

## OPTIMASI TOPOLOGI DAN ANALISIS FATIGUE CRANK ARM SEPEDA DENGAN ANSYS

Rizal Kusnadi<sup>\*1</sup>, Jaelani<sup>2</sup>, Haryana<sup>3</sup>, Diki Wahyudin<sup>4</sup>, Willy Sependar<sup>5</sup>, Amir<sup>6</sup>  
<sup>1,2,3,4,5,6</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Buana Perjuangan, Jl.  
HS.Ronggo Waluyo, Puseurjaya, Telukjambe Timur, Karawang, Jawa Barat 41361  
e-mail: <sup>\*1</sup> [tm23.rizalkusnadi@mhs.ubpkarawang.ac.id](mailto:tm23.rizalkusnadi@mhs.ubpkarawang.ac.id),

### Abstrak

Crank arm adalah komponen penghubung pedal sepeda dengan poros tengah yang berfungsi mentransfer tenaga dari kaki pengendara ke drivetrain. Biasanya, crank arm kanan dilengkapi dengan **chainring**, sedangkan crank arm kiri terhubung langsung ke poros. Panjang standar crank arm berkisar antara 165–175 mm, yang harus disesuaikan dengan ukuran tubuh pengendara untuk kenyamanan optimal. Dalam olahraga bersepeda, efisiensi energi dan performa crank arm menjadi perhatian utama. Material seperti aluminium 6061-T6 sering digunakan karena ringan dan kuat. Namun, desain yang ada masih menghadapi tantangan, seperti distribusi tegangan yang tidak merata dan adanya material berlebih di area tertentu. Oleh karena itu, teknik **optimasi topologi** dan analisis kelelahan dapat digunakan untuk merancang crank arm yang lebih ringan, kuat, dan tahan lama dengan distribusi material yang lebih efisien. Hipotesis yang diajukan adalah, melalui pendekatan perhitungan beban pedal dengan beberapa variasi sudut kemiringan, yaitu 15°–90°, dapat ditemukan variasi beban ketika dikayuh. Beban terberat dijadikan standar untuk **optimasi topologi**. Dari hasil simulasi menggunakan ANSYS, **optimasi topologi** menghasilkan empat iterasi varian desain topologi. Keempat varian desain tersebut dibuat menjadi alternatif desain baru menggunakan SolidWorks. Salah satu varian desain yang dipilih memiliki berat 243 gram, lebih ringan 98 gram dibandingkan desain eksisting. Hasil analisis menunjukkan **stress** sebesar 128,89 MPa, masih berada di bawah **yield strength** material. Untuk hasil **fatigue life**, desain ini memiliki siklus  $4,36 \times 10^6$  dengan faktor keamanan (SOF) 1,22. Siklus ini berlaku jika beban maksimum menyentuh 1.737,19 N dengan **stress** 128,89 MPa. Jika beban maksimum tersebut tidak tercapai, desain ini akan tetap aman secara permanen karena berada pada tingkat **stress** terendah.

**Kata kunci**— Crank arm, Optimize topology, Fatigue life, Stress, Ansys.

### Abstract

*The crank arm is a component that connects the pedals of a bicycle to the center axle, which functions to transfer power from the rider's feet to the drivetrain. Usually, the right crank arm is equipped with a chainring, while the left crank arm is directly connected to the axle. The standard length of the crank arm ranges from 165-175 mm, which should be adjusted to the rider's body size for optimal comfort. In cycling, the energy efficiency and performance of the crank arm are of primary concern. Materials such as 6061-T6 aluminum are often used because they are lightweight and strong. However, existing designs still face challenges, such as uneven stress distribution and the presence of excess material in certain areas. Therefore, topology optimization techniques and fatigue analysis can be used to design a lighter, stronger, and more durable crank arm with more efficient material distribution. The hypothesis is that, through the approach of calculating the pedal load with several variations of inclination angles, namely 15°-90°, a variation of the load when pedaling can be found. The heaviest load is used as a standard for topology optimization. From the simulation results using ANSYS, topology optimization resulted in four iterations of topology design variants. The four design variants were made into new design alternatives using SolidWorks. One of the selected design variants weighs 243 grams, 98 grams lighter than the existing design. The analysis results showed a*

*stress of 128.89 MPa, still below the yield strength of the material. For fatigue life results, this design has  $4.36 \times 10^6$  cycles with a safety factor (SOF) of 1.22. This cycle applies when the maximum load reaches 1,737.19 N with a stress of 128.89 MPa. If the maximum load is not reached, the design will remain permanently safe because it is at the lowest stress level.*

**Keywords**— Crank arm, Optimize topology, Fatigue life, Stress, Ansys.

## PENDAHULUAN

Crank arm adalah komponen yang menghubungkan pedal sepeda ke poros tengah (bottom bracket). Fungsinya adalah mentransfer tenaga dari kaki pengendara ke drivetrain untuk menggerakkan sepeda. Crank arm terpasang di kedua sisi sepeda pada poros tengah. Crank arm kanan biasanya memiliki chainring (gear depan) yang terpasang, sedangkan crank arm kiri terhubung langsung ke poros tanpa gear. Dalam keadaan netral (tidak dikayuh), crank arm biasanya berada pada posisi horizontal atau vertikal. Posisi ini dapat bervariasi tergantung pada gerakan pedal yang dilakukan [1]. Panjang standar crank arm berkisar antara 165 mm hingga 175 mm. Agar performa dan umur kelelahan material menjadi lebih panjang, panjang crank arm harus dioptimalkan dan disesuaikan dengan ukuran tubuh pengendara untuk kenyamanan optimal saat mengayuh [2]. Dalam dunia olahraga bersepeda, efisiensi energi menjadi salah satu aspek yang sangat diperhatikan, terutama pada sepeda balap dan sepeda gunung. Crank arm yang dihadirkan memenuhi spesifikasi ISO untuk keamanan, serta menunjukkan kinerja yang sebanding dengan crank arm aluminium komersial. Dengan tuntutan untuk meningkatkan performa pengendara, pengembangan crank arm yang ringan namun kuat menjadi sangat penting [3]. Saat ini, material seperti aluminium 6061-T6 sering digunakan untuk crank arm karena sifatnya yang ringan dan kuat. Namun, desain yang ada masih menghadapi beberapa tantangan, seperti distribusi tegangan yang tidak merata dan adanya material berlebih di area tertentu. Tantangan ini memberikan peluang besar untuk menerapkan teknik optimasi topologi dan analisis kelelahan, yang memungkinkan redistribusi material berdasarkan kebutuhan mekanis.

Permasalahan yang menjadi fokus dalam penelitian ini adalah bagaimana merancang crank arm yang tidak hanya mampu menahan beban dinamis dan statis dengan aman, tetapi juga memiliki bobot serendah mungkin dan ketahanan yang tinggi terhadap kelelahan. Hipotesis yang diajukan adalah bahwa melalui optimasi topologi dan analisis kelelahan, desain crank arm dapat dibuat lebih efisien secara struktural dengan pengurangan massa yang signifikan tanpa mengurangi kekuatan dan kekakuannya [4].

Telah dilakukan optimasi topologi dan metode response surface untuk mengurangi massa dan meningkatkan desain ringan pada crank arm sepeda. Model 3D dibuat menggunakan SpaceClaim, diikuti oleh analisis elemen hingga dengan ANSYS Workbench 2019 R1. Beban diterapkan pada tujuh sudut engkol untuk mensimulasikan berbagai kondisi. Optimasi ini berhasil mengurangi massa hingga 20% dan menurunkan konsentrasi tegangan. Validasi eksperimental menggunakan sistem nirkabel menunjukkan hasil yang sesuai dengan simulasi [5]. Penelitian telah dilakukan untuk membandingkan model elemen hingga crank arm sepeda dengan hasil eksperimen menggunakan uji kelelahan pada bangku uji dinamis. Pengukuran tegangan dilakukan dengan strain gauge di area kritis dan dibandingkan dengan simulasi. Hasil menunjukkan kesesuaian yang baik, memungkinkan pengurangan berat crank arm sebesar 15% serta identifikasi proses manufaktur yang memerlukan kontrol metrologi yang ketat. Analisis kelelahan memastikan bahwa desain baru memenuhi standar internasional dan mengurangi risiko kegagalan komponen [6]. Penelitian lain telah dilakukan untuk menganalisis parameter desain crank arm sepeda guna meningkatkan kinerja dengan cacat minimal. Parameter seperti panjang, lebar, ketebalan, jumlah laba-laba, dan desain tulang rusuk diuji menggunakan material

Aluminium Alloy 6061-T6 dengan beban 1.000 N. Hasil menunjukkan desain optimal dengan panjang 160 mm, lebar 30 mm,

Ketebalan 10 mm, lima laba-laba, dan desain lengan saku. Desain ini menghasilkan tegangan, regangan, dan perpindahan terendah, sekaligus mengurangi biaya produksi dan meningkatkan kekakuan struktur [7]. Penelitian lainnya menganalisis struktur crank arm sepeda menggunakan tiga material berbeda untuk mengoptimalkan desain dengan mempertimbangkan kekakuan dan kekuatan. Simulasi menggunakan SolidWorks menunjukkan bahwa material baja paduan menghasilkan tegangan von Mises maksimum sebesar 106,6 MPa dan defleksi maksimum sebesar 0,282 mm. Keduanya berada di bawah batas kekuatan luluh material (620,42 MPa). Oleh karena itu, baja paduan dianggap paling cocok untuk crank arm pada quadracycle [8]. Selain itu, penelitian telah dilakukan pada lengan engkol sepeda untuk mempertimbangkan kondisi pembebanan yang bervariasi. Model analisis tegangan tiga dimensi digunakan untuk memperkirakan distribusi tegangan pada poros engkol di bawah pembebanan tekukan dan torsi siklik. Model ini dapat diadaptasi untuk analisis lebih lanjut pada lengan engkol sepeda [9].

Tujuan dari penelitian ini mencakup pemodelan awal crank arm berdasarkan desain standar, dilanjutkan dengan analisis elemen hingga untuk mengevaluasi distribusi tegangan dan deformasi. Selanjutnya, dilakukan penerapan teknik optimasi topologi untuk mengurangi massa tanpa mengorbankan performa mekanis, serta analisis ketahanan terhadap kelelahan. Penelitian ini tidak hanya memberikan kontribusi pada pengembangan desain crank arm tetapi juga membuka peluang penerapan teknik serupa pada komponen sepeda lainnya. Dengan menggunakan optimasi topologi, crank arm sepeda berbahan aluminium 6061-T6 dapat menghasilkan desain yang menawarkan ketahanan kelelahan yang lebih baik dibandingkan dengan desain tradisional.

## METODE PENELITIAN

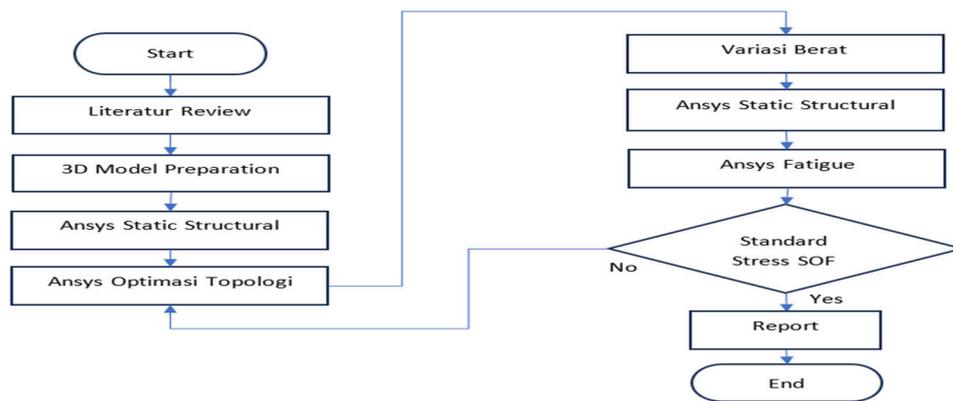
Aluminium 6061-T6 adalah salah satu paduan aluminium yang paling populer dan serbaguna. Paduan ini merupakan bagian dari seri aluminium 6xxx, yang berbasis aluminium dengan magnesium dan silikon sebagai elemen paduan utama. Berikut adalah spesifikasi aluminium 6061-T6 (Tabel 1). Tabel 1. Spesifikasi Material Aluminium 6061-T6.

<b>Properti</b>	<b>Nilai</b>	<b>Satuan</b>
<b>Density</b>	2.7	g/cm <sup>3</sup>
<b>Elastic Modulus (E)</b>	76,6	GPa
<b>Ultimate Tensile Strength</b>	313	MPa
<b>Yield Tensile Strength</b>	259	MPa
<b>Elongation</b>	8-10	%
<b>Hardness (Brinell)</b>	95	HB
<b>Thermal Conductivity</b>	167	W/m·K
<b>Specific Heat Capacity</b>	0.896	J/g·K

Secara umum, metodologi penelitian digambarkan dalam diagram alir pada Gambar 1. Penelitian dimulai dengan melakukan tinjauan literatur terkait studi lengan engkol sepeda, diikuti dengan pembuatan model tiga dimensi menggunakan Solidworks dan ANSYS Workbench 19.1. Selanjutnya, dilakukan prosedur optimasi topologi melalui berbagai studi variasi. Berdasarkan hasil tersebut, metode optimasi permukaan respons diterapkan untuk meningkatkan kinerja tegangan yang diperoleh dari optimasi topologi.

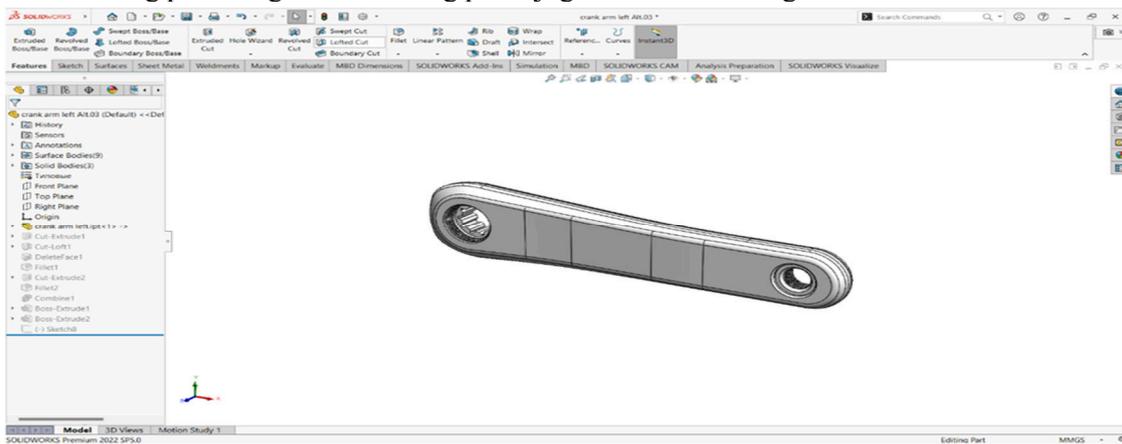
Terakhir dilakukan analisis fatigue menggunakan ANSYS Workbench 19.1. Setiap langkah dalam proses ini dijelaskan secara rinci.

---



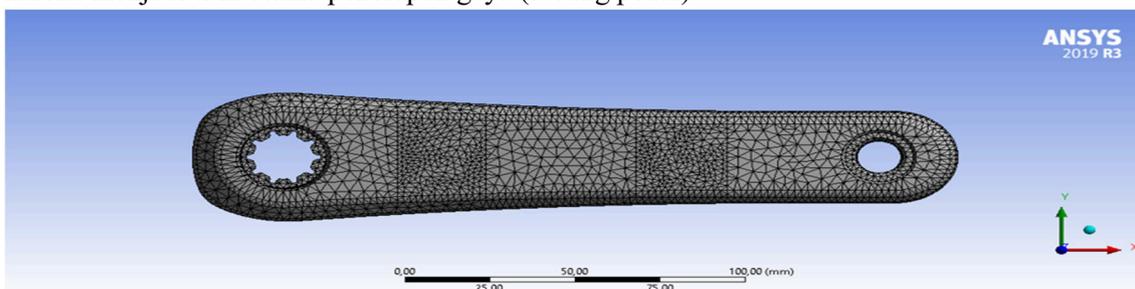
Gambar 1. Diagram alur penelitian

Model 3D lengan engkol sepeda dari material aluminium dibuat menggunakan Solidworks, seperti yang ditampilkan pada Gambar 2. Geometri model yang digunakan menyerupai geometri lengan engkol sepeda komersial. Lubang untuk poros crank arm didesain dengan diameter 17,9 mm, sedangkan lubang untuk pedal memiliki diameter 12,8 mm. Jarak antara lubang poros engkol dan lubang pedal juga disesuaikan dengan dimensi standar.



Gambar 2. 3D Crank arm existing.

Strategi penyempurnaan mesh telah dilakukan di software ANSYS Workbench seperti yang ditampilkan Gambar 3. Penyempurnaan mesh diterapkan pada lokasi tertentu, yaitu bagian bawah poros engkol dan lubang pedal atas. Hal ini penting untuk meningkatkan akurasi hasil karena sering terjadi masalah mesh disebabkan permukaan dan volume lubang engkol desainnya lebih detail. Setelah pengaturan resolusi mesh dilakukan, model yang dihasilkan memiliki 132.49 node dan 76.72 elemen secara keseluruhan. Lokasi-lokasi ini sangat penting karena menjadi titik utama penerapan gaya (lubang pedal).



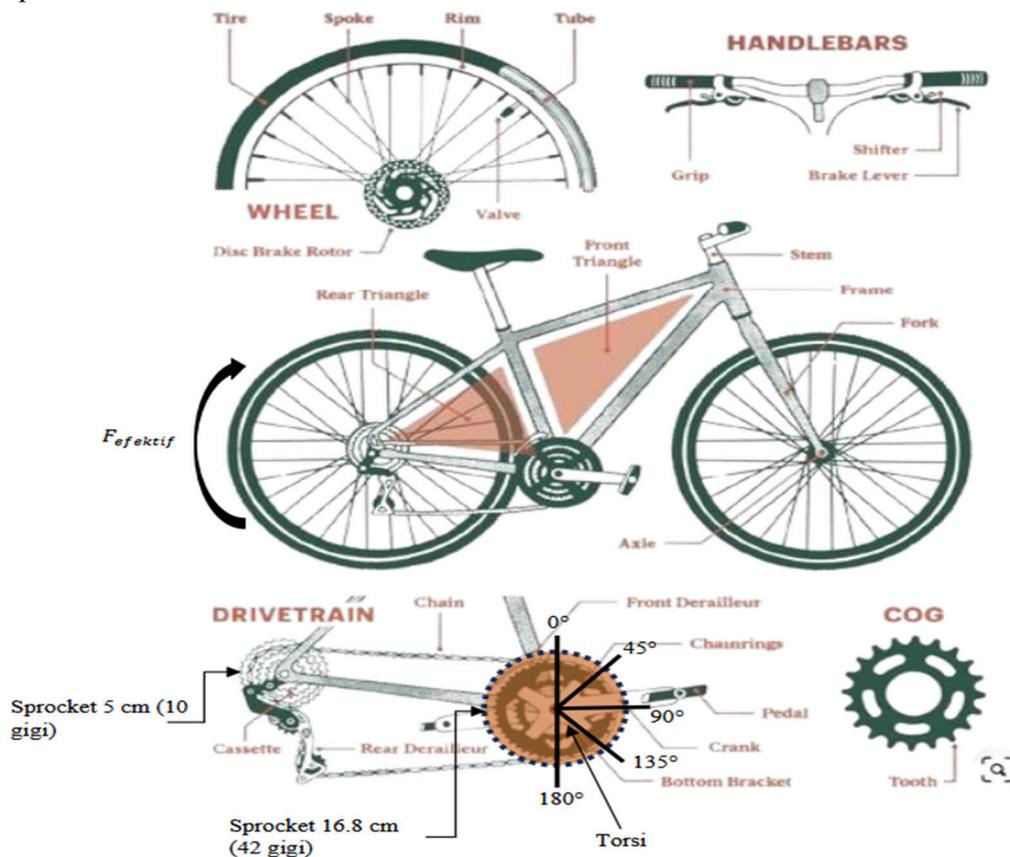
Gambar 3. Proses mesh crank arm

Jenis sepeda gunung sangat bervariasi, tetapi ukuran rasio sproket yang digunakan umumnya tetap sama. Diameter sproket pada sepeda gunung rata-rata bergantung pada jumlah gigi yang digunakan. Torsi terbesar pada sepeda gunung terjadi ketika menggunakan kombinasi sproket depan terbesar dan sproket belakang terkecil. Hal ini disebabkan oleh rasio gir yang membuat gaya dari pedal langsung diteruskan ke roda tanpa banyak pengandaan torsi.

Kombinasi torsi berat dengan rasio gir, seperti 42:10 atau 38:11 (di mana sproket depan lebih besar dibandingkan dengan sproket belakang), memiliki diameter sproket depan sekitar 16,8 cm (42 gigi) dan diameter sproket belakang sekitar 5 cm (10 gigi). Kombinasi ini biasanya digunakan untuk kecepatan tinggi di medan datar atau turunan, tetapi sangat berat digunakan untuk tanjakan karena memerlukan tenaga lebih besar dari pengendara.

Torsi digunakan untuk simulasi beban dengan 13 variasi sudut kemiringan, dimulai dari  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ , dan seterusnya dengan kelipatan  $15^\circ$ , guna mencari beban torsi yang paling besar sebagaimana dijelaskan pada Gambar 4. Kondisi ini menjadi standar dalam menghitung beban total pada kekuatan crank arm untuk mendukung desain baru melalui optimasi berat.

Penghitungan beban dalam satuan Newton dilakukan berdasarkan rasio sproket, panjang crank arm, serta berat pengendara. Analisis ini melibatkan perhitungan gaya yang diterapkan, dengan mempertimbangkan variabel sudut kemiringan yang berpengaruh terhadap torsi pada crank pedal.



Gambar 4. Design calculation.

Parameter yang Diketahui:

- |                                    |                         |
|------------------------------------|-------------------------|
| 1. Diameter sproket depan          | : 16.8 cm (0.168 m)     |
| 2. Diameter sproket belakang       | : 5 cm (0.05 m)         |
| 3. Panjang standard engkol (Crank) | : 175 mm (0.175 m)      |
| 4. Berat rata-rata pengendara      | : 85 kg                 |
| 5. Sudut kemiringan Engkol         | : $0^\circ - 180^\circ$ |

Berat dalam Newton:

$$F = m \cdot g$$

Rasio gear dihitung sebagai:

$$\text{Gear Ratio} = \frac{\text{Diameter Sprocket Depan}}{\text{Diameter Sprocket Belakang}}$$

Gaya yang diterapkan oleh pengendara pada pedal dihitung berdasarkan beratnya:

$$F_{\text{Pedal}} = \text{Berat Pengendara Dalam Newton}$$

Torsi pada crank arm dihitung sebagai:

$$T = F_{\text{Pedal}} \cdot \text{Panjang Engkol} \cdot \sin \alpha$$

Gaya pada sproket belakang dihitung dari torsi dan radius sproket belakang:

$$F_{\text{belakang}} = \frac{T}{r_{\text{belakang}}}$$

Dimana  $r_{\text{Belakang}}$  adalah radius sproket belakang:

$$r_{\text{belakang}} = \frac{\text{Diameter Sproket Belakang}}{2}$$

Gaya efektif yang diteruskan ke roda dihitung dengan mempertimbangkan rasio gear:

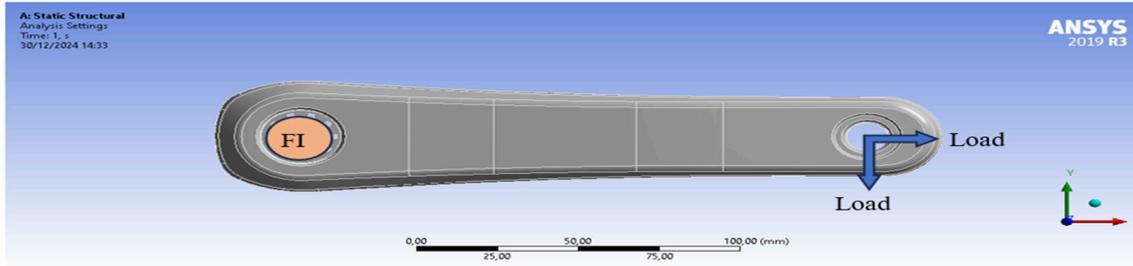
$$F_{\text{efektif}} = \frac{F_{\text{belakang}}}{\text{Gear Ratio}}$$

Berikut adalah hasil perhitungan torsi pada engkol (crank arm), gaya pada sproket belakang, dan gaya efektif pada roda untuk sudut kemiringan pedal dari  $0^\circ$  hingga  $180^\circ$  seperti yang dijelaskan di Tabel 2. Karena hasil dari  $90^\circ$ - $180^\circ$  nilainya sama maka yang digunakan adalah variasi  $15^\circ$ -  $90^\circ$  sebagai standar beban dari gaya efektif pada roda. Nilai tersebut diperoleh dari rasio transmisi sproket depan dan belakang.

Table 2. Simulasi beban crank arm

Angle (degrees)	Torque on Crank Arm (Nm)	Force on Rear Sprocket (N)	Effective Force on Wheel (N)
0	0,00	0,00	0,00
15	37.77	1510.71	449.62
30	72.96	2918.48	868.59
45	103.18	4127.35	1228.38
60	126.37	5054.95	1504.45
75	140.95	5638.06	1677.99
90	145.92	5836.95	1737.19
105	140.95	5638.06	1677.99
120	126.37	5054.95	1504.45
135	103.18	4127.35	1228.38
150	72.96	2918.48	868.59
165	37.77	1510.71	449.62
180	0,00	0,00	0,00

Hasil dari total beban yang digunakan telah ditemukan. langkah berikutnya adalah melakukan analisis beban statis pada crank arm dengan menerapkan kondisi batas (boundary conditions) seperti yang dijelaskan Gambar 5. Bagian yang terhubung ke poros tengah (bottom bracket) diberi kondisi fixed (tumpuan tetap), sementara beban gaya pedal diterapkan pada ujung crank arm (di titik pemasangan pedal). Beban dihitung berdasarkan gaya pengayuhan maksimum. Tujuan analisis ini adalah untuk mengevaluasi distribusi beban di sekitar engkol guna melihat distribusi stress dan strain.

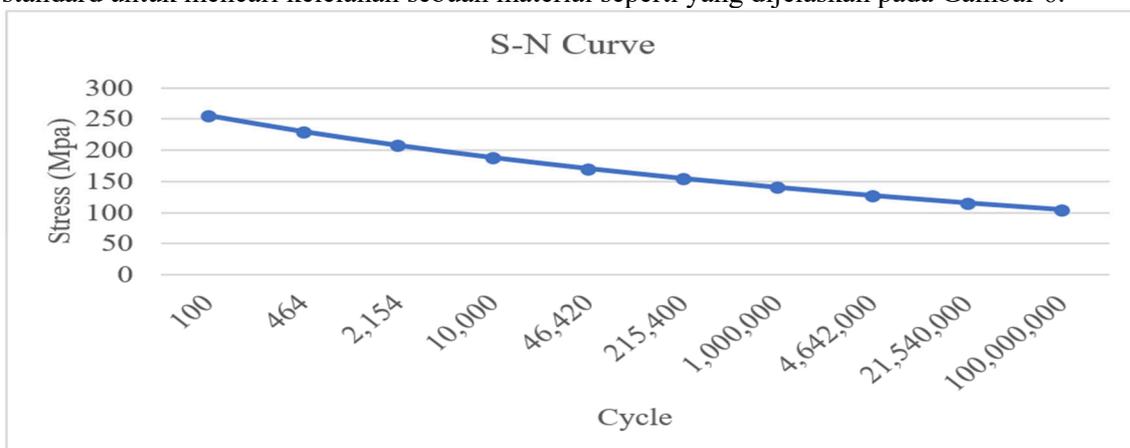


Gambar 5. Simulasi titik beban crank arm

Berdasarkan distribusi gaya yang telah dijelaskan sebelumnya, dibuat asumsi untuk mendukung proses optimasi. Topology optimization adalah metode komputasi untuk menghasilkan desain optimal dengan memvariasikan distribusi material dalam batas-batas tertentu. Proses optimasi ini memodelkan beban siklus berganda dinamis pada engkol sepeda. Sebanyak tiga belas kombinasi beban dipertimbangkan, di mana masing-masing beban merepresentasikan siklus gaya pada sudut tertentu. Dalam hal ini, tiga belas gaya maksimum diterapkan pada sudut engkol dari  $0^\circ$  hingga  $180^\circ$ . Berdasarkan distribusi beban tersebut, digunakan satu skenario untuk optimasi topologi. Tujuan optimasi ini adalah untuk meningkatkan performa crank arm sepeda sambil mempertahankan batasan seperti kekuatan, kekakuan, atau batasan lainnya, seperti batasan massa, sudut menanjak, batasan tegangan, dan material. Dengan cara ini, optimasi menghasilkan rentang desain crank arm yang lebih luas. Proses ini sering dilakukan pada tahap awal desain untuk mendapatkan konfigurasi terbaik sebelum dilakukan desain detail.

Desain yang dihasilkan dari optimasi topologi akan memengaruhi kekuatan. Hal ini harus dianalisis lebih lanjut dengan analisis kelelahan (fatigue) untuk mencegah kegagalan material yang terjadi secara bertahap akibat pembebanan berulang atau siklik yang bekerja di bawah tegangan luluh material. Proses ini menyebabkan kerusakan mikro pada material, yang secara perlahan berkembang menjadi retakan hingga akhirnya memicu kegagalan total. Fatigue merupakan salah satu penyebab utama kegagalan struktur dalam berbagai aplikasi teknik, terutama pada komponen sepeda yang bekerja dalam kondisi pembebanan dinamis seperti engkol. Oleh karena itu, dengan menggunakan analisis fatigue, desain engkol dapat diestimasi berapa lama atau jumlah siklus beban yang dapat ditahan oleh suatu material dengan metode Goodman, menggunakan hubungan antara tegangan rata-rata dan tegangan siklik ketika diberi beban berulang, sebelum terjadi kegagalan retakan akibat fatigue.  $\frac{\sigma_a}{\sigma_{fatigue}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yield}} \leq 1$ .

Hal ini biasanya diwakili oleh diagram S-N, di mana S adalah tegangan siklik dan N adalah jumlah siklus hingga kegagalan, seperti yang ditunjukkan hasil percobaan beban berulang sampai retak pada material aluminium 6061-T6. Grafik percobaan ini akan menjadi standard untuk mencari kelelahan sebuah material seperti yang dijelaskan pada Gambar 6.

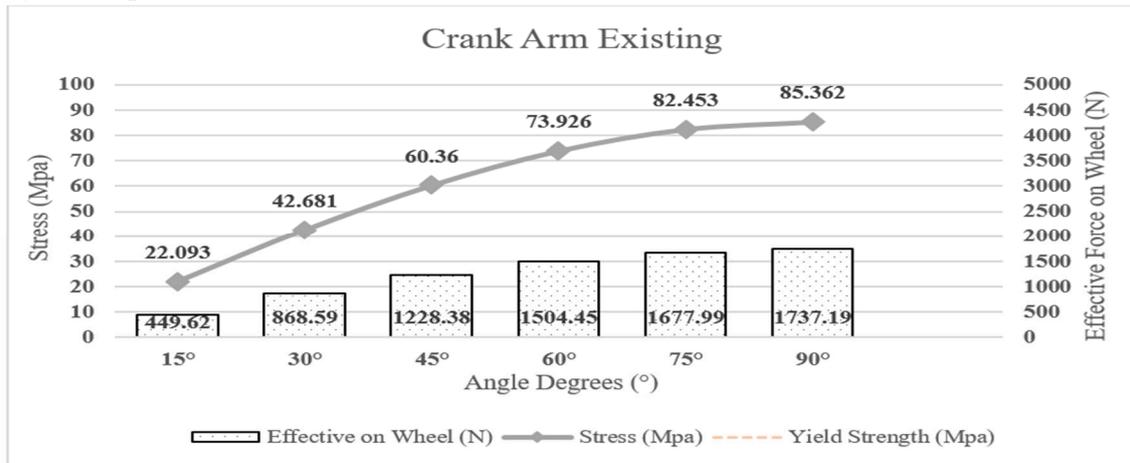


Gambar 6. Grafik S-N Curve Aluminium 6061-T6.

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Penelitian ini menghasilkan desain baru crank arm sepeda dengan cara mengurangi berat, sementara estetika desain crank arm juga diperbarui agar lebih menarik, tetapi fungsi dan kekuatannya tetap sama. Desain crank arm ini dapat diproduksi dengan proses manufaktur yang lebih mudah dan biaya material yang lebih murah, karena telah dioptimasi menggunakan optimasi topologi. Selain itu, umur kelelahan juga dianalisis menggunakan analisis fatigue untuk mengetahui siklus penggunaan beban yang berulang ketika digunakan untuk mengayuh memutar roda dengan beban yang sangat besar.

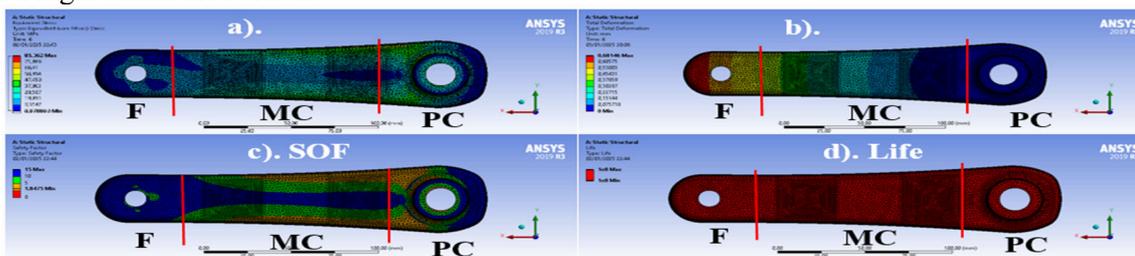
Hasil dari analisa beban crank arm menggunakan analisis static di ANSYS dengan perhitungan matematik menggunakan FEA dengan beban Fixed Support diberi kondisi fixed (tumpuan tetap) dan untuk beban gaya pedal diterapkan pada ujung crank arm seperti yang dijelaskan pada Gambar 7.



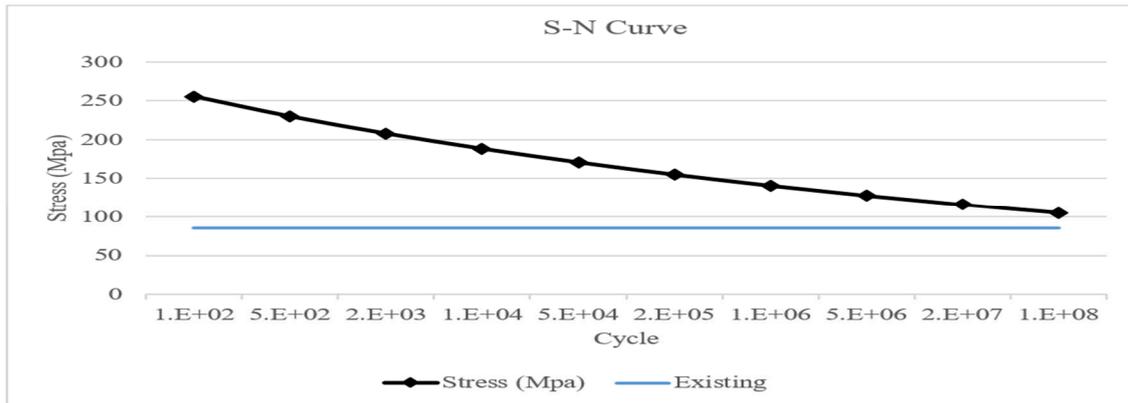
Gambar 7. Grafik variasi beban crank arm berdasarkan sudut.

Jika dilihat dari grafik, hasil beban load effective force on wheel memiliki enam variasi torsi, masing-masing dengan derajat yang berbeda karena tumpuan crank arm sepeda berada di area kemiringan dari 15° hingga 90°. Kemudian, tumpuan tersebut dibagi ke dalam beberapa variasi untuk memudahkan pengambilan data dengan rumus yang sudah dijelaskan dalam design calculation. Hasil beban load 449,62 N dengan tumpuan pedal berada di kemiringan 15° menunjukkan hasil stress 22,09 MPa. Hal ini masih sangat jauh kemungkinan fracture karena berada di area elastis struktur, yaitu yield strength spesifikasi material aluminium 6061-T6. Semakin besar kemiringan tumpuan pedal, maka beban yang diberikan (effective force on wheel) juga semakin besar, sehingga grafiknya menjadi diagonal.

Sementara itu, hasil stress yang paling tinggi terjadi di tumpuan dengan kemiringan 90°, karena pada posisi ini crank arm sangat sulit dikayuh, sehingga hasil torsiya sangat besar. Dengan rasio dari dua sprocket, menghasilkan effective force on wheel sebesar 1737,19 N. Namun, untuk stress pada crank arm dengan beban paling besar adalah 85,36 MPa. Jika dianalisis, nilai ini masih sangat jauh dari kemungkinan fracture, karena berada di bawah yield strength dalam area elastis.



Gambar 8. visual hasil simulasi a). Stress, b). Deformasi, c). SOF, d). Life.



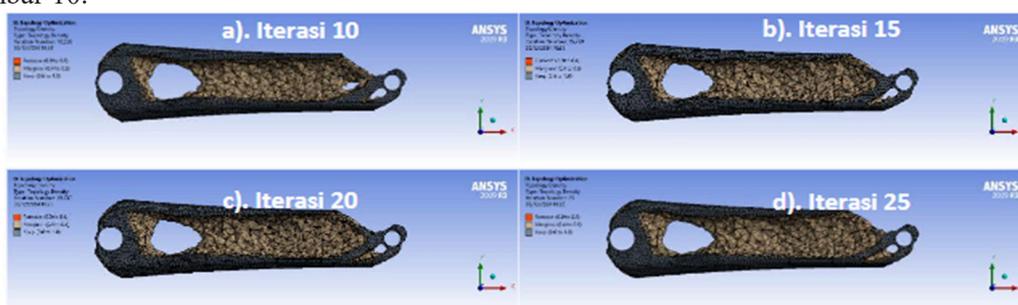
Gambar 9. S-N Curve simulasi crank arm existing.

Untuk memudahkan analisis distribusi **stress**, hasil simulasi akan dibagi menjadi tiga bagian, yaitu bagian **fixed support (FS)**, **mid crank arm (MC)**, dan **pedal crank arm (PC)**, seperti yang dijelaskan pada Gambar 8. Kemudian, jika dianalisis distribusi **stress**, **strain**, **deformation**, dan **fatigue** menggunakan ANSYS dengan beban pedal yang paling besar, yaitu 1737,19 N dengan kemiringan torsi 90°, maka distribusi **stress** pada area **fixed support** memiliki **stress** sebesar 85,36 MPa dan deformasi 0,68 mm pada bagian lubang. Namun, untuk bagian samping lubang, **stress**, **strain**, dan **deformasi** sangat kecil. Jika dianalisis menggunakan **fatigue**, bagian lubang memiliki siklus lebih dari 1,00E+08 dan **SOF** sebesar 1,8, yang sangat besar. Meskipun hasil dari **stress** dan **strain** bagian lubang menunjukkan **stress** yang paling besar, namun untuk kelelahan (**fatigue**) dan **SOF**, dapat dikatakan bahwa **crank arm** ini memiliki **infinite life**, seperti yang dijelaskan pada Gambar 9.

Selanjutnya, untuk bagian **mid crank arm**, distribusi **stress**, **strain**, dan **deformasi** sangat kecil, begitu pula dengan siklus dan **SOF** yang sangat aman. Oleh karena itu, terdapat banyak potensi untuk optimasi desain bagian **mid crank arm** menggunakan **topology optimization** di ANSYS untuk mengurangi berat **crank arm** dengan mempertahankan fungsi dan kekuatan yang tetap berada di bawah **yield strength**.

Terakhir, untuk analisis **pedal crank arm**, bagian ini memiliki distribusi **deformasi** yang paling besar jika dibandingkan dengan **fixed support** dan **mid crank arm** karena memiliki titik kritis dari sebuah beban. Namun, untuk **stress**, **deformasi**, dan **fatigue**, masih dikatakan aman, dan banyak potensi untuk dioptimasi.

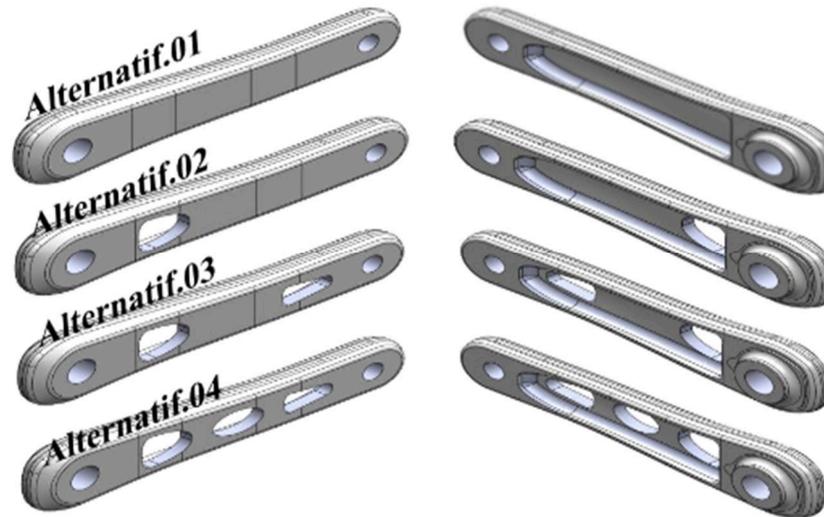
Dari hasil keseluruhan analisis, langkah selanjutnya adalah melakukan **topology optimization** di ANSYS Workbench dengan acuan data beban paling besar untuk mengurangi kesalahan desain, agar hasil optimasi dapat mencapai hasil yang maksimal. Optimasi ini diatur untuk mengurangi berat hingga 50% dari desain **existing**, dengan beberapa iterasi pada bagian-bagian yang nantinya akan dijadikan beberapa variasi desain baru untuk dianalisis, sehingga dapat menghasilkan desain yang optimal tanpa mengurangi kekuatan seperti dijelaskan pada Gambar 10.



Gambar 10. Optimasi topologi a). Iterasi 10, b). Iterasi 15, c)Iterasi 20, d). Iterasi 25.

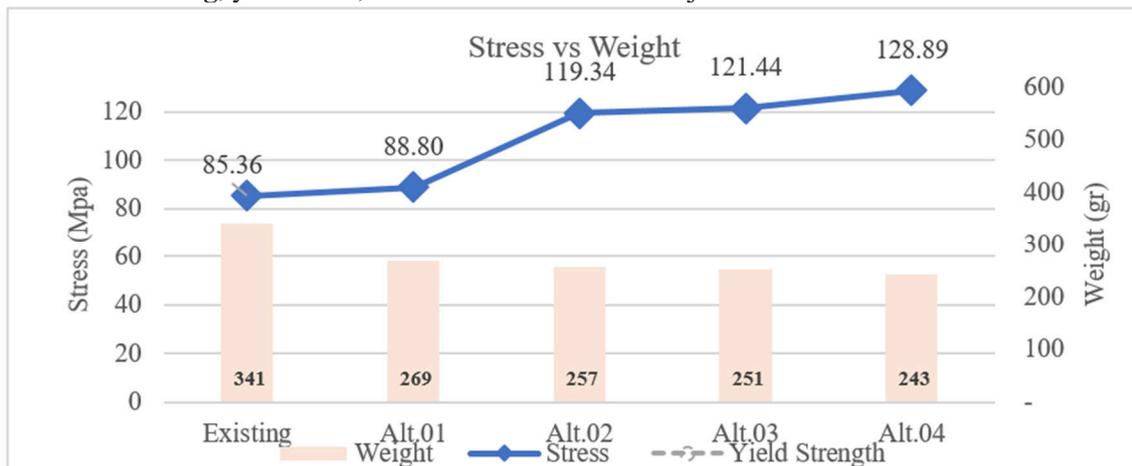
Dari hasil **topology optimization**, diambil empat iterasi hasil, yaitu iterasi ke-10, ke-15, ke-20, dan ke-25. Jika dilihat dari hasil optimasi, tidak terdapat perubahan yang signifikan. Pada bagian **fix support area**, volume masih terlihat penuh, sehingga desain ini akan disamakan dengan desain **existing**. Selanjutnya, pada bagian **mid engkol**, terdapat perubahan yang sangat signifikan karena volume sepanjang area **mid engkol** banyak yang dikurangi. Kemudian, terdapat lubang cukup besar di semua iterasi dan satu lubang kecil di iterasi ke-10. Terakhir, pada bagian **pedal engkol**, optimasi volume area ini cukup banyak mengurangi berat di semua iterasi.

Kesimpulan dari semua iterasi optimasi adalah akan dibuatkan empat desain baru dengan mendekati visual dari hasil optimasi sesuai dengan analisis Gambar 11.



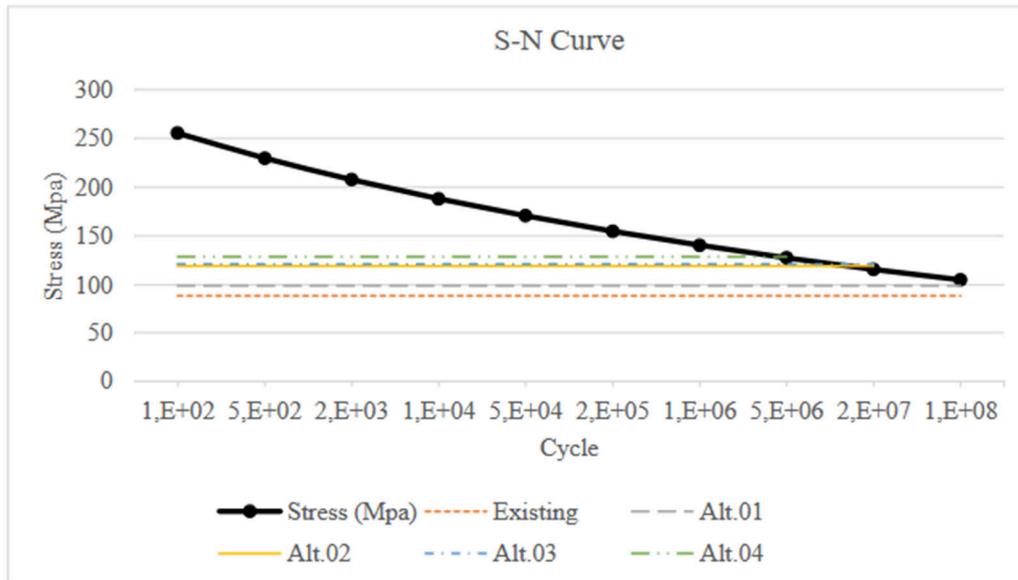
Gambar 11. Design baru crank arm

Dari hasil empat desain **crank arm** baru, dilakukan analisis **stress** terhadap berat **crank arm** untuk mencari design yang lebih ringan dengan beban tumpuan sesuai dengan beban yang diberikan **existing**, yaitu 1737,19 N. Hasil dari simulasi dijelaskan dalam Gambar 12.



Gambar 12. Grafik stress vs berat crank arm.

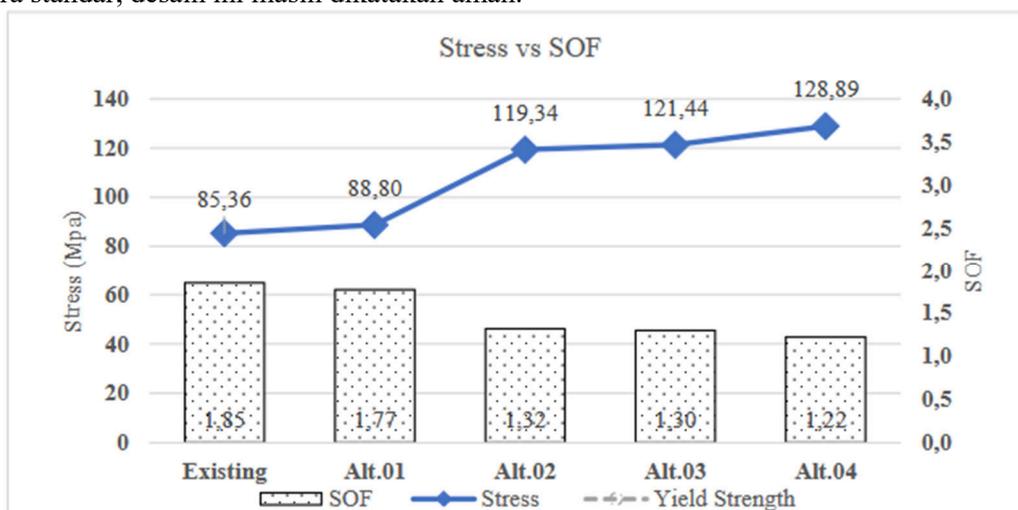
Jika dilihat dari grafik hasil simulasi menunjukkan design Alt.04 memiliki berat yang lebih ringan 243 gr. Jika dibandingkan dengan design existing turun 98 gr dengan hasil stress 128.89 N masih berada dibawah yield strength.



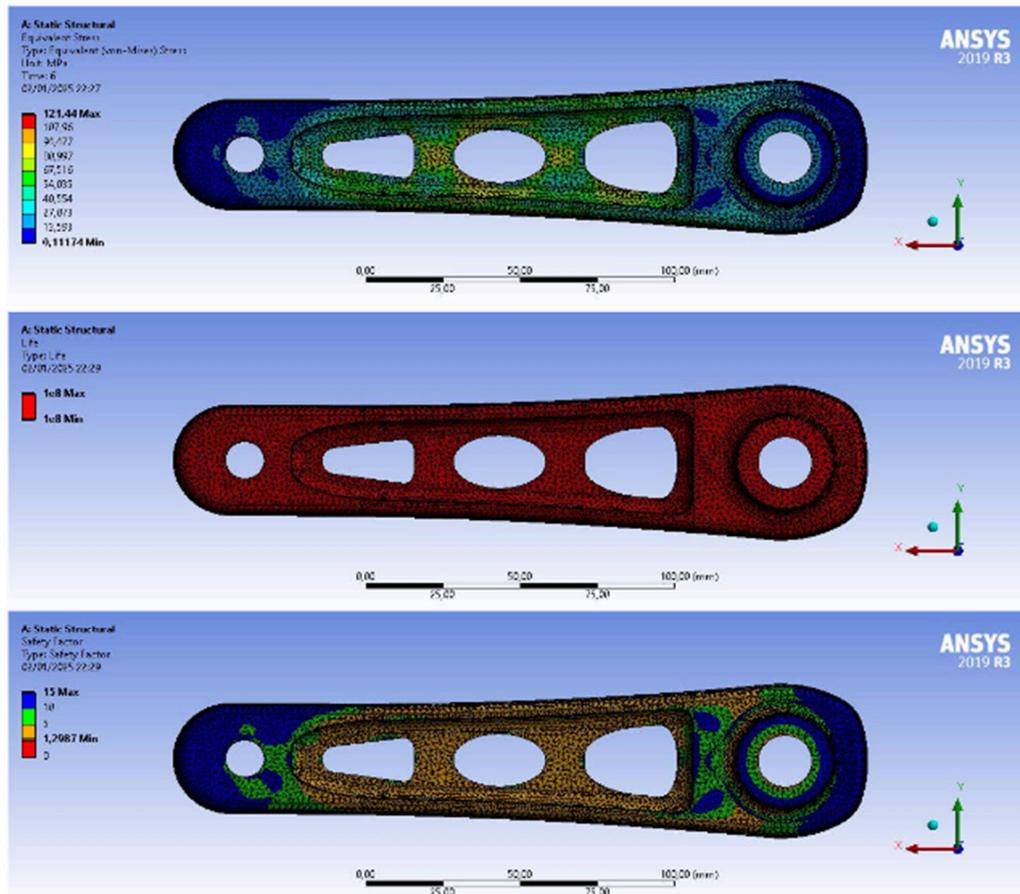
Gambar 13. Grafik S-N Curve untuk semua alternatif.

Selain itu, berdasarkan hasil grafik fatigue S-N Curve seperti yang dijelaskan pada Gambar 13. Dari lima varian desain, menunjukkan bahwa siklus dari existing dan alt.01 memiliki siklus  $1,00E+08$ , yang berarti infinite life (tidak terbatas), karena hasil simulasi stress-nya sangat kecil dengan SOF 1,85. Sedangkan untuk alt.02 dan alt.03, masing-masing memiliki siklus  $7,04E+06$  dengan SOF 1,77 dan 1,32. Kemudian, desain alt.04 memiliki berat yang lebih ringan, dengan hasil stress 128,89 MPa. Untuk hasil fatigue life, desain ini memiliki siklus  $4,36E+06$  dengan SOF 1,22, seperti yang dijelaskan pada Gambar 14. Siklus ini dihitung jika beban menyentuh 1737,19 N dengan stress 128,89 MPa. Jika beban tersebut tidak mencapai maksimum, maka desain ini akan aman selamanya karena berada di area stress terendah

Jika dilihat dari hasil distribusi stress, fix support dan pedal crank arm masih berada di bawah batas minimal, begitupun dengan fatigue life-nya yang masuk dalam kategori infinite life. Hasil simulasi SOF menunjukkan distribusi yang paling banyak terjadi di bagian mid crank arm, dengan nilai SOF terendah yaitu 1,2 seperti yang dijelaskan pada Gambar 15. Namun, secara standar, desain ini masih dikatakan aman.



Gambar 14. Grafik Stress vs. SOF.



Gambar 15. Visual simulasi a). Stress, b). Life, c). SOF.

## SIMPULAN

**Desain crank arm sepeda** sangat berpengaruh besar terhadap efisiensi kecepatan. Oleh karena itu, sangat penting untuk menjaga performanya agar lebih kuat. Selain itu, **crank arm sepeda** ini harus lebih ringan karena beban pertama kali diberikan pada bagian engkol ini. Kesimpulan dari empat varian desain baru engkol yang dioptimasi menggunakan **topology optimization**, kemudian dianalisis dari segi **stress**, **fatigue**, dan **SOF**, adalah sebagai berikut:

- Desain engkol ini masih memiliki banyak kesempatan untuk dianalisis batas maksimal optimasinya dengan merubah desain secara keseluruhan.
- Setelah mendapatkan desain akhir, masih banyak kesempatan untuk meningkatkan desain visualnya agar lebih menarik bagi kebutuhan pasar.
- Dengan **topology optimization**, proses dan harga material dapat lebih efisien, menghasilkan penghematan biaya (cost down).

Material untuk engkol dapat ditambahkan komposit **natural fiber** agar lebih ramah lingkungan.

## SARAN

Desain engkol ini masih perlu dianalisis lebih lanjut agar dapat diperbaiki lebih baik lagi. Hal ini menjadi tantangan selanjutnya untuk membuat desain yang lebih kompetitif di pasar global dengan desain yang lebih menarik, kuat, tahan lama, namun tetap murah.

**DAFTAR PUSTAKA**

- [1] B. Höchli, *et al.*, "Using a goal theoretical perspective to reduce negative and promote positive spillover after a bike-to-work campaign," *Frontiers in Psychology*, vol. 10, p. 433, 2019, doi: 10.3389/fpsyg.2019.00433.
- [2] S. S. K. Singh, S. Abdullah, and A. K. Ariffin, "Fatigue reliability assessment in time domain using stochastic-induced random stress loads due to limited experimental data," *Engineering Failure Analysis*, vol. 117, p. 104794, 2020, doi: 10.1016/j.engfailanal.2020.104794.
- [3] M. Chamberlain, J. Miller, T. Dowd, J. S. Rhim, D. Heflin, I. Akturk, and J. A. Mansson, "Development of a bicycle crank arm demonstrator via Industry 4.0 principles for sustainable and cost-effective manufacturing," *Sports Engineering*, vol. 26, no. 1, p. 2, 2023, doi: 10.1007/s12283-023-00353-4.
- [4] E. Tyflopoulos and M. Steinert, "A comparative study of the application of different commercial software for topology optimization," *Applied Sciences*, vol. 12, no. 2, p. 611, 2022, doi: 10.3390/app12020611.
- [5] A. Y. Ismail, G. Na, and B. Koo, "Topology and response surface optimization of a bicycle crank arm with multiple load cases," *Applied Sciences*, vol. 10, no. 6, p. 220, 2020, doi: 10.3390/app10006220.
- [6] R. Gutiérrez-Moizant, M. Ramírez-Berasategui, J. A. Calvo, and C. Alvarez-Caldas, "Validation and improvement of a bicycle crank arm based on numerical simulation and uncertainty quantification," *Sensors*, vol. 20, no. 7, p. 1814, 2020, doi: 10.3390/s20071814.
- [7] M. U. Rosli and S. Zulkifli, "Finite element analysis of bicycle crank arm on the mechanical aspect," *Advanced and Sustainable Technologies (ASET)*, vol. 1, no. 2, 2022, doi: 10.12913/24362566/149016.
- [8] H. M. Htun and C. Z. N. Nyi, "Structural analysis of crank arm for quadracycle," *International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR)*, vol. 8, no. 1, pp. 1–5, 2019, doi: 10.19064/ijsetr.v8i1.54649.
- [9] K. Aliakbari, R. M. Nejad, T. A. Mamaghani, P. Pouryamout, and H. R. Asiabaraki, "Failure analysis of ductile iron crankshaft in compact pickup truck diesel engine," in *Structures*, vol. 36, pp. 482–492, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.istruc.2021.12.008.