

Analisa Kegagalan Struktur Material Swing Arm pada Sepeda Motor Honda Supra X 125R Menggunakan Metode Elemen Hingga

Ilham Winarno¹⁾, Eka Marlina²⁾
Program Studi Teknik Mesin, Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya

Email : ilhamwin01@gmail.com¹⁾, ekamarlina@untag-sby.ac.id²⁾

Abstrak— Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengetahui kegagalan struktur yang terjadi terhadap jenis material swing arm pada sepeda motor Honda Supra X 125R akibat pembebanan statis yang terjadi. Analisa statika dilakukan untuk mengetahui nilai tegangan ekuivalen dan displacement yang terjadi pada struktur swing arm, serta melakukan analisa kegagalan untuk mengetahui umur siklus pembebanan dan faktor keamanan yang didapatkan. Penelitian ini dilakukan menggunakan metode elemen hingga berbasis simulasi pada software. Dengan membuat pemodelan 3D menggunakan Autodesk Inventor, yang selanjutnya model disimulasikan menggunakan Ansys Workbench. Hasil simulasi FEM statis menunjukkan tiap material mild steel memiliki karakteristiknya masing-masing. Analisa tegangan ekuivalen menunjukkan material SS400 memiliki respon terbaik, dengan tegangan maksimum paling kecil sebesar 16,601 MPa. Analisa displacement menunjukkan material ST37 memiliki respon terbaik, dengan nilai displacement maksimum paling kecil sebesar 2,8682e-002 mm. Hasil analisa kegagalan menunjukkan material ASTM A36 memiliki respon terbaik, dengan umur hingga 3,9353e+006 siklus, serta memiliki faktor keamanan rata-rata sebesar 15.

Kata-kata kunci: Tegangan, Displacement, Umur Siklus, Faktor Keamanan.

Abstract— The purpose of this study was to determine the structural failure that occurred in the type of swing arm material on a Honda Supra X 125R motorcycle due to static loading. Static analysis was carried out to determine the equivalent stress and displacement values that occur in the swing arm structure, as well as to perform a failure analysis to determine the loading life cycle and safety factor obtained. This research was conducted using the finite element method based on software simulation. By creating 3D modelling using Autodesk Inventor, the model is then simulated using Ansys Workbench. The static FEM simulation results show that each mild steel material has its characteristics. Equivalent stress analysis shows that SS400 material has the best response, with the smallest maximum stress of 16.601 MPa. Displacement analysis shows that ST37 material has the best response, with the smallest maximum displacement value of 2.8682e-002 mm. The failure analysis results show that ASTM A36 material has the best response, with a life of up to 3.9353e+006 cycles, and has an average safety factor of 15.

Keywords: Stress, Displacement, Life Cycle, Safety Factor.

I. PENDAHULUAN

Saat ini mayoritas masyarakat Indonesia menjadikan sepeda motor sebagai salah satu sarana transportasi yang digunakan sehari-hari. Tentunya faktor keamanan pada sepeda motor harus diperhatikan, salah satunya adalah sistem suspensi, karena sangat berpengaruh pada aspek kestabilan, kenyamanan dan keamanan dalam berkendara. Sebagai salah satu komponen yang berperan penting dalam sistem suspensi, yang terhubung langsung dengan shockbreaker dan axle shaft roda belakang, maka swing arm perlu memiliki kekakuan yang sesuai dan ideal untuk mendukung roda dalam meminimalisir guncangan yang akan mengganggu kestabilan sepeda motor ketika digunakan [1]–[3].

Jenis material yang paling umum dipilih sebagai bahan pembuatan swing arm adalah baja lunak (mild steel) [4], yang memiliki kandungan karbon sebesar 0,16 – 0,29 % [5]. Baja lunak juga dapat dikategorikan sebagai jenis baja karbon rendah, karena memiliki karakteristik seperti baja karbon rendah, yaitu memiliki karakteristik lunak namun memiliki kekuatan yang cukup tangguh, mudah diproses permesinan serta memiliki kemampuan las yang baik, sehingga dipilih material baja lunak sebagai bahan untuk pembuatan swing arm [4], [5]. Dalam penelitian ini material baja lunak dibagi secara spesifik dengan berbagai jenis, diantaranya SS400, ASTM A36, ST37 dan S275JR.

Penelitian ini dilakukan menggunakan metode elemen hingga berbasis simulasi dengan software, dengan tujuan untuk mengetahui kegagalan struktur material swing arm pada sepeda motor Honda Supra X 125R akibat kondisi pembebanan statis. Analisa statika dilakukan untuk mengetahui nilai tegangan ekuivalen dan displacement yang terjadi pada struktur swing arm, serta melakukan analisa kegagalan untuk mengetahui umur siklus pembebanan dan faktor keamanan yang didapatkan pada model [6]–[8].

II. PENELITIAN TERDAHULU

1. Hasil Penelitian Ahmad Kholil (2013)

Penelitian yang dilakukan oleh Ahmad Kholil (2013) [2], yang berjudul “Analisis Dinamika Struktur Swing Arm Sepeda Motor Jenis Suspensi Monoshock Menggunakan Metode Elemen Hingga.” Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk menganalisis swing arm sepeda motor dalam kondisi dinamis menggunakan simulasi metode elemen hingga, sehingga dapat diketahui karakteristik struktur swing arm pada sistem suspensi monoshock.

Berdasarkan analisis yang dilakukan terhadap empat model *swing arm* menggunakan material *carbon steel SA-691* dapat disimpulkan bahwa pada masing-masing model terjadi kenaikan respon di sekitar daerah frekuensi natural. Dari keempat model yang memiliki respon yang paling baik adalah model yang paling kompleks (model keempat), karena pada tiap frekuensinya terjadi perubahan respon dinamik yang saling mendekati.

2. Hasil Penelitian Tri Sanjayanto (2010)

Penelitian yang dilakukan oleh Tri Sanjayanto (2010) [5], yang berjudul “Analisa *Swing Arm* Menggunakan Program Aplikasi CAE.” Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk menganalisis karakteristik *swing arm* sepeda motor yang belum diketahui menggunakan *software* berbasis FEM.

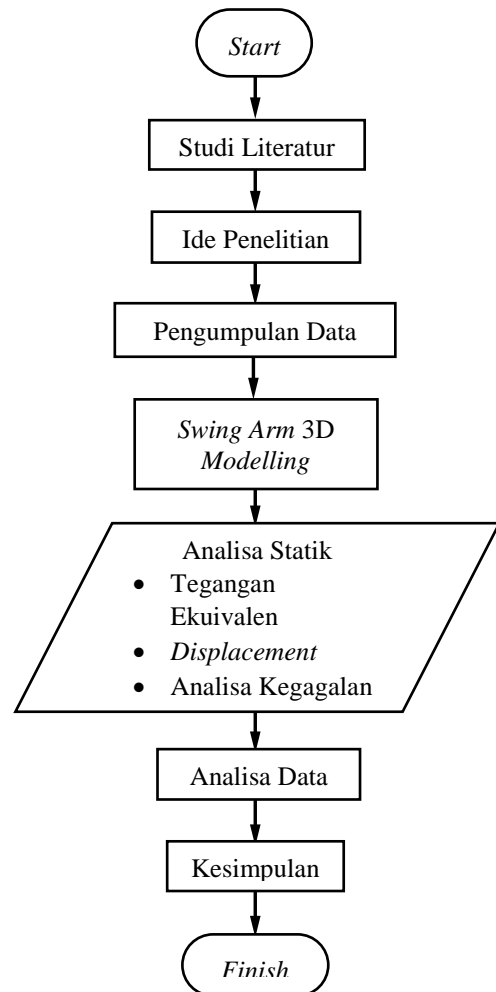
Berdasarkan analisis yang dilakukan terhadap *swing arm* jenis *dualshock* dan menggunakan material baja lunak (*mild steel*), didapatkan hasil bahwa nilai faktor keamanan yang didapat dipengaruhi oleh berbagai jenis pembebanan pada struktur *swing arm*, diantaranya pembebanan vertikal, pembebanan percepatan, pembebanan perlambatan dan pembebanan lateral. Dimana dari keempat jenis pembebanan tersebut didapatkan nilai faktor keamanan paling kecil dan tidak memenuhi syarat aman berada pada pembebanan lateral dengan nilai di bawah 1,0, sehingga perlu memodifikasi desain pada *swing arm* untuk mendapatkan nilai faktor keamanan yang sesuai dengan kebutuhan.

3. Hasil Penelitian Eka Marlina et al. (2021)

Penelitian yang dilakukan oleh Eka Marlina, Gatut Prijo Utomo dan Saiful Fuad (2021) [6], yang berjudul “Analisa Kegagalan dan Redesain Roller Tembaga Studi Kasus PT. Smelting.” Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk menganalisa kegagalan pada alat *roll* tembaga yang sudah ada, dimana kegagalan yang sering terjadi pada komponen *pen roll* yang digunakan untuk memindahkan tembaga dalam kondisi panas dan cenderung akan mengalami kerusakan yang berakibat terjadinya defleksi atau deformasi plastis pada struktur, sehingga *pen roll* tidak akan bisa berputar dan mesin tidak bisa beroperasi.

Berdasarkan analisis yang dilakukan terhadap komponen *pen roll* tembaga, dimana material mula-mula (yang digunakan oleh perusahaan) adalah jenis AISI 4140, yang kemudian dilakukan redesain menggunakan 5 jenis material yang berbeda. Didapatkan hasil bahwa diantara kelima material yang dianalisis, diperoleh material jenis AISI 4130 yang memiliki respon paling baik, dimana nilai umur siklus minimum yang dimiliki lebih tinggi dibandingkan kelima jenis material yang lain, sehingga material tidak mudah mengalami kerusakan dan masa pakainya relatif lebih Panjang.

III. METODE

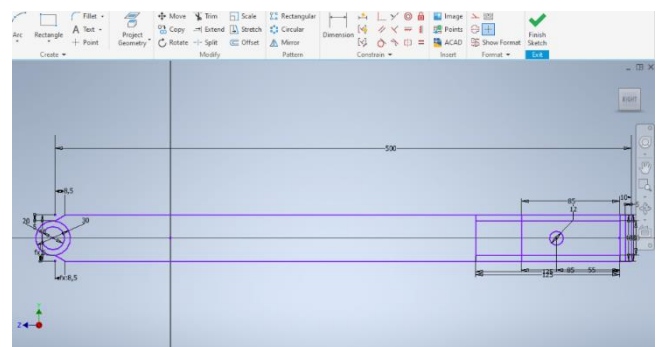


Gambar 1 Flow Chart Penelitian

Prosedur Desain dan Analisa

A. Proses Sketching

Pada halaman desain pilih menu *sketch 2D*. Pada saat proses *sketching*, parameter yang di input harus sesuai dengan spesifikasi sepeda motor, yaitu dengan cara mengukur dimensi *swing arm* terlebih dahulu sebelum proses *sketching*. Setelah ukuran sebenarnya didapat, selanjutnya dilakukan proses *sketching* seperti pada Gambar 2.

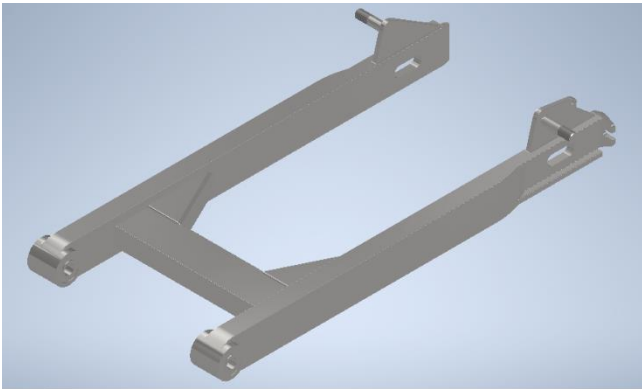


Gambar 2 Proses Sketching

B. Modelling 3D Swing Arm

Setelah proses *sketching*, selanjutnya desain disimulasikan dalam bentuk 3D dengan menu *extrude*. Setelah di-*extrude*

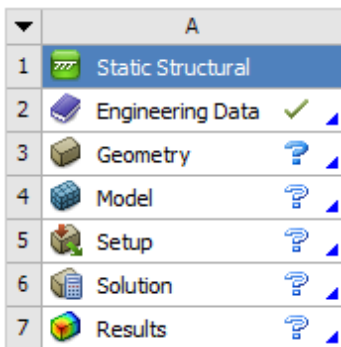
selanjutnya membetuk model *swing arm* dengan menu *hole*, *fillet* dan *chamfer*, sehingga didapat *modelling 3D swing arm* seperti pada Gambar 3.



Gambar 3 Modelling 3D Swing Arm

C. Project Schematic

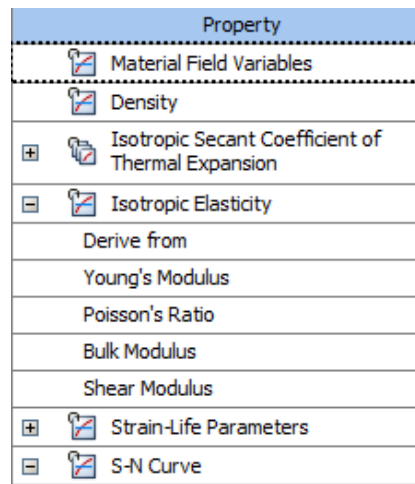
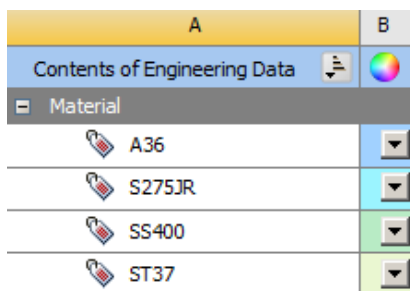
Pada halaman *project schematic* memilih menu *schematic* untuk analisa statik (*static structural*), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4 Project Schematic Static Structural

D. Engineering Data

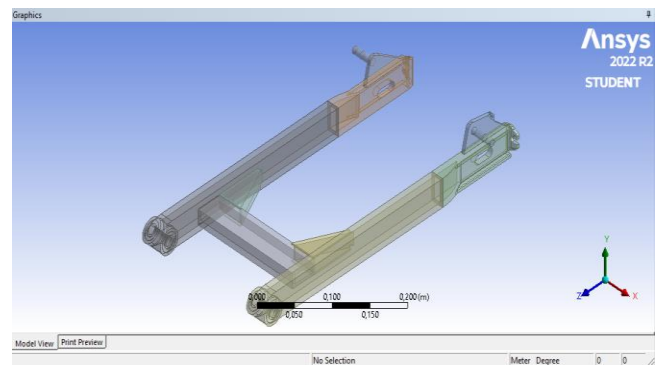
Selanjutnya memilih menu *engineering data* untuk *input* data material *mild steel* jenis SS400, ASTM A36, ST37 dan S275JR untuk model *swing arm* dari data yang telah didapat sebelumnya. Pada tahapan ini juga perlu menginput data *mechanical properties* dan juga *S-N Curve*.



Gambar 5 Input Engineering Data

E. Geometry

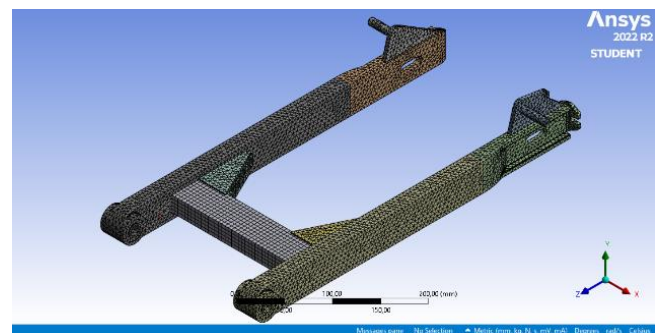
Setelah *input engineering data*, selanjutnya *import modelling 3D swing arm* pada menu *geometry*.



Gambar 6 Geometry Swing Arm

F. 3D Modelling

Setelah *import 3D modelling*, tahapan selanjutnya adalah masuk ke dalam menu pemodelan. Di dalam menu pemodelan nantinya akan dilakukan simulasi pada *swing arm* dalam kondisi statik. Namun sebelum disimulasikan perlu dilakukan beberapa tahapan seperti *meshing*, menentukan jenis *support* untuk membatasi perpindahan/gerakan, serta menentukan besar dan arah pembebanan pada *swing arm*.



Gambar 7 Proses Meshing

G. Analisa Statis

Pada tahapan ini, dilakukan analisis distribusi pembebanan pada *swing arm* sehingga diketahui nilai tegangan ekuivalen maksimumnya, serta melakukan analisa *displacement* akibat gaya yang bekerja pada model, sehingga diketahui *displacement* maksimumnya.

H. Analisa Kegagalan

Melakukan analisis kegagalan untuk mengetahui kegagalan dini atau kerusakan komponen akibat struktur mengalami siklus pembebanan berulang, serta mencari nilai faktor keamanan yang dibutuhkan. Dalam penelitian ini penulis menggunakan metode pendekatan *stress-life*, dimana metode ini merupakan pendekatan pertama yang digunakan dalam upaya memahami dan mengukur kelelahan logam, dimana tegangan yang diterapkan pada benda berada dalam rentang elastis material dan masa pakai yang dihasilkan (siklus menuju kegagalan) sangat panjang. Dasar dari metode *stress-life* adalah diagram Wöhler atau S-N, yang merupakan plot tegangan bolak-balik (S) dengan siklus menuju kegagalan (N) [8].

Dalam upaya untuk memperkirakan kurva S-N dapat menggunakan (1) sebagai berikut:

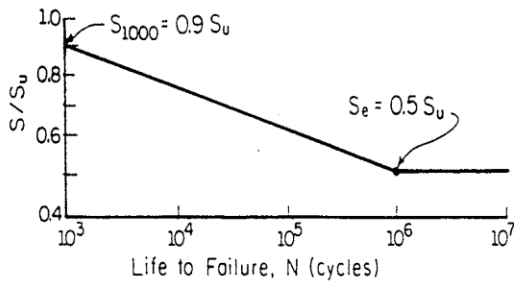
$$S = 10^c N^b \quad (1)$$

Dengan mencari nilai batas awal (S_{1000}) dan batas daya tahan yang terkait dengan kekuatan tertinggi (S_e'):

$$S_{1000} = 0,9S_{ut} \quad (2)$$

$$S_e' \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} < 200 \text{ ksi (1380 MPa)} \\ 100 \text{ ksi} & S_{ut} > 200 \text{ ksi (1380 MPa)} \end{cases} \quad (3)$$

Dimana eksponen (C) dan (b) dari kurva S-N ditentukan menggunakan dua titik yang ditunjukkan Gambar 8, dan dapat diketahui menggunakan (4) dan (5):



Gambar 8 Kurva S-N Umum untuk Baja pada Plot Logaritmik [8].

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left[\frac{S_{1000}}{S_e} \right] \quad (4)$$

$$C = \log \left[\frac{(S_{1000})^2}{S_e} \right] \quad (5)$$

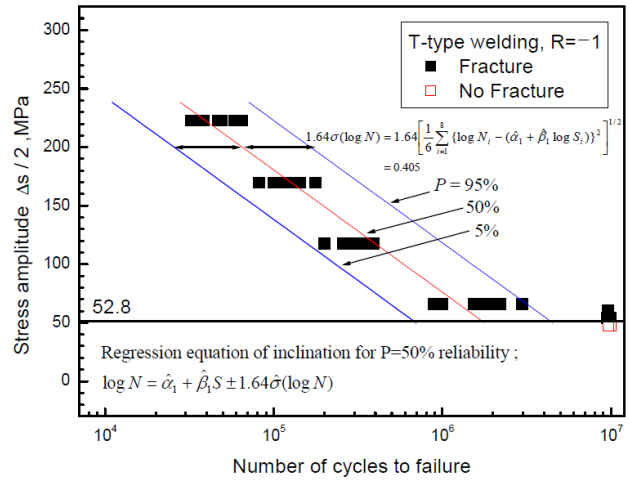
Dengan nilai S_e diperoleh menggunakan (6):

$$S_e = S_e' \cdot C_l \cdot C_{sz} \cdot C_{sf} \cdot C_t \cdot C_r \quad (6)$$

Dimana:

- C_l : Faktor koreksi pembebanan
- C_{sz} : Faktor koreksi ukuran
- C_{sf} : Faktor koreksi permukaan
- C_t : Faktor koreksi temperatur
- C_r : Faktor koreksi reliabilitas

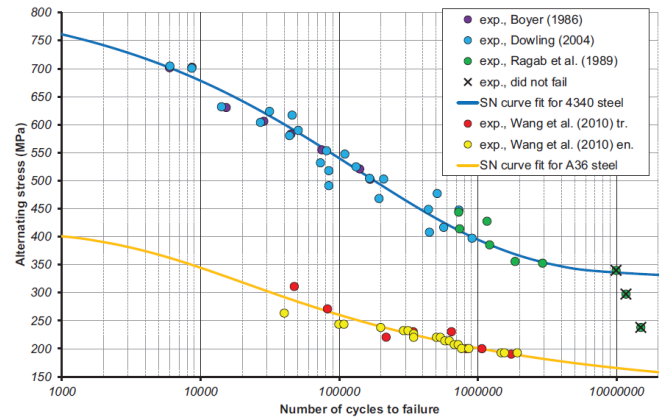
Kurva S-N pada SS400, ASTM A36, ST37 dan S275JR



Gambar 9 Kurva S-N Material SS400 [9].

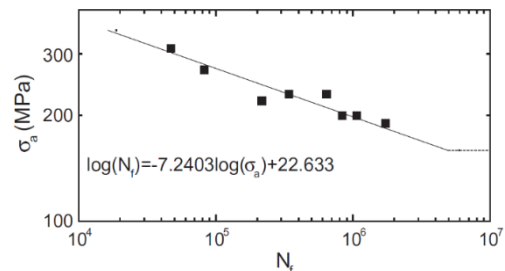
Gambar 9 menunjukkan kurva S-N material SS400. Itu merupakan hubungan antara tegangan amplitudo dan umur kelelahan diberikan dalam (7) [9].

$$\log N = 6,728 - 0,0094 \cdot \Delta s / 2 \pm 0,405 \quad (7)$$

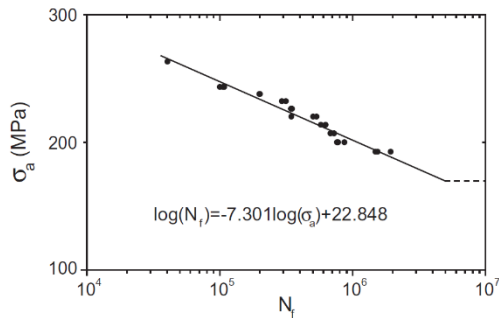


Gambar 10 Kurva S-N Material ASTM A36 [10].

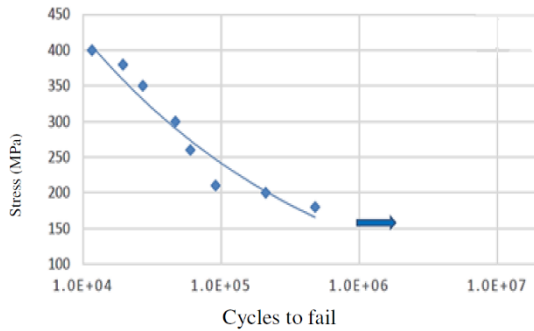
Gambar 10 menunjukkan kurva S-N material ASTM A36. Dalam kurva tersebut didapatkan 2 hasil pengujian eksperimental, yaitu metode pengujian tradisional (titik merah) dan metode pengujian *energy approach* (titik kuning) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 11 dan 12.



Gambar 11 Kurva S-N ASTM A36 Metode Tradisional [11]



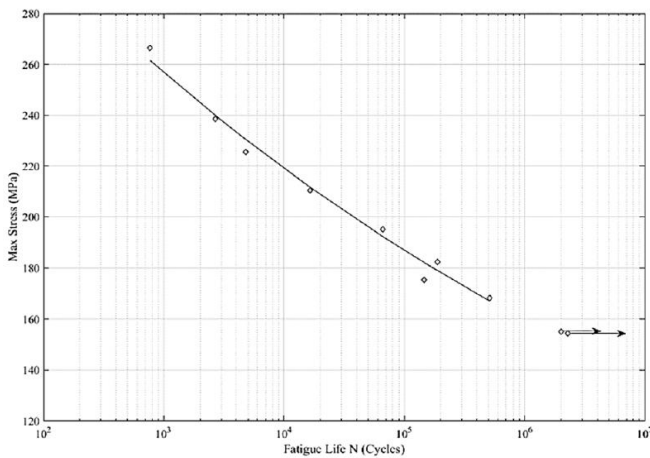
Gambar 12 Kurva S-N ASTM A36 Metode *Energy Approach* [11].



Gambar 13 Kurva S-N Material ST37 [12].

Gambar 13 menunjukkan kurva S-N material ST37. Itu merupakan hubungan antara tegangan amplitudo dan umur kelelahan diberikan dalam (8) [12].

$$\log \sigma = 413,69 \cdot N^{-0,069} \quad (8)$$

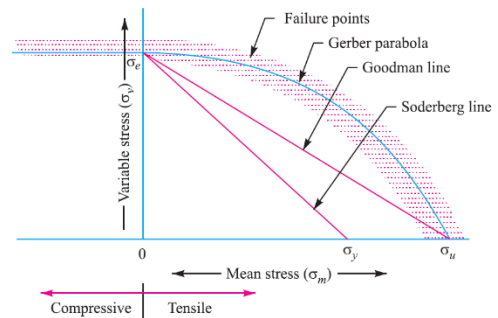


Gambar 14 Kurva S-N Material S275JR [13].

Gambar 14 menunjukkan kurva S-N material S275JR. Itu merupakan hubungan antara tegangan amplitudo dan umur kelelahan diberikan dalam (8), seperti sebelumnya [13].

Teori Kegagalan

Dalam menganalisis kegagalan/kelelahan desain suatu komponen mesin akibat siklus pembebanan berulang yang diterima struktur, terdapat beberapa metode yang dapat digunakan. Beberapa metode diantaranya Gerber, Goodman dan Soderberg seperti yang ditunjukkan Gambar 15.



Gambar 15 Perbandingan Persamaan Tegangan: Soderberg, Goodman dan Gerber [14].

Berdasarkan Gambar 15, masing-masing metode yang digunakan memiliki penerapan yang berbeda-beda dan akan berdampak pada hasil akhir desain. Dari Gambar 15 dapat disimpulkan bahwa metode Gerber memberikan dimensi hasil perhitungan yang paling mendekati kondisi nyata, sehingga kurang ekonomis dan rawan terjadi kegagalan. Sedangkan metode Soderberg memberikan dimensi hasil perhitungan yang paling konservatif, sehingga lebih ekonomis. Pemilihan faktor keamanan (*safety factor*) yang tepat sangat diperlukan dalam analisis kegagalan ini, terutama dalam menggunakan metode Gerber, karena hasil perhitungan yang mendekati kondisi sebenarnya [6].

Dalam menganalisis kegagalan pada *swing arm*, penulis akan menggunakan metode Soderberg. Hal ini dikarenakan kegagalan terjadi ketika *swing arm* mengalami deformasi plastis namun tidak sampai terjadi patah, sehingga metode ini yang paling cocok digunakan.

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hal pertama yang dilakukan adalah menentukan posisi *center of gravity* pada sepeda motor dengan cara melakukan perhitungan pada diameter roda, berat maksimum sepeda motor, serta menghitung berat maksimum sepeda motor dengan sudut elevasi tertentu. Kemudian parameter yang didapat selanjutnya dihitung kembali untuk menentukan kondisi pembebanan pada *swing arm*.

Pembebanan yang diterima masing-masing roda (*weight distribution*) yang ditunjukkan yaitu 40% pada roda depan dan 60% pada roda belakang dari keseluruhan berat sepeda motor. Dimana diameter roda depan (D_f) sebesar 0,2789 m, dan diameter roda belakang (D_r) sebesar 0,2879 m, dengan massa total kendaraan sebesar 222 kg. Sehingga:

$$\begin{aligned} F_{z,f} &= 40\% \cdot m \cdot g & F_{z,r} &= 60\% \cdot m \cdot g \\ F_{z,f} &= 40\% \cdot 106 \cdot 9,81 & F_{z,r} &= 60\% \cdot 106 \cdot 9,81 \\ F_{z,f} &= 415,944 \text{ N} & F_{z,r} &= 623,916 \text{ N} \end{aligned}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} F_{z,f} &= \text{Pembebanan pada Roda Depan} \\ F_{z,r} &= \text{Pembebanan pada Roda Belakang} \end{aligned}$$

Jarak antara center of gravity dengan sumbu roda depan dilambangkan dengan l_f , sedangkan untuk roda belakang dilambangkan dengan l_r .

$$l_f = \frac{2l \cdot F_{z,r}}{2(F_{z,f} + F_{z,r})} = \frac{2 \cdot 1,235 \cdot 623,916}{2(415,944 + 623,916)} = 0,7554 \text{ m}$$

$$l_r = \frac{2l \cdot F_{z,f}}{2(F_{z,f} + F_{z,r})} = \frac{2 \cdot 1,235 \cdot 415,944}{2(415,944 + 623,916)} = 0,5036 \text{ m}$$

Ketinggian titik *center of gravity* dihitung pada titik paling rendah dari sebuah kendaraan dimana roda menempel pada jalan/lintasan. Dengan mengasumsikan sepeda motor berada di atas lintasan dengan kemiringan sudut tertentu sebesar θ . Pada kondisi ini sepeda motor diasumsikan sedang bergerak menurun pada gradient $\theta = 20^\circ$.

$$h = \frac{F_{z,f}(D_f \sin\theta + l_f \cos\theta) + F_{z,r}(D_r \sin\theta + l_r \cos\theta)}{m \cdot g(\sin\theta)}$$

Dimana:

$$F_{z,f}(D_f \sin\theta + l_f \cos\theta) = 415,944 (0,2789 \sin 20 + 0,7554 \cos 20) = 334,932 \text{ Nm}$$

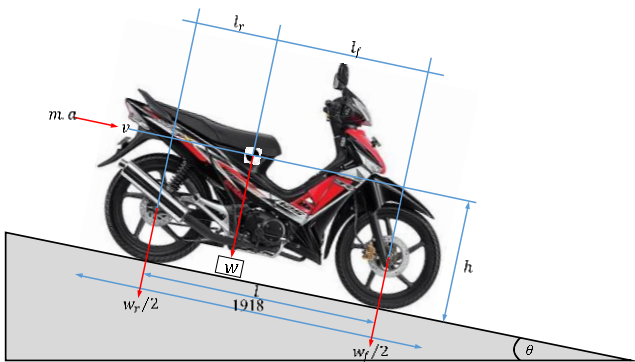
$$F_{z,r}(D_r \sin\theta + l_r \cos\theta) = 623,916 (0,2879 \sin 20 + 0,5036 \cos 20) = 356,691 \text{ Nm}$$

Maka:

$$h = \frac{334,932 + 356,691}{222 \cdot 9,81(\sin\theta)}$$

$$h = 0,9285 \text{ m}$$

Sehingga didapat posisi *center of gravity* pada kendaraan ditunjukkan pada Gambar 16



Gambar 16 Posisi *Center of Gravity* pada Sepeda Motor

Setelah didapat posisi *center of gravity*, selanjutnya perlu menghitung pembebanan statis sebagai input data simulasi. Mengacu pada Gambar 16 dimana pembebanan statis pada *swing arm* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Untuk beban bagian depan} & : w_f = \frac{l_r}{l} \cdot w_{max} \\ & w_f = \frac{0,5036}{1,235} \cdot 2177,82 \\ & w_f = 888,0568 \text{ N} \end{aligned}$$

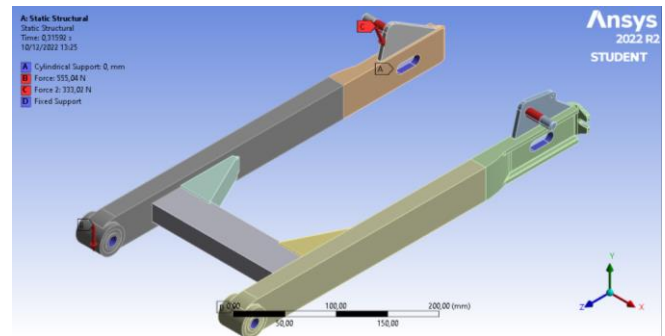
$$\begin{aligned} \text{Untuk beban bagian belakang} & : w_r = \frac{l_f}{l} \cdot w_{max} \\ & w_r = \frac{0,7554}{1,235} \cdot 2177,82 \\ & w_r = 1332,0852 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Beban swing arm depan} & : w_{sf} = \frac{1}{4}(w_f + w_r) \\ & w_{sf} = \frac{1}{4}(888,1 + 1332,1) \\ & w_{sf} = 555,0355 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Beban swing arm belakang} & : w_{sr} = \frac{w_r}{4} \\ & w_{sr} = \frac{1.332,0852}{4} \end{aligned}$$

$$w_{sr} = 333,0213 \text{ N}$$

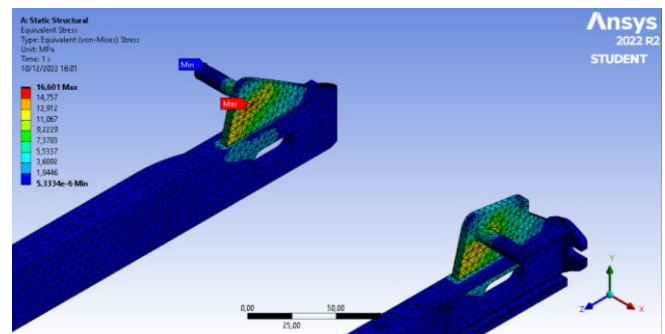
Dalam analisa statika ini, model *swing arm* menggunakan 79215 *nodes* dan 39655 elemen dalam *mesh*. Dalam analisis ini terdapat 10 tumpuan tetap pada *swing arm*, serta didapatkan posisi dan besar pembebanan *swing arm* seperti ditunjukkan pada Gambar 17.



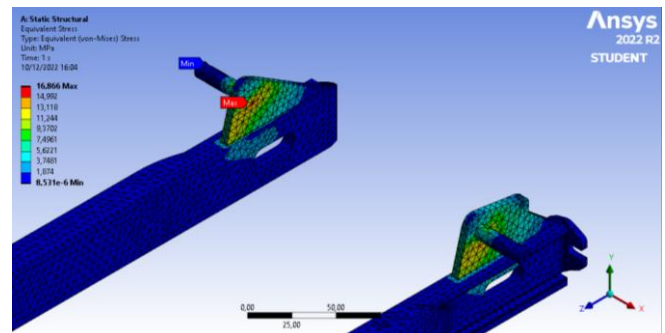
Gambar 17 Posisi Tumpuan dan Pembebanan pada *Swing Arm*.

Setelah pembebanan pada *swing arm* diketahui, selanjutnya melakukan simulasi statis untuk mengetahui nilai tegangan ekuivalen dan *displacement* yang terjadi akibat pembebanan statis.

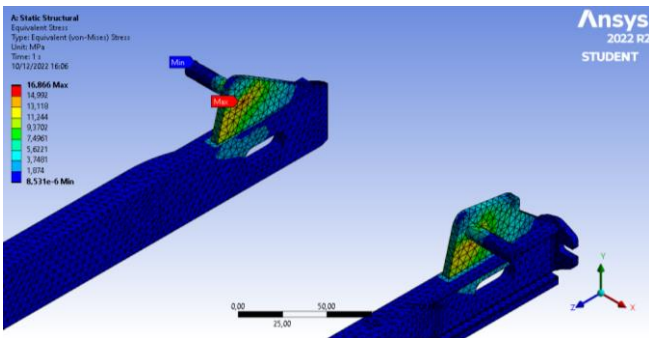
Hasil Analisa Tegangan Ekuivalen



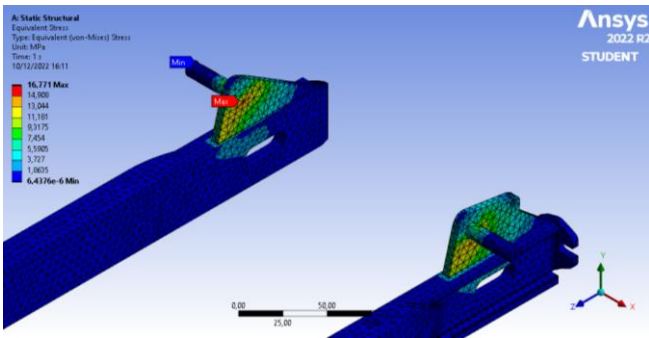
Gambar 18 Nilai Tegangan Ekuivalen pada Material SS400



Gambar 19 Nilai Tegangan Ekuivalen pada Material ASTM A36



Gambar 20 Nilai Tegangan Ekuivalen pada Material ST37



Gambar 21 Nilai Tegangan Ekuivalen pada Material S275JR

Berdasarkan hasil analisis tegangan ekuivalen, didapat kondisi *minimum*, *maximum* dan *average equivalent stress* berada di lokasi yang sama untuk tiap jenis material. Kondisi tegangan ekuivalen minimum berada pada ujung batang penghubung *shockbreaker* dengan *swing arm*. Kondisi tegangan ekuivalen maksimum berada pada area plat batang penghubung *shockbreaker* dengan *swing arm*. Kondisi tegangan ekuivalen rata-rata berada di sepanjang batang penghubung *shockbreaker* dengan *swing arm*, dengan posisi berada di dekat area tengah sampai ujung batang.

Hasil analisis tegangan ekuivalen pada masing-masing material disajikan dalam Tabel 1.

Tabel 1 Hasil Analisis Tegangan Ekuivalen

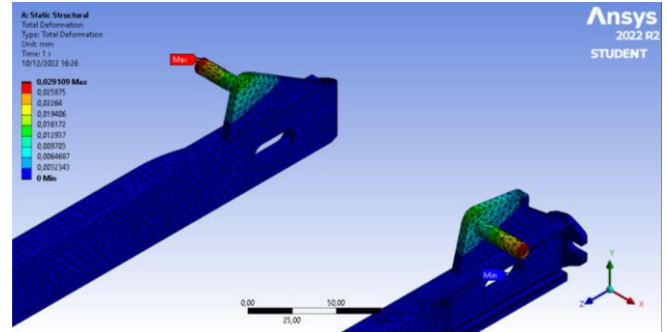
Material	Stress	Nilai	Satuan
SS400	Min	5,333e-006	MPa
	Max	16,598	MPa
	Avg	0,36981	MPa
ASTM A36	Min	8,5345e-006	MPa
	Max	16,864	MPa
	Avg	0,36192	MPa
ST37	Min	8,5345e-006	MPa
	Max	16,864	MPa
	Avg	0,36192	MPa
S275JR	Min	6,4399e-006	MPa
	Max	16,769	MPa
	Avg	0,36451	MPa

Berdasarkan Tabel 1 hasil tegangan ekuivalen pada kondisi pembebanan maksimum dan minimum didapat material jenis SS400 yang paling baik, dengan nilai tegangan

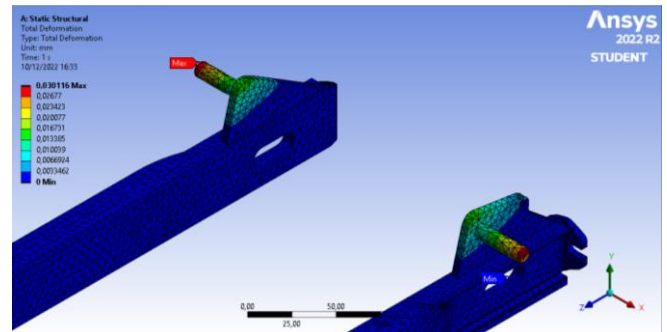
ekuivalen maksimum dan minimumnya yang paling rendah. Pada kondisi pembebanan rata-rata didapat material jenis ASTM A36 dan ST37 yang paling baik, dengan nilai tegangan ekuivalen rata-ratanya paling rendah.

Hasil Analisa Displacement

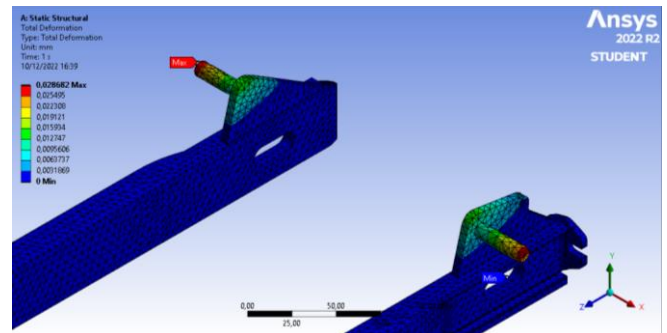
Dengan cara serupa seperti sebelumnya, didapatkan hasil analisis *displacement* sebagai berikut:



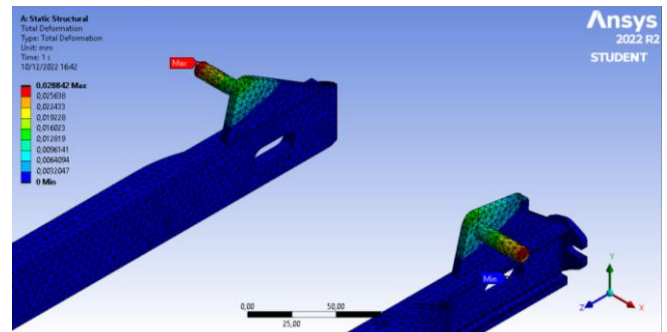
Gambar 22 Nilai Displacement pada Material SS400



Gambar 23 Nilai Displacement pada Material ASTM A36



Gambar 24 Nilai Displacement pada Material ST37



Gambar 25 Nilai Displacement pada Material S275JR

Berdasarkan hasil analisis *displacement*, didapat kondisi *displacement* minimum, maksimum dan rata-ratanya berada di lokasi yang sama untuk tiap jenis material. Kondisi *displacement* minimum berada pada titik tumpuan tetap atau

berada di bagian penghubung *axle shaft* roda belakang dengan *swing arm*. Kondisi *displacement* maksimum berada pada ujung batang penghubung *shockbreaker* dengan *swing arm*. Kondisi *displacement* rata-ratanya berada pada area plat batang penghubung *shockbreaker* dengan *swing arm*.

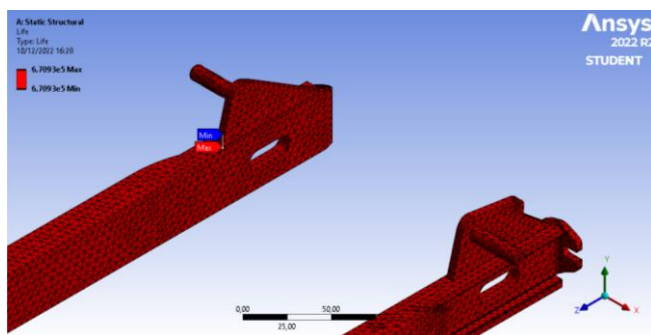
Hasil analisis *displacement* pada masing-masing material disajikan dalam Tabel 2.

Tabel 2 Hasil Analisis *Displacement*

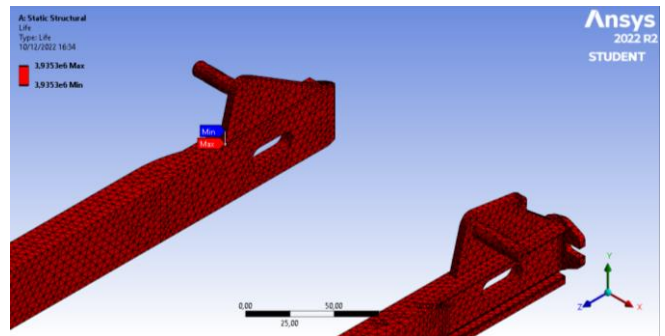
Material	<i>Displacement</i>	Nilai	Satuan
SS400	<i>Min</i>	0	mm
	<i>Max</i>	2,9298e-002	mm
	<i>Avg</i>	4,8503e-004	mm
ASTM A36	<i>Min</i>	0	mm
	<i>Max</i>	3,0326e-002	mm
	<i>Avg</i>	5,0066e-004	mm
ST37	<i>Min</i>	0	mm
	<i>Max</i>	2,8882e-002	mm
	<i>Avg</i>	4,7682e-004	mm
S275JR	<i>Min</i>	0	mm
	<i>Max</i>	2,9038e-002	mm
	<i>Avg</i>	4,7985e-004	mm

Berdasarkan Tabel 2 didapat hasil nilai *displacement* pada tiap jenis material. Pada kondisi pembebanan maksimum didapat material jenis ST37 yang paling baik, dengan nilai *displacement* maksimum yang paling rendah. Pada kondisi pembebanan minimum didapat semua jenis material setara dengan nilai *displacement* minimumnya sebesar 0 mm. Pada kondisi pembebanan rata-rata didapat material jenis ST37 yang paling baik, dengan nilai *displacement* rata-ratanya yang paling rendah.

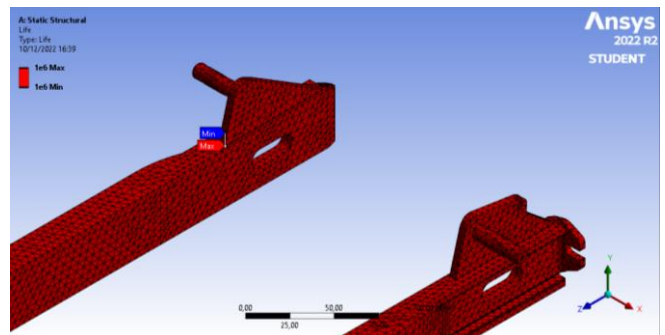
Hasil Analisa Umur Siklus



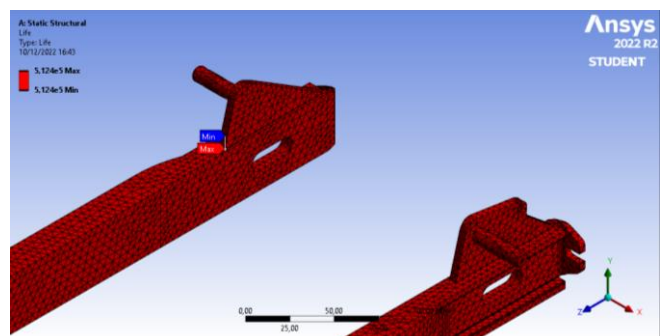
Gambar 26 Umur Siklus pada Material SS400



Gambar 27 Umur Siklus pada Material ASTM A36



Gambar 28 Umur Siklus pada Material ST37



Gambar 29 Umur Siklus pada Material S275JR

Berdasarkan hasil analisa kegagalan terhadap penelitian yang dilakukan sebelumnya [9]–[13], mengenai umur siklus pada material SS400, ASTM A36, ST37 dan S275 didapatkan hasil bahwa seluruh jenis material tersebut dinyatakan aman sesuai dengan batas nilai siklus yang diketahui. Hal ini dikarenakan nilai tegangan ekuivalen maksimum pada tiap jenis material berada jauh di bawah batas siklus pembebanan kurva S-N.

Hasil analisa kegagalan pada masing-masing material disajikan dalam Tabel 3.

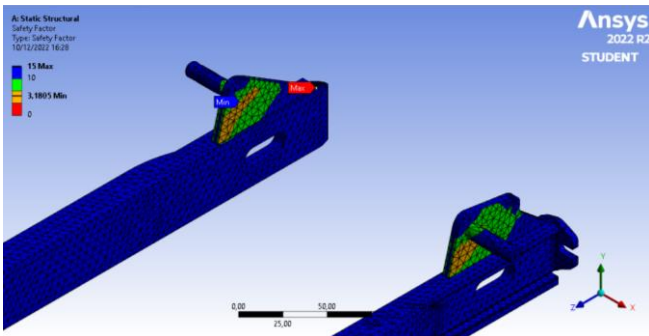
Tabel 3 Hasil Analisis Umur Siklus Material *Swing Arm*

Material	<i>Life Cycle</i>	Nilai	Satuan
SS400	<i>Min</i>		
	<i>Max</i>	6,7093e+005	Siklus
	<i>Avg</i>		
ASTM A36	<i>Min</i>		
	<i>Max</i>	3,9353e+006	Siklus
	<i>Avg</i>		
ST37	<i>Min</i>	1,0e+006	Siklus

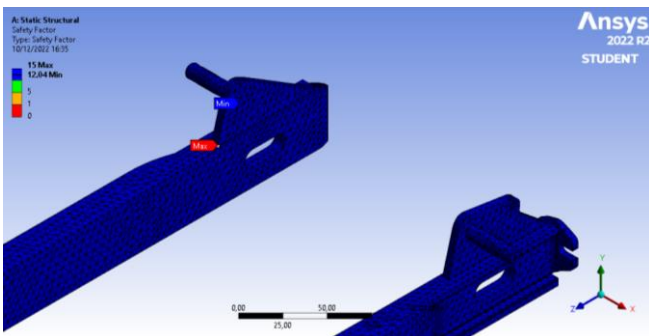
	<i>Max</i>		
	<i>Avg</i>		
	<i>Min</i>		
S275JR	<i>Max</i>	5,124e+005	Siklus
	<i>Avg</i>		

Mengacu pada Tabel 3 mengenai hasil analisa kegagalan menunjukkan bahwa umur siklus paling tinggi dimiliki material jenis ASTM A36, dengan nilai 3,9353e+006 siklus. Sedangkan umur siklus paling rendah dimiliki material jenis S275JR, dengan nilai 5,124e+005 siklus.

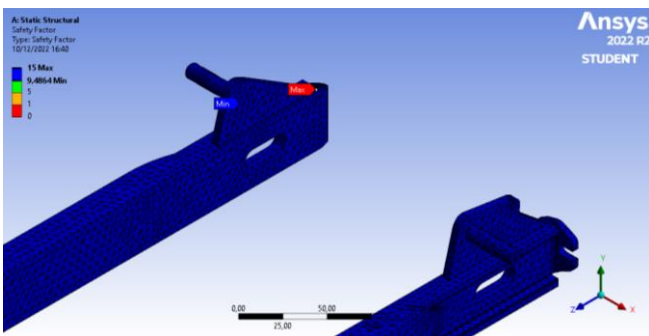
Hasil Analisa Faktor Keamanan



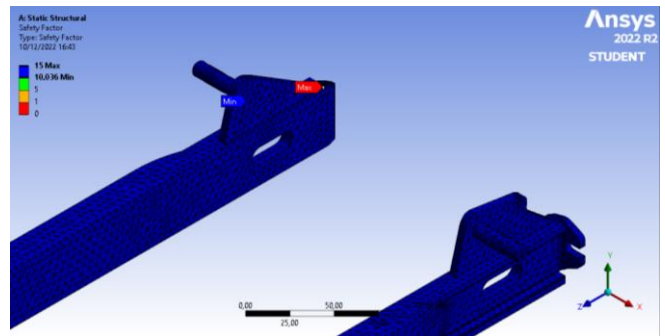
Gambar 30 Faktor Keamanan pada Material SS400



Gambar 31 Faktor Keamanan pada Material ASTM A36



Gambar 32 Faktor Keamanan pada Material ST37



Gambar 33 Faktor Keamanan pada Material S275JR

Berdasarkan hasil analisa kegagalan untuk nilai faktor keamanan pada tiap jenis material, dimana pada kondisi pembebanan maksimum didapat material jenis ASTM A36 yang paling baik, dengan nilai faktor keamanan minimumnya paling tinggi. Pada kondisi pembebanan minimum didapat semua jenis material setara dengan nilai faktor keamanan maksimumnya sebesar 15. Pada kondisi pembebanan rata-rata didapat material jenis ASTM A36 yang paling baik, dengan nilai faktor keamanan rata-ratanya yang paling tinggi.

Hasil analisis faktor keamanan pada masing-masing material disajikan dalam Tabel 4.

Tabel 4 Hasil Analisis Faktor Keamanan

Material	<i>Safety Factor</i>	Nilai
	<i>Min</i>	3,1811
SS400	<i>Max</i>	15
	<i>Avg</i>	14,84
	<i>Min</i>	12,041
ASTM A36	<i>Max</i>	15
	<i>Avg</i>	15
	<i>Min</i>	9,4875
ST37	<i>Max</i>	15
	<i>Avg</i>	14,995
	<i>Min</i>	10,038
S275JR	<i>Max</i>	15
	<i>Avg</i>	14,997

Tinggi-rendahnya nilai faktor keamanan dipengaruhi oleh besarnya pembebanan yang dibutuhkan terhadap kondisi batas pembebanan sesungguhnya. Nilai faktor keamanan yang sangat rendah memungkinkan terjadinya kegagalan yang sangat tinggi, sehingga nilai faktor keamanan harus di atas angka 1. Sebaliknya, apabila nilai faktor keamanan yang sangat tinggi maka struktur dianggap boros bahan karena tidak sesuai dengan fungsinya, misalnya menjadi sangat berat, biaya produksi struktur meningkat, dan sebagainya.

V. KESIMPULAN

Setelah dilakukan keseluruhan analisa statika terhadap seluruh material baja lunak (*mild steel*) jenis SS400, ASTM A36, ST37 dan S275JR, didapatkan kesimpulan bahwa keempat jenis material tersebut memiliki karakteristiknya masing-masing. Dimana pada analisis tegangan ekuivalen didapat material jenis SS400 yang terbaik.

Pada analisis *displacement* didapat material jenis ST37 yang terbaik. Serta pada analisa kegagalan didapat material jenis ASTM A36 yang terbaik.

Saran untuk kedepannya akan lebih baik apabila dilakukan penelitian serupa dengan menambahkan metode eksperimental untuk mendapatkan hasil yang sebenarnya, dikarenakan keterbatasan dalam pengambilan data, maka karakteristik material perlu diperoleh secara lengkap melalui pengujian pada tiap spesimen untuk mengetahui *mechanical properties* dan kurva S-N.

REFERENCES

- [1] P. Saroyo, "Uji Karakteristik Dinamik Swing Arm Sepeda Motor Komersial dengan Metode Elemen Hingga," Universitas Muhammadiyah Surakarta, 2007.
- [2] A. Kholil, "Analisis Dinamika Struktur Swing Arm Sepeda Motor Jenis Suspensi Monoshock Menggunakan Metode Elemen Hingga," *Jurnal Konversi Energi dan Manufaktur*, vol. 1, pp. 1–13, 2013, doi: 10.21009/jkem.1.1.1.
- [3] A. Kholil, C. Setyawan, and H. Saputro, "Analisis Karakteristik Getaran Struktur Lengan Ayun Sepeda Motor Jenis Suspensi Twinshock Menggunakan Metode Elemen Hingga dan Eksperimental," *Jurnal Konversi Energi dan Manufaktur*, vol. 2, pp. 36–42, 2015, doi: 10.21009/jkem.2.1.6.
- [4] L. Andrianto, "Sifat Fisis dan Mekanis Material Swing Arm Sepeda Motor," Universitas Sanata Dharma Yogyakarta, 2007.
- [5] T. Sanjayanto, "Analisa Swing Arm Menggunakan Program Aplikasi CAE," Universitas Sanata Dharma, 2010.
- [6] E. Marlina, G. P. Utomo, and S. Fuad, "Analisa Kegagalan dan Redesain Roller Tembaga Studi Kasus PT. Smelting," *Analisa Kegagalan dan Redesain Roller Tembaga Jurnal Teknik Mesin*, vol. 8, no. 2, pp. 107–114, 2021, doi: 10.34128/je.v8i2.170.
- [7] E. Marlina, I. Ismail, and M. Y. Ramadhan, "ANALISA DAN REDESAIN SPROCKET ASSEMBLY CONVEYOR RAKE C2 DI STASIUN KETEL PG NGADIREJO," *ELEMEN : JURNAL TEKNIK MESIN*, vol. 8, no. 2, pp. 77–85, Aug. 2022, doi: 10.34128/je.v8i2.167.
- [8] J. A. Bannantine, J. J. Comer, and J. L. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, 1989.
- [9] S. H. Baek, S. S. Cho, H. S. Kim, and W. S. Joo, "Reliability Design of Preventive Maintenance Scheduling for Cumulative Fatigue Damage," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 23, no. 5, pp. 1225–1233, May 2009, DOI: 10.1007/s12206-008-0901-z.
- [10] Y. Gorash and D. Mackenzie, "on Cyclic Yield Strength in Definition of Limits for Characterisation of Fatigue and Creep Behaviour," *Open Engineering*, vol. 7, no. 1, pp. 126–140, Feb. 2017, DOI: 10.1515/eng-2017-0019.
- [11] X. G. Wang, V. Crupi, X. L. Guo, and Y. G. Zhao, "Quantitative Thermographic Methodology for Fatigue Assessment and Stress Measurement," *Int J Fatigue*, vol. 32, no. 12, pp. 1970–1976, Dec. 2010, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2010.07.004.
- [12] A. A. Zainulabdeen, "Study of Fatigue Fractography of Mild Steel Used in Automotive Industry," *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, vol. 15, no. 1, pp. 82–88, Mar. 2019, DOI: 10.22153/kej.2019.07.003.
- [13] T. Aldeeb and M. Abdulmulla, "Fatigue Strength of S275 Mild Steel under Cyclic Loading," Newcastle, Oct. 2018. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/328355534>
- [14] R. S. Khurmi and J. K. Gupta, "Textbook of Machine Design," New Delhi, 2005. Accessed: Nov. 28, 2022. [Online]. Available: <https://libgen.is/book/index.php?md5=E6929861DFA1260D8FF1959FC0FD1147>