

**ANALISIS KEKUATAN MATERIAL BAJA S45C PADA PERENCANAAN ARM
DAN POROS PENYANGGA *DISC BRAKE* BELAKANG MOTOR SKUTER 2 TAK
150 CC**

Alfian Anggraista, Nely Ana Mufarida, Ardhi Fathonisyam PN
Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Jember
Jl. Karimata No. 49, Jember, 68121, Indonesia
Email: alfiananggraista@gmail.com

Abstract

Some members of the motorcycle community are very happy to modify their bikes, ranging from body, engine, ignition, combustion to braking system. Most vespa motor production piaggio with 2-stroke system is still using the type of brake tromol, where type of brake is of course has advantages and disadvantages. However, there are some vespa users who have modified the bike so as to be able to drive beyond the maximum speed. Where the maximum speed of the vespa is 100 km / h, therefore in need a good braking system, so that when the motor is used at high speed the driver can still control the direction of vehicle speed. The results obtained from this study are based on the results of stress simulation, strain, displacement and comparison of stress values with security figures according to MDET failure theory (Mises Distortion-Energy Theory) on arm and disc brake cantilever shaft using S45C steel material obtained security number for cantilever arm of 105 MPa and a 52.5 Mpa cantilever shaft, maximal stress on the supporting arm of 9.994 MPa, 3.774e-5 MPa strain and displacement of 5.791e-3 mm while the maximal stress on the cantilever shaft is 24.621883 Mpa, strain 7.705e-2 Mpa and displacement of 1,381 mm.

Keywords: Arm and Cantilever Shaft Disc Brake, Machine Design Planning, Simulation, Failure Theory, S45C Steel.

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Sebagian besar motor vespa produksi piaggio dengan sistem 2 tak masih menggunakan tipe rem tromol, dimana tipe rem ini tentunya memiliki kelebihan dan

kekurangan. Akan tetapi ada sebagian pengguna vespa yang telah memodifikasi motornya sehingga mampu untuk melaju melebihi kecepatan maksimum. Dimana kecepatan maksimum vespa yaitu 100 km/jam, oleh karena itu di butuhkan sistem

pengereman yang baik, agar saat motor digunakan pada kecepatan tinggi pengemudi tetap dapat mengendalikan arah laju kendaraan.

Disc brake ini nantinya akan dipasang pada tromol vespa ditambahkan dengan *arm* penyangga yang dikaitkan pada *crankcase* mesin guna mendapatkan kekuatan atau ketahanan yang cukup untuk menahan beban saat terjadi getaran ketika vespa berjalan. Untuk itu perlu adanya perhitungan kekuatan dari material yang digunakan sebagai *arm* penyangga agar pengguna motor dapat tenang dan tidak khawatir terjadi kerusakan pada *disc brake* modifikasi ini saat berkendara baik jarak dekat maupun jarak jauh dan juga dalam kondisi jalan yang baik maupun kondisi jalan yang kurang baik atau berlubang.

Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka kita dapat merumuskan masalah, antara lain :

1. Apakah baja S45C aman untuk dijadikan bahan pembuatan *arm* dan poros penyangga *disc brake* ?
2. Bagaimana hasil simulasi *stress*, *strain* dan *displacement* menggunakan software *FEM (Finite Element Method)* ?

Batasan Masalah

1. Penelitian ini hanya memfokuskan pada perhitungan kekuatan material *arm* dan poros penyangga *disc brake*.

2. Tidak melakukan perhitungan kekuatan material pada tromol vespa.
3. Tidak melakukan perbandingan antara rem tromol vespa dengan rem cakram.

Tujuan Penelitian

1. Mengetahui kekuatan material baja S45C yang dijadikan sebagai bahan dari *arm* dan poros penyangga *disc brake*.
2. Mengetahui tingkat keamanan modifikasi yang dijadikan sebagai *arm* dan poros penyangga.
3. Mengetahui kekuatan dari *arm* dan poros penyangga *disc brake* ketika mendapat pembebanan merata.

Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah:

Bagi mahasiswa:

1. Mengetahui dasar perhitungan mekanika kekuatan material pada *arm* dan poros penyangga *disc brake*.
2. Pengembangan teori yang telah diperoleh di bangku perkuliahan.

Bagi perguruan tinggi:

1. Menambah referensi dalam disiplin ilmu teknik mesin.
2. Sebagai sumbangan referensi untuk mengembangkan penelitian selanjutnya.

Bagi masyarakat atau pengguna:

1. Memberikan saran berupa *design* *arm* penyangga *disc brake*.

2. Mengetahui material yang aman untuk dijadikan *arm* dan poros penyangga *disc brake*.

LANDASAN TEORI

Tegangan

Apabila suatu benda yang dikenai gaya atau beban, maka akan menyebabkan gaya internal yang ada pada benda menahan gaya yang timbul dari luar. Dimana gaya internal per luas area ini dinamakan *unit stress* atau sederhananya adalah tegangan (*stress*). Dilambangkan dengan huruf Yunani (σ) *sigma*, secara matematisnya ialah,

$$\sigma = \frac{P}{A} \text{ (Mpa)} \dots\dots\dots(1.1)$$

Dimana:

σ = Tegangan (Mpa)

P = Gaya atau beban yang bekerja pada benda (N)

A = Luas area benda (mm²)

Tegangan Geser Puntir

Ketika sebuah mesin dikenai sebuah gaya atau beban yang sama dan sejajar dengan bidang (momen puntir), maka dikatakan bagian mesin itu dikenai Torsi. Dan sebuah tegangan yang diakibatkan oleh torsi disebut tegangan geser puntir. Kekuatan dari sebuah poros adalah torsi maksimum yang ditransmisikan oleh poros tersebut, untuk menghitung kekuatan poros dapat menggunakan persamaan diatas,

tenaga yang ditransmisikan oleh poros (dinyatakan dalam *watt*),

$$P = \frac{2 \pi n . T}{60} = T . \omega \text{ (watt)} \dots(1.2)$$

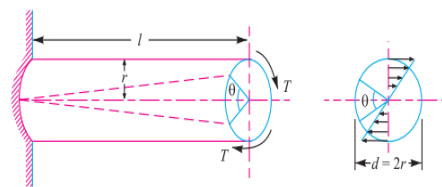
$$\dots \left(\omega = \frac{2 \pi n}{60} \right)$$

Dimana:

P = Besar tenaga yang digerakkan oleh poros (*watt*)

n = Putaran (*rpm*)

ω = Kecepatan sudut (*rad/s*)



Gambar 2. 1 Tegangan Geser Puntir

(R.S. Khurmi)

Teori Kegagalan MDET (Mises Distortion-Energy Theory)

Dengan suatu pengetahuan hanya pada tegangan luluh (*yield*) dari suatu material, teori kegagalan ini memprediksi “*ductile yielding*” dibawah suatu kombinasi pembebanan, dengan akurasi lebih baik daripada teori-teori kegagalan lainnya.

Teori kegagalan ini di analisa pertama melalui tegangan oktahedral, sehingga disebut sebagai teori kegagalan geser oktahedral maksimum yang terjadi melebihi harga limit yang diketahui dari hasil test tarik material standar dengan beban uniaksial. Agar pada slinder dinding tipis berada dalam kondisi aman menurut MDET haruslah dipenuhi:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{S_y}{SF} \dots\dots\dots(1.3)$$

Dimana:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

$\sigma_1 = \sigma_t$ = Tegangan tangensial, dan

$\sigma_2 = \sigma_a$ = Tegangan aksial (Mhd. Daud Pinem, 2010)

METODE PENELITIAN

Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan simulasi dengan bantuan *software CAD (Computer Aided Design)* untuk pemodelan komponen dan *software FEM (Finite Element Methode)* untuk simulasi. Langkah awal simulasi ini adalah pengukuran komponen-komponen dan pemodelan komponen menggunakan *software CAD (Computer Aided Design)* kemudian proses perhitungan simulasi dengan *software FEM (Finite Element Method)*.

Alat dan Bahan

Adapun alat-alat dan bahan yang digunakan dalam analisa simulasi kekuatan material ini antara lain:

Alat

1. Jangka Sorong (ketelitian 0.05)
2. Meteran

Bahan

1. Arm penyangga disc brake
2. Baja S45C

Property	Value	Units
Elastic Modulus	200000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0.29	N/A
Shear Modulus	80000	N/mm ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	680	N/mm ²
Compressive Strength		N/mm ²
Yield Strength	420	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient	1.1e-005	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m-K)
Specific Heat	440	J/(kg-K)
Material Damping Ratio		N/A

Gambar 3. 1 Spesifikasi Baja S45C

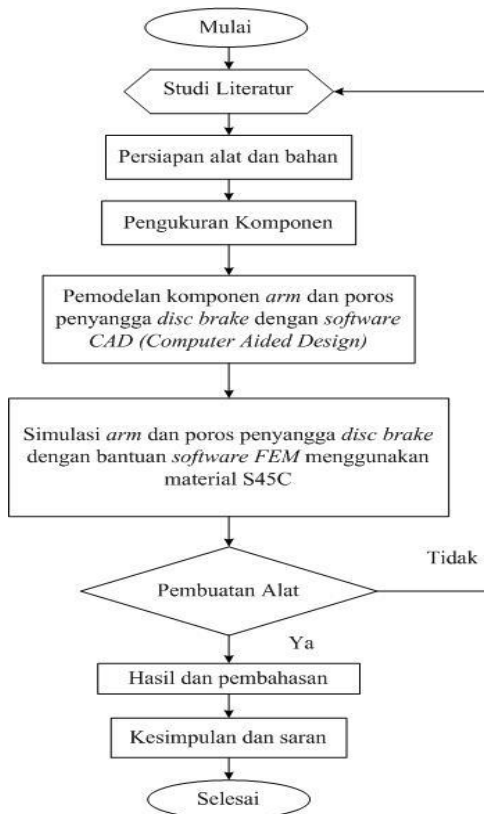
3. Poros Penyangga *Disc Brake*
4. Vespa PX 150

Variasi Pembebanan

Penelitian ini menggunakan beberapa variasi pembebanan, baik pada *arm* maupun poros penyangga *disc brake* antara lain:

1. Variasi pembebanan pada *arm* penyangga *disc brake*
 - a. Pembebanan saat kendaraan di naiki 1 orang penumpang
 - b. Pembebanan saat kendaraan di naiki 2 orang penumpang

(Di asumsikan berat badan masing-masing penumpang 65 Kg)
2. Besar putaran *shaft* mesin vespa PX 150 terhadap poros penyangga *disc brake*
 - a. 5700 rpm (putaran maksimal).



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian

PEMBAHASAN

Perencanaan Poros Penyangga Disc Brake

Dalam perencanaan poros penyangga ini ada beberapa bagian yang akan direncanakan antara lain,

Diamater Poros yang Diperlukan

Diketahui:

-Poros menerima beban torsi murni

- $P = 6,6 \text{ Kw} = 6600 \text{ w}$

- $n = 5700 \text{ rpm}$

$$-\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{420}{8} = 52.5 \text{ Mpa}$$

-Jawab:

- Mencari besar torsi

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi n}$$

$$= \frac{6600 \times 60}{2.3,14.5700} = \frac{396000}{35796} = 11 \times 10^3 \text{ N.m}$$

- Mencari besar diameter poros yang diperlukan

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

$$11 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times 52.5 \times d^3 = 10 d^3$$

$$d^3 = \frac{11 \times 10^3}{10} = 1100$$

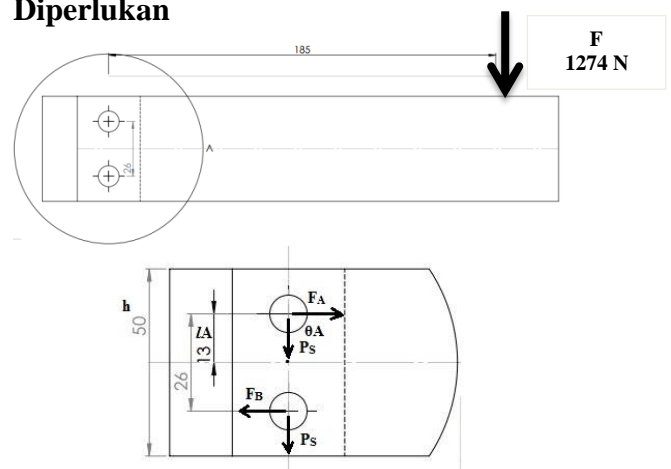
$$d = \sqrt[3]{1100} = 10,32$$

$d = \underline{10\text{mm}}$ (diameter standar untuk poros)

Perencanaan Arm Penyangga Disc Brake

Dalam perencanaan poros penyangga ini ada beberapa bagian yang akan direncanakan antara lain,

Perhitungan Diameter Baut Yang Diperlukan



• Diketahui

- n (jumlah baut) = 2

- $P = 130 \text{ Kg} = 1274 \text{ N}$

- EF (jarak titik pusat ke tegangan) = 185 mm

-Karena beban adalah beban statik maka diambil faktor keamanan (FS) dengan nilai 4

$$-\tau_y = 420 \text{ Mpa} \left(\sigma_b = \frac{\tau_y}{FS} = \frac{420}{4} = 105 \text{ Mpa} \right)$$

$$-h = 50 \text{ mm}$$

$$-l_A = l_B = 13 \text{ mm}$$

• **Diameter dari baut**

d = diameter baut

$$\begin{aligned} \bullet P_s &= \frac{P}{n} = \frac{1274}{2} \\ &= 637 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban terbagi merata di semua baut, tiap baut memikul beban sebesar 637 N

- Momen puntir yang dihasilkan akibat beban eksentrik

$$\begin{aligned} \bullet P \cdot e &= 1274 \cdot 185 \\ &= 235690 \text{ N} \end{aligned}$$

Kemudian

$$\begin{aligned} \bullet P \times e &= \frac{F_A}{L_A} (2(L_A)^2) \\ 235690 &= \frac{F_A}{13} (2(13)^2) \\ 235690 &= 26 F_A \\ F_A &= \frac{235690}{26} \\ &= \mathbf{9065 \text{ N}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet F_B &= F_A \times \frac{l_B}{L_A} \\ &= 9065 \times \frac{13}{13} \\ &= \mathbf{9065 \text{ N}} \end{aligned}$$

Resultan on Bolt

$$-R_1 = R_2$$

Sudut antara F_A dan $P_s = \theta_A = 90^\circ$

$$\begin{aligned} R_1 = R_2 &= \sqrt{(P_s)^2 + (F_1)^2 + 2 P_s \times F_1 \times \cos \theta_A} \\ &= \sqrt{(637)^2 + (9065)^2 + 2.637 \times 9065 \times \cos 90^\circ} \\ &= \sqrt{(0,406 \times 10^6) + (82,2 \times 10^6) + 1274 \times 9065 \times 0} \\ &= \sqrt{(0,406 \times 10^6) + (82,2 \times 10^6) + 0} \\ &= \mathbf{9088 \text{ N}} \end{aligned}$$

Resultan beban geser maksimum dari kedua baut adalah sama, oleh karena itu dapat dicari besar diameter yang diperlukan ialah sebagai berikut,

$$\bullet R = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times \tau = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times \frac{\tau_y}{FS}$$

$$\bullet 9088 = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times \frac{420}{4}$$

$$9088 = 82.4 d^2$$

$$d^2 = \frac{9088}{82.4} = 110$$

$$d = \mathbf{10.4 \text{ mm}}$$

Besar baut yang diperlukan pada arm penyangga poros ialah sebesar M10 x 1,5 mm

4.3.2 Menghitung Ketebalan Plat Yang Diperlukan

$$\bullet I_{xx} = M \cdot I$$

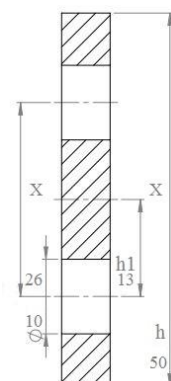
$$\begin{aligned} \bullet I_{xx} &= \frac{t \cdot h^3}{12} - \left[2x \frac{1}{12} \times t(d)^3 + txd(h_1)^3 \right] \\ &= \frac{t \cdot 50^3}{12} - \left[2x \frac{1}{12} \times t(10)^3 + \right. \\ &\quad \left. tx10(13)^3 \right] \\ &= 10461t - (166t + 1690t) = \mathbf{8605t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet M &= P \cdot e \\ &= 1274 \cdot 185 = \mathbf{235690 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Jarak bagian atas ke sumbu (X-X) ialah,

$$\begin{aligned} y &= \frac{h}{2} \\ &= \frac{50}{2} = \mathbf{25 \text{ mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \text{Maka, } \frac{M}{I} &= \frac{\sigma_b}{y} \\ &= \frac{235690}{8605t} = \frac{105}{25} \\ &= \frac{27,4}{t} = 4,2 \\ t &= \mathbf{6,5 \text{ mm}} \end{aligned}$$

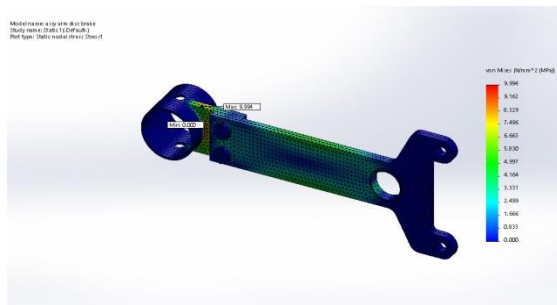


Tebal yang di peroleh dari perhitungan ialah sebesar 6.5 mm, untuk memudahkan proses pembuatan dan jug menambah kekuatan dari arm penyangga, dipilih plat dengan ketebalan 8 mm.

Hasil Simulasi pada Arm Penyangga Disc Brake

Berikut adalah hasil simulasi untuk *arm* penyangga *disc brake* berupa *stress*, *strain* dan *displacement*.

Stress pada Arm penyangga Disc Brake dengan Von Mises



Gambar 4.1 Hasil Stress Arm Penyangga Disc Brake Dengan Beban 1274N

Dengan suatu pengetahuan hanya pada tegangan luluh (*yield*) dari suatu material, teori kegagalan ini memprediksi “*ductile yielding*” dibawah suatu kombinasi pembebanan, dengan akurasi lebih baik daripada teori-teori kegagalan lainnya. Teori kegagalan ini sering dikenal dengan teori kegagalan *Von Mises*. Selanjutnya dengan mengambil angka keamanan $N = 4$, Maka :

$$\sigma_{eq} \leq \frac{S_y}{SF} = \frac{420}{4}$$

$$\sigma_{eq} \leq 105 \text{ Mpa}$$

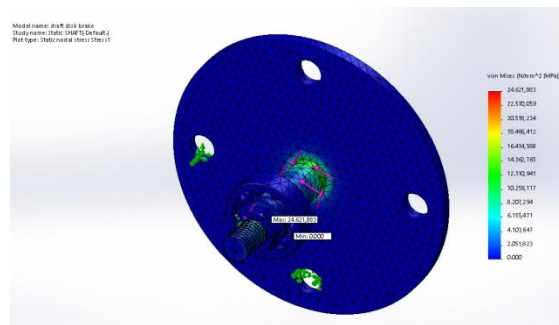
Tabel 1. Perbandingan tegangan maksimum pada *arm* penyangga *disc brake* dan tegangan yang diizinkan

Variasi Pembebanan (N)	Tegangan Maksimum (Mpa)	Tegangan yang Diizinkan (Mpa)	Kesimpulan
637	4.997	105	Aman
1274	9.994	105	Aman

Hasil Simulasi Poros Penyangga Disc Brake

Berikut adalah hasil simulasi untuk poros penyangga *disc brake* berupa *stress*, *strain* dan *displacement*.

Stress pada Poros Penyangga Disc Brake dengan Von Mises



Gambar 4.2 Stress Pada Poros Untuk Putaran Maksimal 5700 Rpm

Dengan memakai teori yang sama, yaitu teori von mises dan memberikan nilai N sebesar 8 (beban dinamis), maka

$$\sigma_{eq} \leq \frac{S_y}{SF} = \frac{420}{8}$$

$$\sigma_{eq} \leq 52.5 \text{ Mpa}$$

Tabel 2. Perbandingan tegangan maksimum pada poros penyangga *disc brake* dan tegangan yang diizinkan

Kecepatan Putaran (Rpm)	Tegangan Maksimum (Mpa)	Tegangan yang Diizinkan (Mpa)	Kesimpulan
5700 Rpm	24.621883	52.5	Aman

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan diatas, maka di dapat beberapa kesimpulan antara lain,

1. Dari hasil simulasi pengujian statik didapat angka keamanan untuk arm penyangga menggunakan material S45C adalah 105 Mpa dan tegangan maksimal dari simulasi arm dengan beban satu penumpang (637 N) sebesar 4.997 Mpa, regangan $1.887e-5$, dan displacement sebesar $2.896e-3$ mm. Beban dua penumpang (1274 N), tegangan maksimal sebesar 9.994 Mpa, regangan sebesar $3.774e-5$, dan displacement sebesar $5.791e-3$ mm. Material bisa dikatakan aman dan bisa dijadikan bahan untuk pembuatan arm penyangga *disc brake*.
2. Untuk hasil simulasi pengujian statik pada poros penyangga menggunakan material S45C pada kecepatan maksimal 5700 Rpm didapat tegangan sebesar 24.621883 Mpa, regangan $7.705e-2$ dan displacement sebesar 1,381 mm. Apabila dibandingkan

dengan nilai yang di iznkan teori *von mises* yaitu 52,5 Mpa, poros dengan material S45C bisa dikatakan aman apabila dijadikan bahan poros penyangga *disc brake*.

Saran

Hasil simulasi ini merupakan sarana pendukung untuk mendapatkan hasil yang optimal dalam analisa kekuatan material dengan bantuan *software FEM*. Sebaiknya apabila hendak melakukan pembuatan komponen dengan material tertentu, hendaknya mencari informasi tentang ketersediaan material. Penelitian ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu saran untuk penelitian selanjutnya ialah dapat menganalisa beban terpusat atau beban linear pada arm penyangga *disc brake* serta getaran yang terjadi pada arm penyangga *disc brake* menggunakan *software FEM* yang lainnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Ian Hardianto Siahaan, H. (2008). Kineja Rem Tromol Terhadap Kinerja Rem Cakram Kendaraan Roda Dua Pada Pengujian Stasioner. *TeknoSim*, 397.
- Mhd. Daud Pinem, S. M. (2010). *Mekanika Kekuatan Material Lanjut*. Bandung: Rekayasa Sains.
- R.S. Khurmi, J. (n.d.). *Library Genesis2M*. Retrieved January 03, 2018, from gen.lib.rus.ec:

<https://libgen.pw/item/detail/id/779>

772