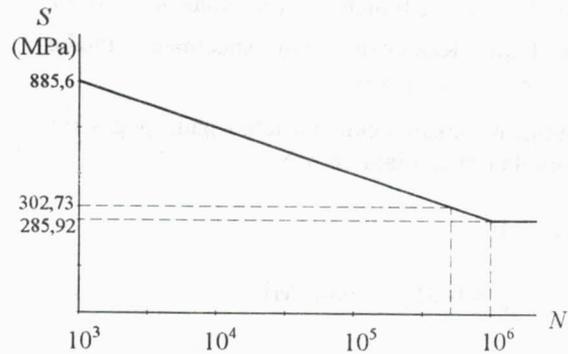
Pada $N = 10^6$

$$(S_e)_{10^6} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$= (1)(0,9)(1)(1)(0,90)(0,58)(615)$$

$$= 285,92 \text{ MPa}$$

Gambar diagram $S-N$ nya adalah



Dari gambar diagram tersebut dapat dilihat bahwa tegangan amplitudo sebesar 302,73 MPa, umurnya hampir mendekati 10^6 .

Pada kasus pembebanan lelah ini, nilai bebannya adalah nilai beban maksimum. Namun pada kenyataannya selama kereta api beroperasi pegas terdefleksi berkisar antara 10 mm - 60 mm dari beban awal. Untuk analisis diambil defleksi terbesar selama kereta api beroperasi yaitu $y = 60 + 60 = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$. Dengan menyelesaikannya memakai persamaan (6) didapat nilai beban maksimum

$$F = 11173,73 \text{ N}$$

Maka pada kasus pembebanan lelah ini, kisaran antara beban minimum dan beban maksimumnya adalah

$$F_{\min} = 5584,96 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 11173,73 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan (11) dan (12)

$$F_a = 2794,39 \text{ N}$$

$$F_m = 8379,34 \text{ N}$$

Tegangan amplitudo dan tegangan rata-ratanya

$$\tau_a = 92,63 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 277,77 \text{ MPa}$$

Gambar diagram $S-N$ nya adalah

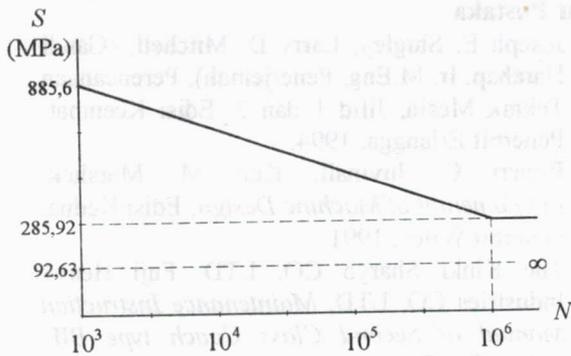
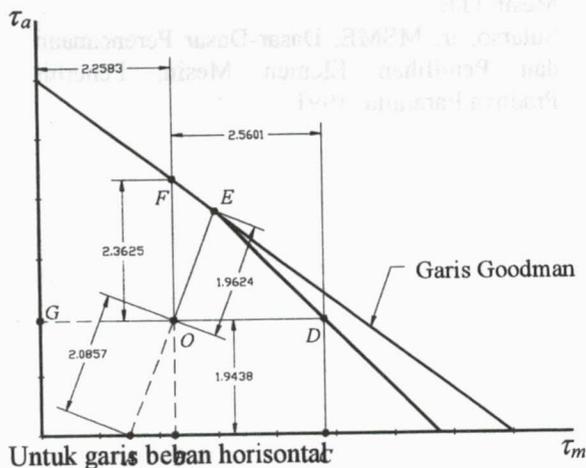


Diagram Goodmannya adalah



Untuk garis beban horisontal

$$FS = 2,13$$

Untuk garis beban awal

$$FS = 1,94$$

Untuk garis beban vertikal

$$FS = 2,22$$

Perhitungan Frekuensi kritis dari Pegas Sekunder Bagian Dalam dan Luar Bogie NT-60

Berat pegas sekunder bagian luar adalah

$$W = \frac{\pi^2 d^2 DN \rho}{4} = 30,81 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (8)

frekuensi kritis dari pegas sekunder ini adalah

$$f = 36,87 \frac{\text{cy}}{\text{s}}$$

Sedangkan untuk pegas sekunder bagian dalam

$$W = 13,79 \text{ kg}$$

dan frekuensi kritis dari pegas sekunder bagian dalam ini adalah

$$f = 41,10 \frac{\text{cy}}{\text{s}}$$

Analisis Terhadap Kemungkinan Buckling pada Pegas Sekunder Bagian Dalam dan Luar Bogie NT-60

Dengan mengacu pada gambar 3 dan menggunakan kurva A karena kedua ujung dari pegas ini tertahan pada bogie, maka untuk pegas sekunder bagian luar perbandingan defleksi dengan panjang awalnya adalah 0,18 dan perbandingan panjang awal dengan diameter lilitan pegas adalah 1,27. Hasil kedua perbandingan tersebut dimasukkan kedalam gambar 3, dan hasilnya ternyata berada pada daerah stabil.

Untuk pegas sekunder bagian dalam, perbandingan antara defleksi dengan panjang awal adalah 0,18 dan perbandingan antara panjang awal dengan diameter lilitan pegas adalah 1,74. Hasilnya sama dengan pegas sekunder bagian luar, yaitu berada pada daerah stabil.

Nilai Beban Maksimum yang Diiijinkan pada Pegas Sekunder Bogie NT-60

Suatu perkiraan yang lebih teliti dari kegagalan, diberikan oleh teori energi-distorsi, yang memperkirakan kekuatan mengalah dalam geseran sebesar

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

Maka untuk kekuatan mengalah pada pegas sekunder ini

$$S_{sy} = 623,16 \text{ MPa}$$

Dengan menggunakan persamaan (2), beban maksimum untuk pegas sekunder bagian luar adalah

$$F = 37695,22 \text{ N (3842,53 kgf)}$$

Sedangkan untuk pegas sekunder bagian dalam adalah

$$F = 18798,44 \text{ N (1916,25 kgf)}$$

Nilai tersebut di atas, adalah merupakan nilai beban maksimum terhadap pembebanan statis, sedangkan untuk pembebanan lelah dengan teori energi-distorsi nilai kekuatan mengalahnya adalah

$$S_{se} = 0,577S_e$$

Maka nilai tegangan maksimum untuk pegas sekunder bagian dalam dan luar terhadap pembebanan lelah adalah

$$S_{se} = 164,98 \text{ MPa}$$

Suatu kegagalan lelah ditunjukkan bila

$$\tau_a = S_{se}$$

Sehingga dari persamaan tersebut diperoleh nilai faktor keamanan terhadap kegagalan lelah pada pegas sekunder bagian luar adalah

$$\frac{S_{se}}{\tau_a} = 1,45$$

Dan untuk pegas sekunder bagian dalam adalah

$$\frac{S_{se}}{\tau_a} = 1,78$$

Kesimpulan

Dari hasil-hasil tersebut diatas menunjukkan bahwa kedua pegas yang ditinjau dari pembebanan statis dan pembebanan dinamis adalah aman, artinya nilai-nilai yang terjadi berada dibawah nilai-nilai yang diijinkan.

Daftar Pustaka

1. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, (Gandi Harahap, Ir, M.Eng, Penerjemah), Perencanaan Teknik Mesin, Jilid 1 dan 2, Edisi Keempat, Penerbit Erlangga, 1994.
2. Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, *Fundamental of Machine Design*, Edisi Kedua, Penerbit Wiley, 1991.
3. The Kinki Sharyo CO, LTD, Fuji Heavy Industries CO, LTD, *Maintenance Instruction Manual of Second Class Coach type BW*, Tokyo Car Corporation, 1978.
4. H. Darmawan Harsokoesoemo, Prof, Dr, Ir, Kriteria Patah Lelah untuk Perancangan Elemen Mesin, Diktat Kuliah, Jurusan Teknik Mesin ITB.
5. Sularso, Ir, MSME, Dasar-Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Penerbit Pradnya Paramita, 1991.

