

Analisis Pengaruh Roda Benjol Terhadap Kekuatan Shaft Pada *M-Car Trainset* PT. MRT Jakarta

Dwi Adi Santoso^{1,*}, Muhamad Fitri¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana Jakarta

E-mail: dwiadi.eve12lafargeholcim@gmail.com

Abstrak

Salah satu bagian penting dalam sarana perkeretaapian adalah poros. Poros diartikan sebagai bagian kereta dengan fungsi untuk meneruskan putaran dari motor traksi ke roda. Beban yang diterima oleh poros terkadang berasal dari impact akibat adanya cacat roda seperti roda benjol. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisis pengaruh roda benjol sehingga diketahui ukuran kedalaman maksimal roda benjol yang direkomendasikan agar keamanan shaft penggerak roda trainset MRT Jakarta terjaga, dan juga untuk mengetahui pendistribusian tegangan yang terjadi di shaft penggerak akibat adanya beban akibat roda benjol. Metode penelitian yang digunakan pada penelitian ini adalah dengan menggunakan metode elemen hingga dengan software abaqus untuk mendapatkan impact force akibat dari roda benjol dan perhitungan manual untuk menganalisis kekuatan shaft dengan beban impact force akibat adanya roda benjol. Hasil analisis dengan perhitungan manual menunjukkan bahwa shaft mampu menahan gaya akibat roda benjol dengan maksimal kedalaman 2 mm, dengan gaya 499600 N pada kecepatan 40 km/h. Dengan bagian kritis yaitu pada leher bagian II dengan hasil von mises manual 257,5021 MPa. Dengan tegangan yang diijinkan pada bagian II adalah 260,7 MPa. Kedalaman roda benjol maksimal 1,5 mm direkomendasikan sebagai batas roda dilakukan pembubutan, untuk terjaganya ketersediaan operasi kereta di PT. MRT Jakarta.

Kata kunci: MRT Jakarta, Shaft, roda benjol, impact force

Abstract

One of the important parts of the railway facility is the shaft. The axle is defined as the part of the train to transmits rotation from the traction motor to the wheels. The load received by the shaft sometimes comes from the impact due to wheel defects such as wheel bumps. The purpose of this study is to analyze the effect of the lump wheel so that the recommended maximum depth of the lump wheel is known so that the safety of the wheel drive shaft for the MRT Jakarta trainset is maintained, and also to determine the distribution of stress that occurs in the driveshaft due to the load due to the lump wheel. The research method used in this study is to use the finite element method with Abaqus software to obtain the impact force due to the lump wheel and manual calculations to analyze the shaft strength with impact force loads due to the lump wheel. The analysis results with manual calculations show that the shaft can withstand the force due to the wheel lump with a maximum depth of 2 mm, with a force of 499600 N at a speed of 40 km/h. The critical part, namely the neck part II with the results of manual von mises 257.5021 MPa. The allowable stress in part II is 260.7 MPa. A maximum wheelbase of 1.5 mm is recommended as the wheel limit for turning to maintain the availability of train operations at PT. MRT Jakarta.

Keywords: MRT Jakarta, Shaft, flat wheel, impact force

1. PENDAHULUAN

Shaft merupakan salah satu komponen konstruksi kereta yang berfungsi sebagai penerus putaran dari motor traksi ke roda sehingga pergerakan kereta terjadi. Poros merupakan salah satu komponen dalam seperangkat roda *trainset* MRT Jakarta yang secara keseluruhan terdiri dari

poros, keping roda dan bantalan. Berdasarkan fungsi poros tersebut, dapat dikatakan poros sebagai elemen mesin utama berkaitan dengan hal penahanan beban serta dalam hal penerusan daya dan juga putaran [1]. Beban yang dapat diterima terdiri dari beban statis, dinamis, dan/atau beban kejut. Beban kejut yang tinggi dapat

menyebabkan beberapa kerusakan baik dari sisi sarana maupun prasarananya, antara lain rusaknya poros dan *axle box*, kerusakan bantalan, terjadinya keretakan di dalam roda dan kerusakan rel yang dapat menyebabkan anjlokkan.

Roda benjol merupakan faktor potensi bahaya yang dapat menimbulkan kerusakan pada roda atau rel, yang pada umumnya dapat disebabkan oleh dua faktor berikut: (a) pengereman yang mengunci roda secara tiba-tiba, yang menghasilkan gaya pengereman melebihi batas dari gaya gesek antara roda dan rel; dan (b) meluncurnya roda di atas permukaan rel dalam kondisi pengurangan gaya adhesi antara roda dan rel [2]. Dimana roda benjol merupakan konsekuensi dari deformasi plastis dari permukaan roda yang menggelinding, yang mana terjadi ketika roda mengalami *sliding* pada rel [7].

Berdasarkan studi yang telah dilakukan sebelumnya pada tahun 2010 dijelaskan bahwa beban *impact*/kejut dapat disebabkan oleh roda benjol, dimana pada kecepatan 70 km/jam dengan kedalaman roda benjol 4 mm beban kejut yang terjadi sebesar 10 kali lebih besar dari beban statis nya (Mardjono, Siswosuwarno, 2012) dalam [3]. Studi lain dilakukan juga oleh Akhmad Kholidin, dan pada penelitian ini didapatkan bahwa beban kejut besarnya 10 kali dari beban statis, dan tegangan maksimum pada poros yang terjadi akibat roda benjol yaitu 112,3 N/mm² yaitu terletak pada peralihan diameter *asnaff* ke diameter *astap*. Hasil tersebut masih batas aman karena tegangan yang diijinkan untuk teori kegagalan *von misses* yaitu 225 N/mm² [3].

Penelitian ini selain menggunakan metode perhitungan manual, juga menggunakan metode elemen hingga untuk mencari *impact force* yang disebabkan oleh *flat wheel*. Metode elemen hingga telah digunakan banyak peneliti dalam penelitian baik dalam mendesain maupun dalam analisis. Diantaranya adalah penelitian untuk mendesain komponen utama alat Uji Konstanta Pegas untuk Kapasitas 50 N/mm [11]. Dan penelitian lain terkait Analisis Statik *Plat* Pengaku pada *Ladder Frame Chassis* Untuk Kendaraan Pedesaan [12]. Selain itu ada juga penelitian terkait analisis aerodinamik pada body mobil untuk mendapatkan koefisien *Drag*-nya [13]. Penelitian-penelitian tersebut berhasil menggunakan metode elemen hingga berupa simulasi pada desain kendaraan ataupun alat, sehingga bisa memastikan secara simulasi kelayakannya berdasarkan factor keamanannya.

Maksud dari penelitian ini yaitu mendapatkan ukuran roda benjol maksimum yang dapat menyebabkan terjadinya kegagalan pada poros roda *trainset* MRTJ. Dikarenakan pada aktualnya

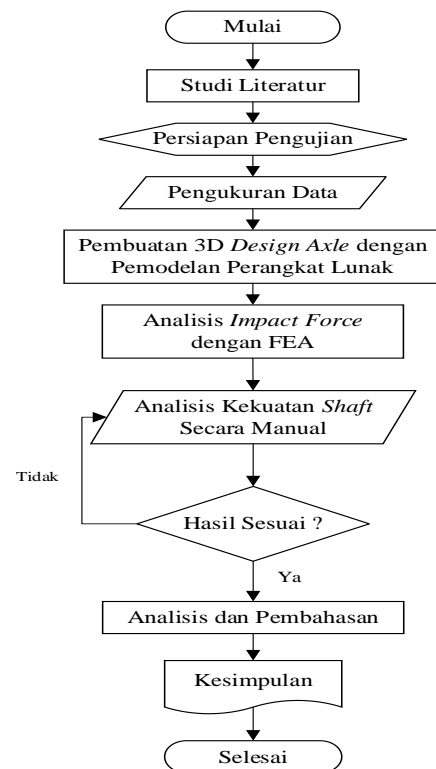
masih ditemukannya ukuran roda benjol dengan panjang 75 mm namun dengan kondisi kedalaman yang dapat dikatakan masih sangat dangkal.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisis pengaruh roda benjol terhadap *shaft* penggerak supaya diketahui kedalaman ukuran roda benjol maksimum yang direkomendasikan untuk keamanan *shaft* penggerak roda *trainset* MRT Jakarta, dan untuk mengetahui pendistribusian tegangan yang terjadi di *shaft* penggerak roda *trainset* MRT Jakarta akibat adanya roda benjol.

2. METODOLOGI

2.1 Diagram Alir

Proses penelitian yang dilakukan digambarkan pada diagram alir pada gambar 1 berikut.



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

2.2 Alat Pengukuran dan Pengujian

Persiapan pengujian diantaranya berupa persiapan alat yang digunakan untuk melakukan pengukuran roda benjol, dimana pada penelitian ini menggunakan peralatan yang sudah tersedia pada laboratorium PT. MRT Jakarta. Persiapan lain yaitu persiapan yang berkaitan dengan pembuatan *design axle* dan juga pengujian menggunakan *software FEA* atau metode element hingga.

Tabel 1. Alat Pengukuran

Alat	Spesifikasi
Jangka Sorong Mitutoyo 30 cm	Ketelitian 0,01 mm
Wheel Profile Gauge	IKP-5 Series, untuk profile S1002

Tabel 2. Alat Pengujian

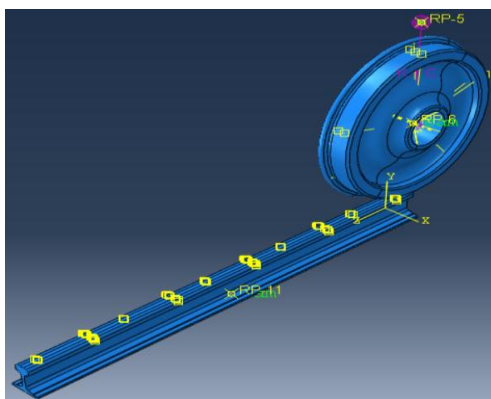
Alat/Software	Spesifikasi
PC atau Laptop	Yang direkomendasikan untuk Abaqus
Software Dynamic Simulation	Abaqus

Tabel 1 dan 2 menunjukan alat dan perangkat untuk mengukur, menganalisis dan memverifikasi data pengukuran. Dimana untuk *software* yang digunakan untuk *dynamic simulation* adalah Abaqus, menggunakan metode elemen hingga dikarenakan metode ini salah satu metode numerik paling *versatile* untuk memecahkan *problem* dalam *domain continuum* [8].

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisis Impact Force Dengan Software Abaqus

Simulasi dinamis dilakukan menggunakan *software* Abaqus dimana simulasi ini merupakan simulasi *contact* dan gerak dari roda terhadap rel. Pada analisis dinamis ini *load* atau beban yang digunakan adalah 63757,6 N dan dengan variabel kecepatan 30 km/h, 40 km/h, 60 km/h, 65 km/h, 80 km/h dan 100 km/h, dalam waktu 0.05 s sampai 0.08 s.



Gambar 2. Pemodelan Assembly di Abaqus

Variabel kedalaman roda benjol yang dianalisis yaitu kedalaman 0 mm, 1 mm, 2 mm, dan 3 mm. Dengan rincian beban sebagai berikut.

Tabel 3. Beban pada 1 Leher Shaft [4]

Keterangan	Nilai	Satuan
Massa Penumpang per orang	60	kg
Jumlah Penumpang Maks (AW 3) pada Kereta M	332	pnp
Massa Penumpang total (AW 3) pada Kereta M	19920	kg
Massa Kereta Kosong (AW 0)	35700	kg
Massa Kereta total (AW 3)	55620	kg
Berat pada 1 Axle	127515	N
Berat atau Beban pada 1 Leher	63757,6	N

Pada tabel 3. dijelaskan massa penumpang per orang adalah 60 kg [4], dengan total penumpang maksimal pada kereta M adalah 332 penumpang, massa kereta dalam kondisi kosong 35700 kg, maka berat atau beban yang diterima pada 1 leher *shaft* adalah 63757,6 N. Pada gambar 3. sampai 8. Dengan kecepatan maksimum operasi 100 km/h di jalur layang dan 80 km/h di jalur bawah tanah [9]. Berikut menunjukkan hasil analisis *impact force* yang disebabkan akibat adanya roda benjol berdasarkan kedalaman roda benjol (0 mm, 1 mm, 2 mm dan 3 mm), pada kecepatan (30 km/h, 40 km/h, 60 km/h, 65 km/h, 80 km/h dan 100 km/h) dan *step* (1-100).

Tabel 4. Hasil Analisis Kedalaman 2 & 3 mm

Depth (mm)	Kecepatan (km/h)	Force Max Impact of Roda benjol (N)
2	40	499600
3	65	630300

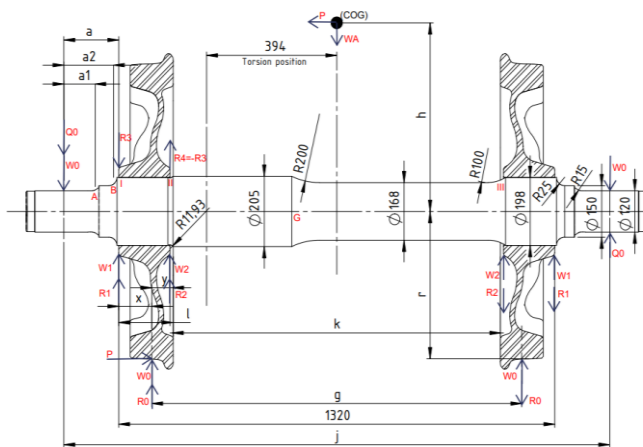
Berdasarkan tabel 4. hasil analisis *impact force* yang didapatkan pada kedalaman roda benjol 2 mm *impact force* tertinggi yang terjadi adalah 499600 N, sedangkan pada kedalaman roda benjol 3 mm *impact force* tertinggi yang terjadi adalah 630300 N.

Impact force yang didapatkan selanjutnya digunakan untuk perhitungan dan analisis kekuatan pada *shaft* dengan perhitungan manual.

3.2 Analisis Kekuatan Shaft Dengan Perhitungan Manual

3.2.1 Pendistribusian Beban (Diagram Benda Bebas)

Untuk menganalisis kekuatan *shaft* *M Car trainset* PT. MRT Jakarta, digunakan *shaft tipe M* seperti pada gambar 3. berikut.



Gambar 3. Diagram Benda Bebas *Shaft* untuk Perhitungan

Dimana:

- j = Jarak garis tengah kedua leher (mm)
- g = Jarak lingkaran jalan kedua roda (mm)
- r = Jari-jari dari roda (mm)
- h = Tinggi titik berat *car* dari *shaft* (mm)
- W₀ = Beban pada 1 leher *shaft* akibat benturan oleh roda benjol (N)
- W_j = Beban statis pada leher gandar (N)
- P = Beban Lateral (N)
- Q₀ = Beban pada leher akibat P (N)
- R₀ = Beban pada telapak roda akibat P (N)

Dengan rincian sebagai berikut.

Tabel 5. Keterangan Simbol Huruf

Keterangan	Nilai	Satuan
a1	= 84	mm
a2	= 140	mm
a	= 160	mm
k	= 990	mm
g	= 1130	mm
j	= 1640	mm
x	= 95	mm
y	= 69,5	mm
l	= 164,5	mm
r	= 430	mm
Diameter A	= 121	mm
Diameter B	= 153,763	mm
Diameter I	= 198	mm
Diameter II	= 205	mm
Diameter O	= 168	mm
Diameter G	= 170	mm
p	= 66	mm

Force yang digunakan adalah dari hasil analisis *dynamic* pada *software abaqus* yaitu

630300 N, dimana ini terjadi pada kedalaman roda benjol 3 mm dan kecepatan 65 km/h.

3.2.2 Perhitungan Beban dan Gaya

Berdasarkan data pada gambar 3. dan tabel 5. diatas, maka selanjutnya dapat dilakukan perhitungan beban sebagai berikut.

- Beban *impact* pada satu leher akibat roda benjol (W₀) yaitu 630300 N
- Beban statis pada leher *shaft* (W_j) yaitu 127515 N
- Beban lateral (P),
P = 0,3 * W_j
P = 0,3 * 127515 N
P = 38254,5 N

- Tinggi titik berat pada kereta ke sumbu *shaft* (h),

$$h = \frac{g}{0,8} - r$$

$$h = \frac{1130 \text{ mm}}{0,8} - 430 \text{ mm}$$

$$h = 982,5 \text{ mm}$$

- Beban pada leher *shaft* akibat P (Q₀),

$$Q_0 = P * \frac{h}{j}$$

$$Q_0 = 38254,5 \text{ N} * \frac{982,5 \text{ mm}}{1640 \text{ mm}}$$

$$Q_0 = 22917,71 \text{ N}$$

- Beban pada telapak roda akibat P (R₀),

$$R_0 = P * \frac{h+r}{g}$$

$$R_0 = 38254,5 \text{ N} * \frac{982,5 \text{ mm} + 430 \text{ mm}}{1130 \text{ mm}}$$

$$R_0 = 47818,125 \text{ N}$$

- Beban pada punggung *shaft* I dan II akibat W₀,

$$W_I = W_0 * \frac{y}{l}$$

$$W_I = 630300 \text{ N} * \frac{69,5 \text{ mm}}{164,5 \text{ mm}}$$

$$W_I = 266296,9605 \text{ N}$$

$$W_{II} = W_0 * \frac{x}{l}$$

$$W_{II} = 630300 \text{ N} * \frac{95 \text{ mm}}{164,5 \text{ mm}}$$

$$W_{II} = 364003,0395 \text{ N}$$

- Beban pada punggung *shaft* akibat R₀,

$$R_I = R_0 * \frac{y}{l}$$

$$R_1 = 47818,125 \text{ N} * \frac{69,5 \text{ mm}}{164,5 \text{ mm}}$$

$$R_1 = 20202,8182 \text{ N}$$

$$R_2 = R_0 * \frac{x}{l}$$

$$R_2 = 47818,125 \text{ N} * \frac{95 \text{ mm}}{164,5 \text{ mm}}$$

$$R_2 = 27615,3630 \text{ N}$$

- Beban pada punggung *shaft* akibat P,

$$R_3 = P * \frac{r}{l}$$

$$R_3 = 38254,545 \text{ N} * \frac{430 \text{ mm}}{164,5 \text{ mm}}$$

$$R_3 = 99996,6829 \text{ N}$$

$$R_4 = -R_3$$

$$R_4 = -99996,6829 \text{ N}$$

(Berlawanan arah dengan R3)

3.2.3 Perhitungan Momen Lentur

- Momen lentur pada bagian peralihan diameter A (MA)

$$M_A = (Q_0 + W_0) * a_1$$

$$M_A = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * 84 \text{ mm}$$

$$M_A = 54870289,9993 \text{ N.mm}$$

- Momen lentur pada bagian peralihan diameter B (MB)

$$M_B = (Q_0 + W_0) * a_2$$

$$M_B = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * 140 \text{ mm}$$

$$M_B = 91450483,3322 \text{ N.mm}$$

- Momen lentur pada bagian punggung luar I (MI)

$$M_I = (Q_0 + W_0) * a$$

$$M_I = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * 160 \text{ mm}$$

$$M_I = 104514838,0939 \text{ N.mm}$$

- Momen lentur pada bagian punggung luar II & III (MII dan MIII)

$$M_{II} = (Q_0 + W_0) * (a + l) - (R_1 + W_1 - R_3) * l$$

$$M_{II} = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * (160 \text{ mm} + 164,5 \text{ mm}) - (20202,8182 \text{ N} + 266296,9605 \text{ N} - 99996,6830 \text{ N}) * 164,5 \text{ mm}$$

$$M_{II} = 181289396,7623 \text{ N.mm}$$

- Momen lentur pada bagian tengah 0 (M0)

$$M_0 = (Q_0 + W_0) * \frac{j}{2} - (R_1 + W_1 - R_3) * (\frac{g}{2} + x) - (R_2 + W_2 + R_4) * \frac{k}{2}$$

$$M_0 = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * \frac{1640 \text{ mm}}{2}$$

$$- (20202,8182 \text{ N} + 266296,9605 \text{ N} -$$

$$99996,6830 \text{ N}) * (\frac{1130 \text{ mm}}{2} + 95 \text{ mm})$$

$$- (27615,3630 \text{ N} + 364003,0395 \text{ N} +$$

$$99996,6830 \text{ N}) * \frac{990 \text{ mm}}{2}$$

$$M_0 = 169197034,7178 \text{ N.mm}$$

- Momen lentur pada bagian tengah G (MG)

$$M_G = (Q_0 + W_0) * (\frac{j}{2} - p) - (R_1 + W_1 - R_3)$$

$$* ((\frac{g}{2} + x) - p) - (R_2 + W_2 + R_4) * (\frac{k}{2} - p)$$

$$M_G = (22917,7380 \text{ N} + 630300 \text{ N}) * (\frac{1640 \text{ mm}}{2}$$

$$- 66 \text{ mm}) - (20202,8182 \text{ N} + 266296,9605 \text{ N}$$

$$- 99996,6830 \text{ N}) * ((\frac{1130 \text{ mm}}{2} + 95 \text{ mm})$$

$$- 66 \text{ mm}) - (27615,3630 \text{ N} + 364003,0395 \text{ N}$$

$$+ 99996,6830 \text{ N}) * (\frac{990 \text{ mm}}{2} - 66 \text{ mm})$$

$$M_G = 170840463,9665 \text{ N.mm}$$

3.2.4 Perhitungan Momen Tahanan

- Momen tahanan pada bagian peralihan diameter A,

$$W_A = \frac{\pi}{32} * d_A^3$$

$$W_A = \frac{3,14}{32} * (121 \text{ mm})^3$$

$$W_A = 173834,4231 \text{ mm}^3$$

- Momen tahanan pada bagian peralihan diameter B,

$$W_B = \frac{\pi}{32} * d_B^3$$

$$W_B = \frac{3,14}{32} * (153,763 \text{ mm})^3$$

$$W_B = 356726,3588 \text{ mm}^3$$

- Momen tahanan pada bagian punggung luar I:

$$W_I = \frac{\pi}{32} * d_I^3$$

$$W_I = \frac{3,14}{32} * (198 \text{ mm})^3$$

$$W_I = 761684,715 \text{ mm}^3$$

- Momen tahanan pada bagian punggung dalam II:

$$W_{II} = \frac{\pi}{32} * d_{II}^3$$

$$W_{II} = \frac{3,14}{32} * (205 \text{ mm})^3$$

$$W_{II} = 845359,1406 \text{ mm}^3$$

- Momen tahanan pada bagian tengah O:

$$W_o = \frac{\pi}{32} * d_o^3$$

$$W_o = \frac{3,14}{32} * (168 \text{ mm})^3$$

$$W_o = 465272,64 \text{ mm}^3$$

- Momen tahanan pada bagian G:

$$W_G = \frac{\pi}{32} * d_G^3$$

$$W_G = \frac{3,14}{32} * (170 \text{ mm})^3$$

$$W_G = 482088,1250 \text{ mm}^3$$

3.2.5 Perhitungan Momen Tahanan

Diketahui daya maksimal per motor yang terjadi adalah 158091 watt, pada kecepatan 30 km/h dan diameter roda 860 mm. maka torsi yang didapatkan adalah sebagai berikut [10].

$$\text{Torsi}_{\text{actual}} = \left(\frac{\text{Daya}_{\text{actual}} (\text{Watt}) * 60}{2 * \phi * \text{speed train} (\text{rpm})} \right)$$

$$\text{Torsi}_{\text{actual}} = \left(\frac{158091 \text{ watt} * 60}{2 * 3,14 * 185,16 \text{ rpm}} \right)$$

$$\text{Torsi}_{\text{actual}} = 8157,5 \text{ Nm} = 8157513 \text{ N.mm}$$

- Tahanan puntir pada bagian peralihan diameter A (ZA),

$$Z_A = \frac{\pi}{16} * d_A^3$$

$$Z_A = \frac{3,14}{16} * (121 \text{ mm})^3$$

$$Z_A = 347668,8463 \text{ mm}^3$$

- Tahanan puntir pada bagian peralihan diameter B (ZB),

$$Z_B = \frac{\pi}{16} * d_B^3$$

$$Z_B = \frac{3,14}{16} * (153,763 \text{ mm})^3$$

$$Z_B = 713452,7177 \text{ mm}^3$$

- Tahanan puntir pada bagian punggung luar I (ZI),

$$Z_I = \frac{\pi}{16} * d_I^3$$

$$Z_I = \frac{3,14}{16} * (198 \text{ mm})^3$$

$$Z_I = 1523369,43 \text{ mm}^3$$

- Tahanan puntir pada bagian punggung dalam II (ZII),

$$Z_{II} = \frac{\pi}{16} * d_{II}^3$$

$$Z_{II} = \frac{3,14}{16} * (205 \text{ mm})^3$$

$$Z_{II} = 1690718,2813 \text{ mm}^3$$

- Tahanan puntir pada bagian tengah O (ZO),

$$Z_o = \frac{\pi}{16} * d_o^3$$

$$Z_o = \frac{3,14}{16} * (168 \text{ mm})^3$$

$$Z_o = 930545,28 \text{ mm}^3$$

- Tahanan puntir pada bagian G (ZG),

$$Z_G = \frac{\pi}{16} * d_G^3$$

$$Z_G = \frac{3,14}{16} * (170 \text{ mm})^3$$

$$Z_G = 964176,25 \text{ mm}^3$$

3.2.6 Reaksi Peletakan Gaya, Beban Momen Lentur

Dalam perhitungan reaksi peletakan, diagram momen lentur diperlihatkan pada gambar 4. dibawah. Dimana.

- Reaksi peletakan,

$$\sum MD = 0$$

$$-P1 * (1130 \text{ mm} + 255 \text{ mm}) + R_{AV} * 1130 \text{ mm}$$

$$+ P2 * 255 \text{ mm} = 0$$

$$-630300 \text{ N} * (1385 \text{ mm}) + R_{AV} * 1130 \text{ mm}$$

$$+ 630300 \text{ N} * 255 \text{ mm} = 0$$

$$R_{AV} * 1130 \text{ mm} = 872965500 \text{ Nmm} - 160726500 \text{ Nmm}$$

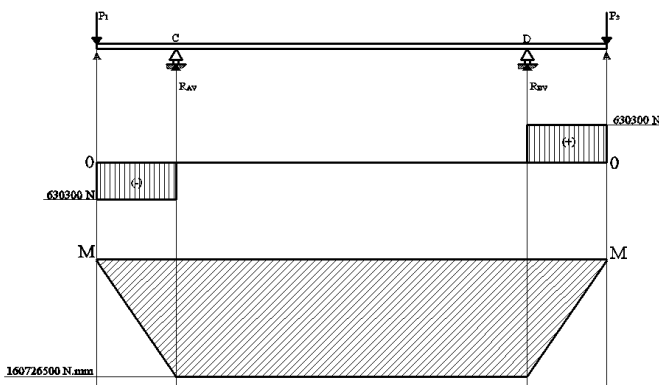
$$R_{AV} = 630300 \text{ N}$$

dimana,

$$R_{AV} = R_{BV} = 630300 \text{ N}$$

- Momen,

$$\begin{aligned} \sum MA &= 0 \\ \sum MC &= -P_1 * 255 \text{ mm} \\ &= -630300 \text{ N} * 255 \text{ mm} \\ &= -160726500 \text{ Nmm} \\ \sum MD &= -P_1 * (1130 \text{ mm} + 255 \text{ mm}) \\ &\quad + R_{AV} * 1130 \text{ mm} \\ \sum MD &= -630300 \text{ N} * (1385 \text{ mm}) \\ &\quad + 630300 \text{ N} * 1130 \text{ mm} \\ &= -160726500 \text{ Nmm} \\ \sum MB &= 0 \end{aligned}$$



Gambar 4. Reaksi Peletakan dan Diagram Momen Lentur

3.2.7 Perhitungan Tegangan Ijin Material

Diketahui material yang digunakan pada shaft PT. MRT Jakarta adalah JIS E4502 SFA 640 [5] dengan nilai,

$\sigma_y = 474 \text{ MPa}$

$\sigma_u = 778 \text{ MPa}$

Keterangan:

$\sigma_y = \text{Yield Stress (MPa)}$

$\sigma_u = \text{Tensile Stress (MPa)}$

Dengan mempertimbangkan faktor kehalusan dan pekerjaan press pada masing masing permukaan leher, tegangan yang diperkenankan untuk material shaft JIS E4502 SFA 640 sebagai berikut.

- Tegangan yang Diperkenankan pada Bagian Leher dengan Pekerjaan Halus Sekali (Bagian A) :
(Bagian A) :

$\bar{\sigma}_i = 0,92 * 474 \text{ MPa} = 436 \text{ MPa}$

- Tegangan yang Diperkenankan pada Bagian Leher dengan Pekerjaan Halus (Bagian B) :
(Bagian B) :

$\bar{\sigma}_i = 0,84 * 474 \text{ MPa} = 398 \text{ MPa}$

- Tegangan yang Diperkenankan pada Bagian Leher dengan Pekerjaan Press (Bagian I dan II)

(Bagian I dan II) :

$\bar{\sigma}_i = 0,55 * 474 \text{ MPa} = 261 \text{ MPa}$

- Tegangan yang Diperkenankan pada Bagian Leher dengan Pekerjaan Kasar (Bagian O dan G) :
(Bagian O dan G) :

$\bar{\sigma}_i = 0,76 * 474 \text{ MPa} = 360 \text{ MPa}$

3.2.8 Perhitungan Tegangan Von Mises Shaft pada Bagian A

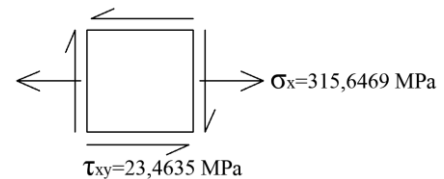
- Bending stress akibat momen di A (σ_A),

$\sigma_A = \frac{M_A}{W_A} = \frac{54870289,9993 \text{ N.mmm}}{173834,4231 \text{ mm}^3} = 315,6469 \text{ MPa}$

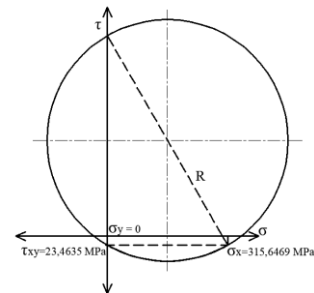
- Shear stress akibat torsi di A (τ_A),

$\tau_A = \frac{T}{Z_A} = \frac{8157513 \text{ N.mmm}}{347668,8463 \text{ mm}^3} = 23,4635 \text{ MPa}$

Didapatkan nilai (σ_x) dan (τ_{xy}) yang digambarkan dalam bentuk stress element dan mohr's circle pada gambar 5. dan 6. berikut.



Gambar 5. Stress Element pada Bagian A



Gambar 6. Mohr's circle pada Bagian A

- Stress Concentration Factor

Pada titik A diameter terkecil (d)=120 mm, diameter besar (D)=150 mm, dan radius (r) yang digunakan adalah 15 mm. maka berdasarkan tabel konsentrasi tegangan pada poros akibat momen dan torsi didapat digunakan sebagai berikut [6].

$K_b =$ Konsentrasi tegangan akibat momen lentur

$K_p =$ Konsentrasi tegangan akibat momen puntir digunakan,

$K_b = 1,41$

$K_p = 1,11$

- Perhitungan *Principal Stress* 1 dan 2 ($\sigma_{1,2}$)

$$\sigma_{1,2} = \left(K_b * \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) \pm \sqrt{\left(K_b * \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + (K_p * \tau_{xy})^2}$$

dengan $\sigma_y = 0$

maka,

$$\sigma_1 = \left(K_b * \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) + \sqrt{\left(K_b * \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + (K_p * \tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_1 = \left(1,41 * \frac{315,6469 \text{ MPa} + 0}{2} \right) + \sqrt{\left(1,41 * \frac{315,6469 \text{ MPa} - 0}{2} \right)^2 + (1,11 * 23,4635 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 446,5810 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \left(K_b * \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) - \sqrt{\left(K_b * \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + (K_p * \tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_2 = \left(1,41 * \frac{315,6469 \text{ MPa} + 0}{2} \right) - \sqrt{\left(1,41 * \frac{315,6469 \text{ MPa} - 0}{2} \right)^2 + (1,11 * 23,4635 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_2 = (-1,5189) \text{ MPa}$$

- Perhitungan *Von Mises Stress* pada bagian A (σ'_A),

$$\sigma'_A = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma'_A = \sqrt{(446,5810 \text{ MPa})^2 - (446,5810 \text{ MPa}) * (-1,5189) \text{ MPa} + (-1,5189 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_A = 447,3424 \text{ MPa}$$

Didapatkan nilai *von mises stress* pada bagian A (σ'_A) adalah 447,3424 MPa.

3.2.9 Perhitungan Tegangan *Von Mises Shaft* pada Lain (B, I, II, O, dan G) dan Hasil Keseluruhan

Disajikan hasil perhitungan keseluruhan kekuatan *shaft* pada bagian (B, I, II, O, G) pada

kedalaman *flat wheel* 2 mm dan 3 mm sebagai berikut.

Tabel 6. Hasil Perhitungan Keseluruhan

Part	(M)	(W)	(Z)	Teg. Ijin	VM	VM	SF	SF
					Teori (FW 2 mm)	Teori (FW 3 mm)	Teori (FW 2 mm)	Teori (FW 3 mm)
	N.mm	mm ³	mm ³	Mpa	Mpa	Mpa		
A	54870290,0	173834,42	347668,85	436	358,86	447,34	1,22	0,97
B	91450483,3	356726,36	713452,72	398	298,29	372,48	1,33	1,07
I	104514838,1	761684,72	1523369,43	261	110,15	137,53	2,37	1,90
II	181289396,8	845359,14	1690718,28	261	257,50	315,42	1,01	0,83
O	169197034,7	465272,64	930545,28	360	146,76	182,46	2,45	1,97
G	170840464,0	482088,13	964176,25	360	178,96	222,07	2,01	1,62

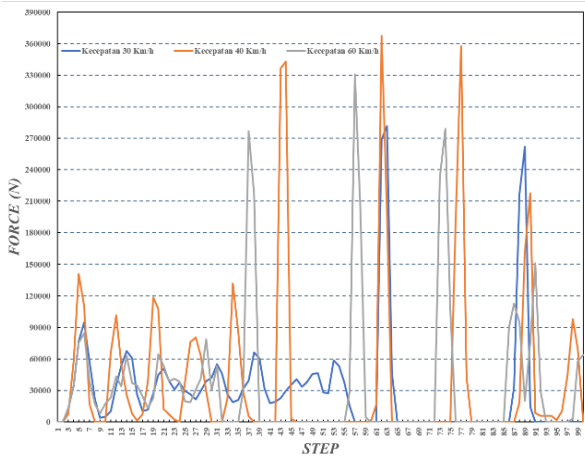
Tabel 6 menunjukkan hasil perhitungan von mises pada keseluruhan bagian (A, B, I, II, O dan G), dimana perhitungan menggunakan cara yang sama seperti yang ditunjukkan pada bagian 3.2.8. Ditampilkan juga nilai momen lentur (M) dan juga nilai momen tahanan (W) pada masing-masing bagian *shaft*. Berdasarkan tabel 6, hasil analisis perhitungan manual yang didapatkan pada roda benjol dengan kedalaman roda benjol 3 mm, didapat *safety factor* terendah yaitu 0,97 dan 0,83 yaitu pada leher bagian A dengan *von mises* 447,3424 MPa dan pada leher bagian II dengan *von mises* perhitungan manual 315,4182 MPa. Dimana pada kondisi ini, dapat diartikan bahwa kedalaman roda benjol 3 mm dapat menyebabkan terjadinya kerusakan terhadap kekuatan *shaft* kereta M *trainset* PT. MRT Jakarta dikarenakan tegangan *von mises* melebihi tegangan ijin atau *safety factor* kurang dari 1. Dan didapatkan juga bahwa bagian terkuat yaitu pada bagian O dengan nilai *safety factor* 1,97 dan tegangan von mises 182,46 MPa.

Selanjutnya pada kedalaman roda benjol 2 mm didapat *safety factor* terendah yaitu 1,01 yaitu pada leher bagian II dengan *von mises* manual 257,5021 MPa. Dimana pada kondisi ini, dapat diartikan bahwa kedalaman roda benjol 2 mm beban *impact* yang dihasilkan akibat adanya roda benjol dapat ditahan oleh *shaft* M *trainset* PT. MRT Jakarta, dikarenakan tegangan von mises yang didapat pada semua bagian lebih kecil < dari tegangan yang diijinkan pada masing masing bagian, serta *safety factor* yang dihasilkan lebih besar > dari 1. Dan didapatkan juga bahwa bagian terkuat yaitu pada bagian O dengan nilai *safety factor* 2,45 dan tegangan von mises 146,76 MPa.

3.2.10 Analisis Rekomendasi Roda benjol Kedalaman 1,5 mm

a) Analisis Gaya Akibat Roda benjol 1,5 mm

Pada gambar 7. dibawah, diberikan hasil analisis gaya yang diakibatkan akibat adanya roda benjol dengan kedalaman 1,5 mm.



Gambar 7. Grafik Gaya Akibat Roda benjol Kedalaman 1,5 mm

Didapatkan pada kedalaman 1,5 mm, didapatkan *impact force* tertinggi yaitu 367300 N. Didapat pada analisis kecepatan 40 km/h.

b) Analisis Kekuatan Shaft Akibat Roda benjol 1,5 mm

Tabel 7. Hasil Perhitungan Kekuatan Shaft Akibat Roda benjol 1,5 mm

Part	(M)	(W)	(Z)	Teg Ijin	VM	Safety
					Teori (FW 1,5 mm)	Factor Teorikal FW 1,5 mm
					N.mm	mm ³
A	54870290	173834,4	347668,8	436	277,89	1,57
B	91450483,3	356726,4	713452,7	398	226,11	1,76
I	104514838	761684,7	1523369,4	261	83,64	3,12
II	181289397	845359,1	1690718,3	261	199,51	1,31
O	169197035	465272,6	930545,3	360	113,00	3,19
G	170840464	482088,1	964176,3	360	137,51	2,62

Pada tabel 7 diatas dijelaskan bahwa pada kedalaman roda benjol 1,5 mm, *shaft* dikatakan kuat atau aman menahan beban yang diakibatkan oleh roda benjol 1,5 mm. Hal ini dapat diketahui pada tabel 4.10. diatas, bahwa pada leher *shaft* bagian II bagian ini memiliki nilai *safety factor* terkecil yaitu 1,31 berdasarkan perhitungan teori, dan *safety factor* 1,28 berdasarkan perhitungan analisis *FEA*. Dengan nilai *von mises* < dari nilai tegangan ijin *shaft*, maka *shaft* dikatakan aman dan kuat menahan *impact force* akibat roda benjol kedalaman 1,5 mm.

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 KESIMPULAN

- Force* tertinggi yang diakibatkan oleh roda benjol dengan kedalaman 3 mm adalah 630300 N, yaitu pada kecepatan 65 km/h. Sedangkan *force* tertinggi yang diakibatkan oleh roda benjol dengan kedalaman 2 mm adalah 499600 N, yaitu pada kecepatan 40 km/h.
- Shaft tipe M trainset* PT. MRT Jakarta maksimal dapat menahan *force* yang diakibatkan roda benjol kedalaman 2 mm, dengan *safety factor* terendah yaitu 1,01 yaitu pada leher bagian II dengan *von mises* manual 257,5021 MPa.
- Shaft tipe M trainset* PT. MRT Jakarta saat terjadi roda benjol 2 mm masih aman, dikarenakan tegangan *von mises* yang didapat pada semua bagian lebih kecil < dari tegangan yang diijinkan pada masing masing bagian, serta *safety factor* yang dihasilkan lebih besar > dari 1.
- Shaft tipe M trainset* PT. MRT Jakarta saat terjadi roda benjol 1,5 mm aman, dikarenakan tegangan *von mises* yang didapat pada semua bagian lebih kecil < dari tegangan yang diijinkan pada masing masing bagian, serta *safety factor* yang dihasilkan lebih besar > dari 1. Dan aman direkomendasikan sebagai ukuran maksimal kedalaman roda benjol.

4.2 SARAN

- Kedalaman roda benjol yang diijinkan untuk keamanan *shaft tipe M trainset* PT. MRT Jakarta sebaiknya terjaga nilainya ≤ 1,5 mm.
- Perlu dilakukan analisis lebih lanjut terhadap pengaruh roda benjol terhadap *part* lain seperti *bogie* dan *car body trainset* PT. MRT Jakarta.
- Perlu dilakukan analisis lebih lanjut terhadap pengaruh roda benjol terhadap kenyamanan penumpang PT. MRT Jakarta, sehingga faktor keamanan, dan kenyamanan tetap tercapai.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kushardiyanto, N. (2016). Analisis Kekuatan Gandar pada Kereta Api Penumpang. SINERGI Vol. 20, No. 2, 101-108.
- [2] Ma, X., Jing, L., & Han, L. (2018). A computational simulation study on the dynamic response of high-speed wheel-rail system in rolling contact. *Advances in Mechanical Engineering* Vol. 10(11) , 1–11.

- [3] Supriyana, N., & Kholidin, A. (2016). Analisa Tegangan Poros Roda Gerbong Kereta Api dengan Metode Elemen Hingga. *Journal SIMETRIS*, Vol 7 No 2, 681-686.
- [4] PT. MRT Jakarta. (2016). *TDR for General Arrangement*. Jakarta: Sumitomo Corporation.
- [5] Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation. (2017). *Inspection Certification of Wheel Set PT. MRT Jakarta Trainset*. Osaka: PT MRT Jakarta.
- [6] Collins, J. (1981). *Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [7] Bian, J., Gu, Y., & Murray, M. H. (2013). A Dynamic Wheel-Rail Impact Analysis of Railway Track under Wheel Flat by Finite Element Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 51(6), 784-797.
- [8] Isworo, H., & Ansyah, P. R. (2018). Metode Elemen Hingga HMKB654. Banjarmasin: Program Studi Teknik Mesin, Universitas Lambung Mangkurat.
- [9] PT. MRT Jakarta. (2018). *Maintenance Manual of PT. MRT Jakarta, Chapter 01-Carbody*. Jakarta: Sumitomo Corporation.
- [10] R.S Khurmi, J. G. (2005). *A Text Book of Machine Design*. Ram Nagar: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- [11] Fitri, M., & Pratama, M. Z. (2021). Desain Komponen Utama Alat Uji Konstanta Pegas untuk Kapasitas 50 N/mm. *Jurnal Teknik Mesin: Vol.10*, 15-21.
- [12] Pranoto, H., Fitri, M., Sudarma, A. F., & Treistanto, R. (2021). Analisis Statik Plat Pengaku pada *Ladder Frame Chassis* Untuk Kendaraan Pedesaan Dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga. *ROTASI*, Vol. 23, 18-23.
- [13] Fitri, M., Haryanto, M. D., & Zago, D. M. (2021). *Aerodynamic Analysis of Fiberglass E-Falco Car Body to Get Drag Coefficient with Numerical Analysis*. *Rekayasa Mesin: V12 N3*, 507-519.