

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

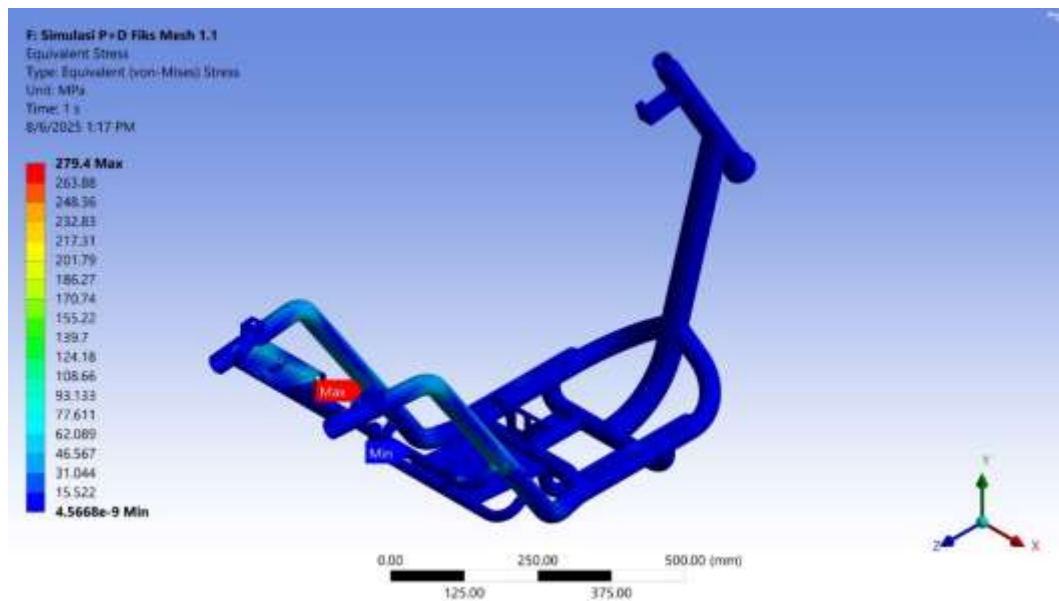
4.1 Validasi Simulasi *Ansys Static Structural*

Validasi simulasi dilakukan agar hasil data yang didapatkan dari simulasi dapat diterima hasilnya secara aktual. Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan matematis *stress* pada rangka sepeda motor listrik dengan hasil simulasi yang dilakukan pada keadaan statik pada titik atau *node* yang dipilih, juga dilakukan dengan cara melihat kualitas *mesh* yang optimal dan *grid independent test*.

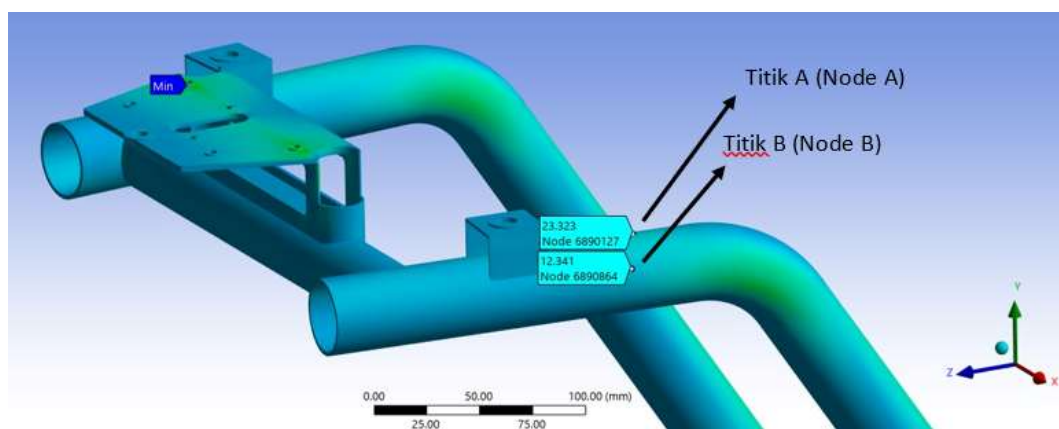
4.1.1 Perhitungan Matematis dan Nilai Error

Gambar 4.1, gambar 4.2, gambar 4.3, dan gambar 4 menunjukkan letak dan hasil simulasi rangka sepeda motor listrik pada kondisi pembebanan 160 kg yang akan dibandingkan hasilnya dari perhitungan analitik dan hasil simulasi. Pada simulasi tersebut ditandai dua titik penting, yaitu titik A (Node A) dan titik B (Node B), yang digunakan sebagai acuan untuk mengamati nilai hasil perhitungan tegangan. Perhitungan nilai tegangan ini sesuai dengan buku *mechanical of material* (Collins, S. P., Storrow, A., Liu, D., Jenkins, C. A., Miller, K. F., Kampe, C., & Butler, J., 2021). Penentuan kedua titik ini bertujuan untuk membandingkan hasil simulasi numerik dengan hasil analisis analitik, sehingga dapat memberikan

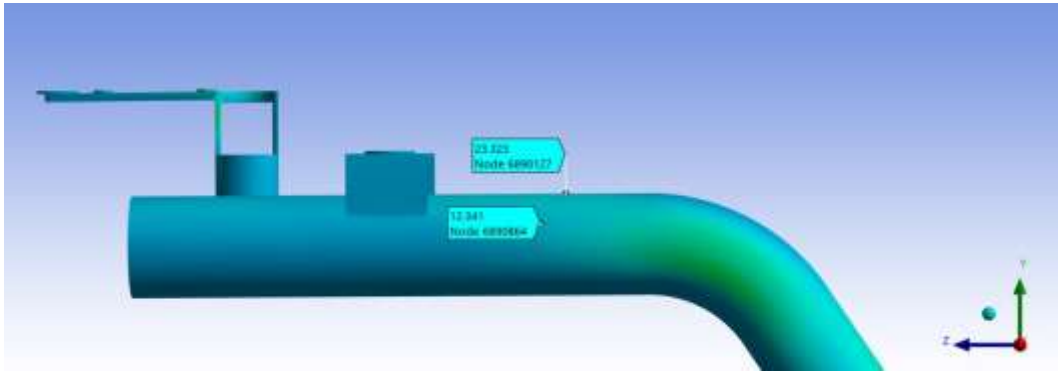
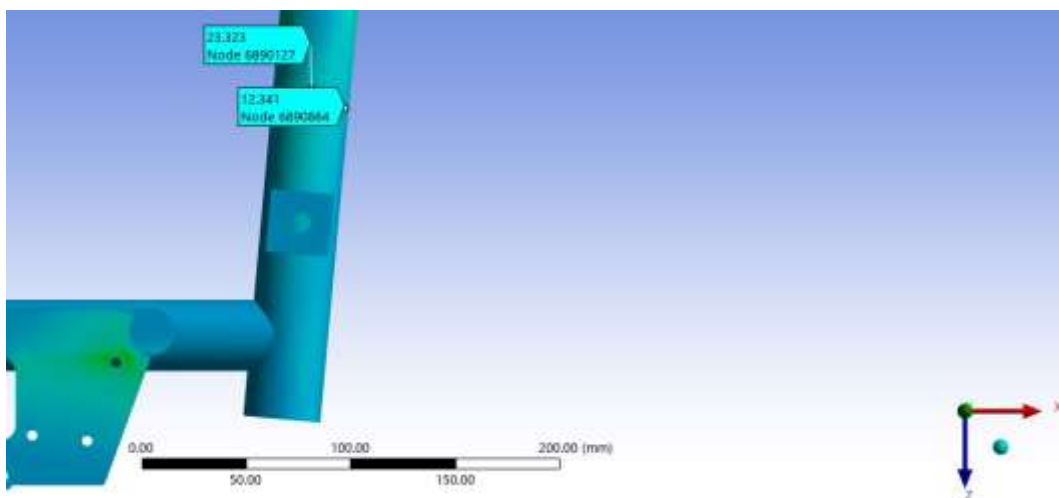
validasi terhadap ketelitian metode simulasi yang digunakan baik pada kajian statis maupun dinamis.



Gambar 4. 1 Hasil Simulasi *von mises* dengan pembebanan 160 kg



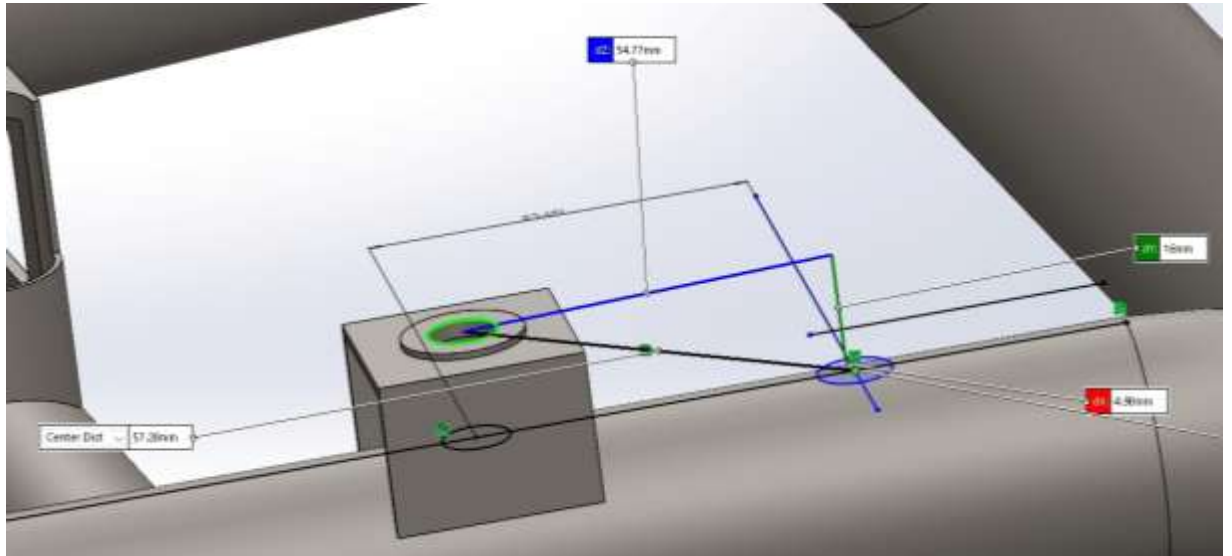
Gambar 4. 2 Penentuan titik a (node A) dan titik b (node B)

Gambar 4. 3 *Node A dan node B*

Gambar 4. 4 Letak node A dan node B

a) Titik A (Sumbu yz)

Gambar 4.5 memperlihatkan penentuan posisi titik A beserta panjang lengan yang diukur ke pusat gaya pada rangka sepeda motor listrik. Nilai panjang lengan yang diperoleh dari hasil pengukuran ini digunakan sebagai parameter penting dalam perhitungan analitik, khususnya dalam menentukan tegangan yang bekerja pada struktur rangka.



Gambar 4. 5 Jarak *node* A ke pusat gaya

Diketahui :

Hasil Simulasi (Nilai Tegangan Von Mises): 279,4 Mpa

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 57,3 \text{ mm}$$

Ditanya : $\sigma_{\max, \min} = ?$

Jawaban :

Tegangan Geser

$$\sigma_z = 0$$

$$\tau_{yz} = \frac{T \cdot c}{I}$$

Dengan Inersia Polar

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) \\
 &= \frac{\pi}{4} (18,5^4 - 16,5^4) \\
 &= 33766,775 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{yz} &= \frac{T \cdot c}{I} \\
 &= \frac{F \cdot l \cdot (\frac{D}{2})}{I} \\
 &= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{37}{2})}{\frac{\pi}{4} (18,5^4 - 16,5^4)} \\
 &= 18,5 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Tegangan Normal

$$\begin{aligned}
 \sigma_y &= \frac{M \cdot C}{I} \\
 &= \frac{588,6 \cdot 57,3 \cdot (\frac{37}{2})}{\frac{\pi}{54} (37)^4} \\
 &= 6,7 \\
 &= 7 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max, \min} &= \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \\
 &= \frac{7 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{7 - 0}{2}\right)^2 + (18,5)^2}
 \end{aligned}$$

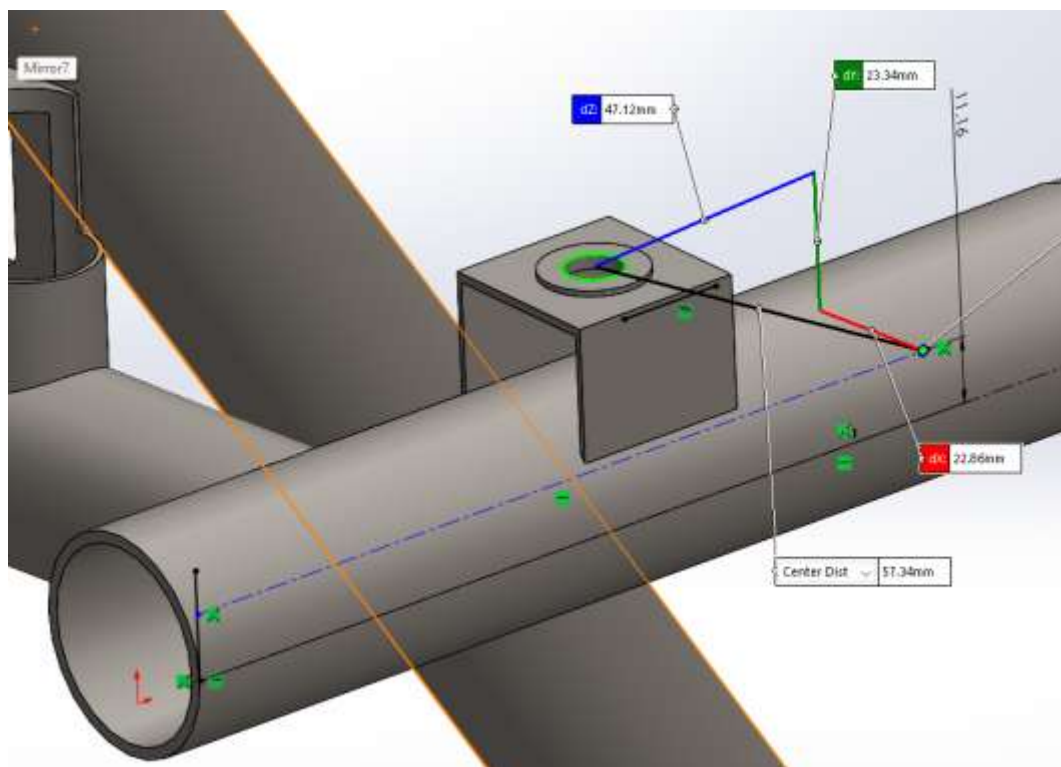
$$\sigma_{\max} = 22,3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\min} = -15,3 \text{ Mpa}$$

$$\begin{aligned}\% \text{ Error} &= \frac{|H_{\text{simulasi}} - H_{\text{analitik}}|}{H_{\text{analitik}}} \cdot 100 \\ &= \frac{|23,3 - 22,3|}{22,3} \cdot 100 \\ &= 4,4 \%\end{aligned}$$

b) Titik B (Sumbu xy)

Gambar 4.6 menampilkan posisi titik B dengan ukuran panjang lengan yang ditarik dari pusat titik ke pusat gaya. Panjang lengan di titik ini menjadi salah satu parameter penting untuk mengetahui besarnya tegangan yang bekerja akibat gaya yang diterapkan



Gambar 4. 6 Jarak *node* B ke pusat gaya

Diketahui :

Hasil Simulasi (Nilai Tegangan Von Mises): 279,4 Mpa

$$m = 60 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 60 \cdot 9,81$$

$$= 588,6 \text{ N}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

$$d = 33 \text{ mm}$$

$$l = 57,34 \text{ mm}$$

Ditanya : $\sigma_{max,min} = ?$

Tegangan Geser

$$\tau_{yx} = \frac{F}{A}$$

$$\tau_{yz} = \frac{m \cdot g}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

$$= \frac{588,6}{\frac{\pi}{4}(37^2 - 33^2)}$$

$$= \frac{588,6}{219,8}$$

$$= 2,67 \text{ Mpa}$$

Tegangan Normal

$$\sigma_y = \frac{M \cdot C}{I}$$

$$= \frac{588,6 \cdot 57,34 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)}$$

$$= \frac{588,6 \cdot 57,34 \cdot 11,16}{\frac{\pi}{4}(18,5^4 - 16,5^4)}$$

$$= 11.154 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$= \frac{11,154 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{11,154 - 0}{2}\right)^2 + (2,67)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 11,76 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\max} = -0.606 \text{ Mpa}$$

$$\% \text{ Error} = \frac{|H_{\text{simulasi}} - H_{\text{analitik}}|}{H_{\text{analitik}}} \cdot 100$$

$$= \frac{|12,341 - 11,76|}{11.76} \cdot 100$$

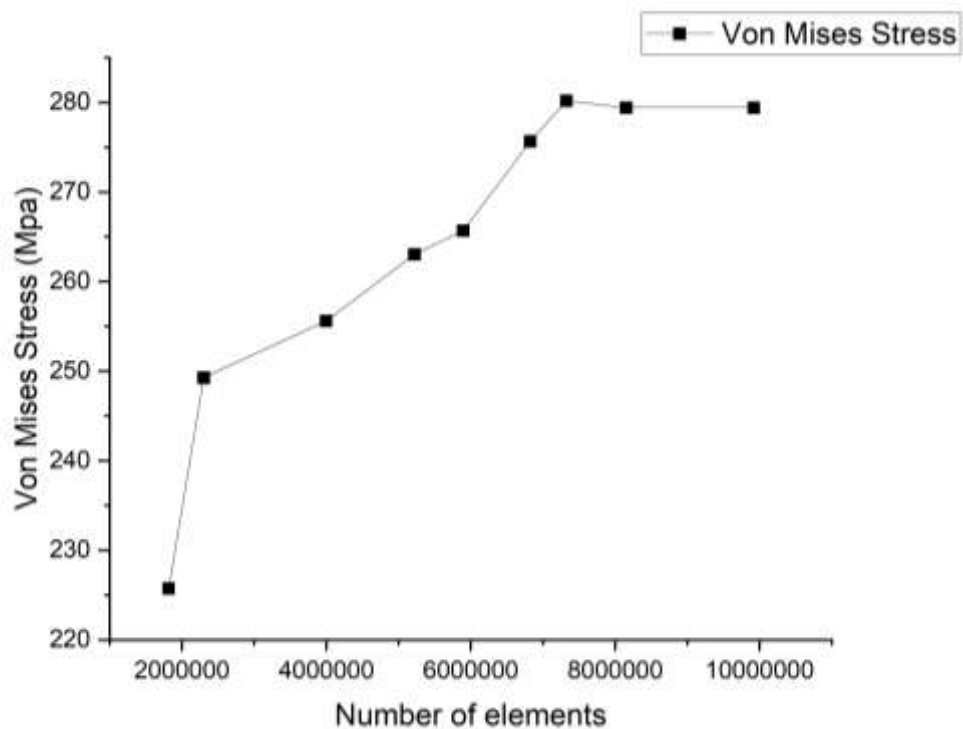
$$= 4,94 \%$$

4.1.2 Uji *Grid Independence* dan *Skewness*

Pada kondisi *boundary condition* yang disimulasikan di *Ansys Static Structural* dilakukan uji *mesh* dan *grid independence test* terhadap *mesh* agar mendapatkan data yang mendekati kondisi asli. Uji *Grid Independence* dilakukan dengan memvariasikan *element size* dan mendapatkan jumlah *element* secara global yang ditunjukkan pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Uji *Grid Independence*

No	Elements (mm)	Number of elements	Von.mises Stress (Mpa)
1.	1,11	9.919.442	279,4
2.	1,2	8.152.447	279,4
3.	1,22	7.324.593	280,19
4.	1,24	6.962.895	279,13
5.	1,25	6.822.395	275,65
6.	1,41	5.219.369	263,03
7.	1,51	3.996.632	255,6
8.	1,8	2.302.140	249,26
9.	1,95	1.815.772	225,73



Gambar 4. 7 Grafik nilai *deformation* dan *safety factor* terhadap jumlah *element* pada simulasi

Tabel 4.1 dan gambar 4. 7 merupakan hasil uji *grid independence* dengan menggunakan variasi *element size* menunjukkan hasil *output* yang tidak terlalu signifikan artinya hal tersebut sudah menggambarkan hasil yang sudah tidak bergantung pada jumlah *element*.

Tabel 4. 2 Uji kualitas *skewness* pada kondisi statik

No.	Number of Element	Skewness	Von Mises Stress (Mpa)
1	9.919.442	0,87	279,4
2	8.152.447	0,887	279,4
3	7.324.593	0,923	280,19
4	6.962.895	0,904	279,13
5	6.822.395	0,966	275,65
6	5.219.369	0,996	263,03
7	3.996.632	0,99	255,6
8	2.302.140	0,98	249,26
9	1.815.772	0,87	225,73

Tabel 4.2 menunjukkan hasil *skewness* yang telah dilakukan pada simulasi statis, jika dilihat dari kualitas *mesh* yang optimal maka *element size* yang digunakan yaitu sebesar 1,2 mm.

4.2 Simulasi Rangka Sepeda Motor Listrik Menggunakan *Ansys Static Structural*

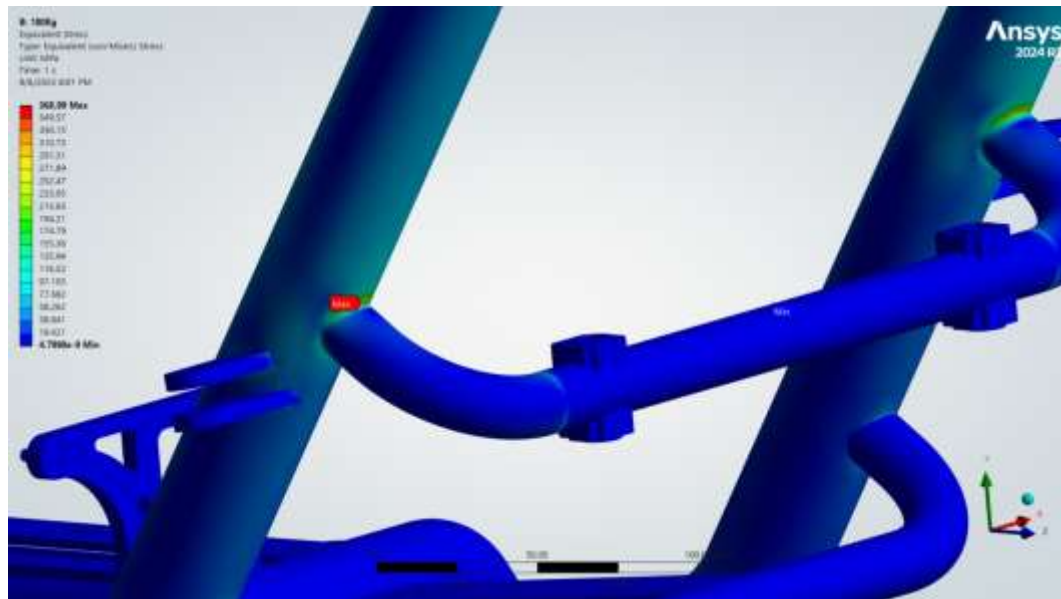
Beban diberikan oleh pengendara pada kondisi statik yang akan digunakan untuk gaya input yang bekerja untuk mengetahui dampaknya pada rangka, dampak tersebut dapat dilihat dengan menggunakan parameter *max equivalent stress* pada metode *finite element analysis* (FEA) pada *ansys static structural*.

4.2.1 Simulasi dengan Pembebanan Driver, Penumpang, dan Beban dengan total beban sekitar 180 kg

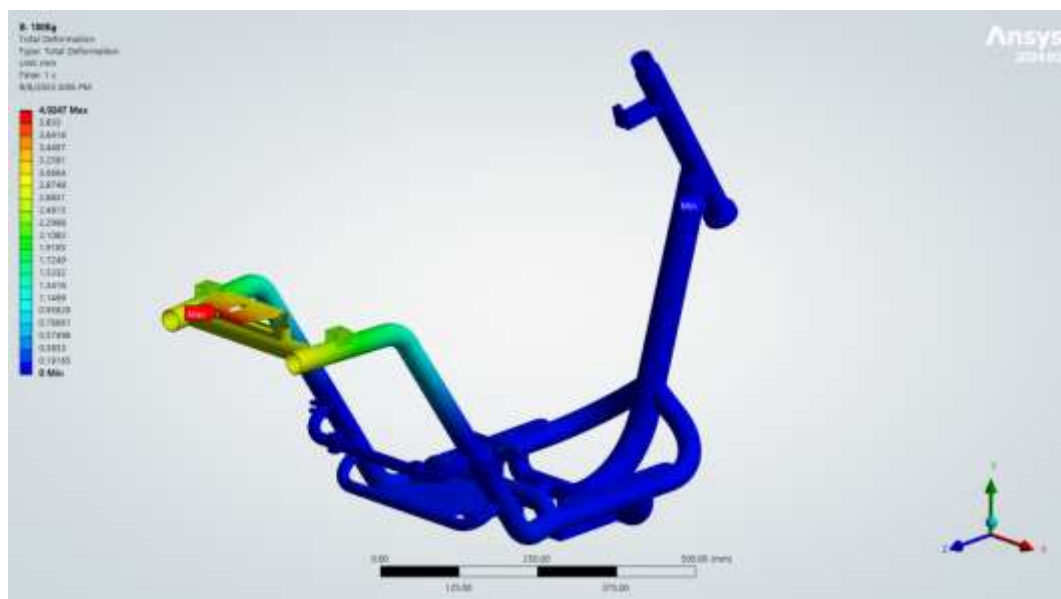
Setelah dilakukannya proses komputasi pada *Ansys Static Structural* didapatkan hasil nilai *Max Equivalent Stress* sebesar 368,99 Mpa pada bagian sambungan antara rangka jok penumpang dengan arm belakang seperti yang terlihat pada gambar 4.8. Bentuk geometri yang melibatkan lengkungan dan sambungan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata, sehingga timbul titik dengan nilai *von mises* maksimum. Hal ini terjadi karena di area tersebut momen lentur dan gaya geser bekerja bersamaan, memperbesar tegangan *ekuivalen* yang dihitung dengan kriteria *von mises*. Jika nilai tegangan mendekati atau melebihi kekuatan luluh (yield strength) material, maka area ini berpotensi mengalami deformasi permanen atau bahkan kegagalan struktural. Dengan kata lain, tegangan *von mises* maksimum yang ditunjukkan pada simulasi merupakan akibat langsung dari kombinasi besarnya beban, posisi pembebanan yang menghasilkan momen, serta geometri rangka yang memicu konsentrasi tegangan lokal.

Namun, dari hasil yang didapatkan meski di daerah aman, *nilai max equivalent stress ini* akan mengakibatkan *fatigue* pada material jika diterapkan pada material secara berkala, Kemudian didapatkan hasil deformasi maksimal sebesar 4,0247 mm yang terlihat pada gambar 4.9 pada bagian belakang jok penumpang.

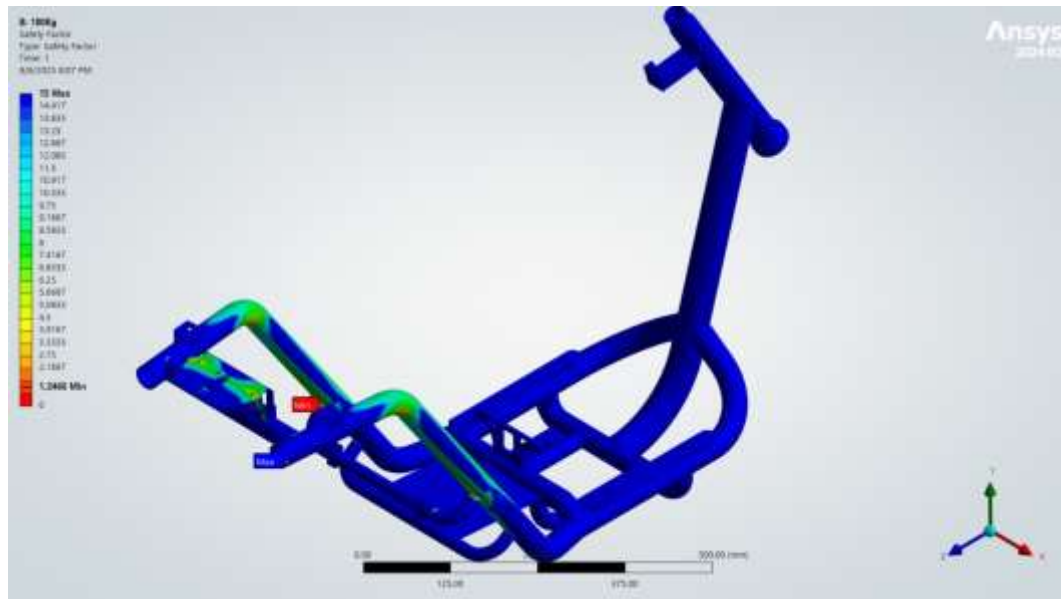
Deformasi yang terjadi pada rangka akibat pembebanan sebesar 180 kg muncul karena adanya gaya yang cukup besar bekerja pada bagian struktur yang relatif panjang dan kurang kaku, sehingga menimbulkan momen lentur tinggi. Beban sebesar itu menghasilkan gaya yang bila diterapkan pada ujung atau lengan rangka akan memperbesar defleksi karena pengaruh panjang bentang dan kecilnya momen inersia penampang. Selain itu, bentuk rangka yang memiliki bagian menjorok (*cantilever*) menyebabkan konsentrasi tegangan pada sambungan atau titik tumpuan, sehingga area tersebut mengalami deformasi maksimum. Faktor lain yang dapat memperbesar deformasi adalah distribusi beban yang tidak merata. Akibat kombinasi antara besarnya beban, geometri rangka, serta kekakuan material, deformasi menjadi signifikan dan terlihat jelas pada hasil simulasi.



Gambar 4. 8 Max equivalent (von mises) stress pada pembebanan 180 kg



Gambar 4. 9 Deformasi pada pembebanan 180 kg



Gambar 4. 10 *Safety factor* pada pembebanan 180 kg

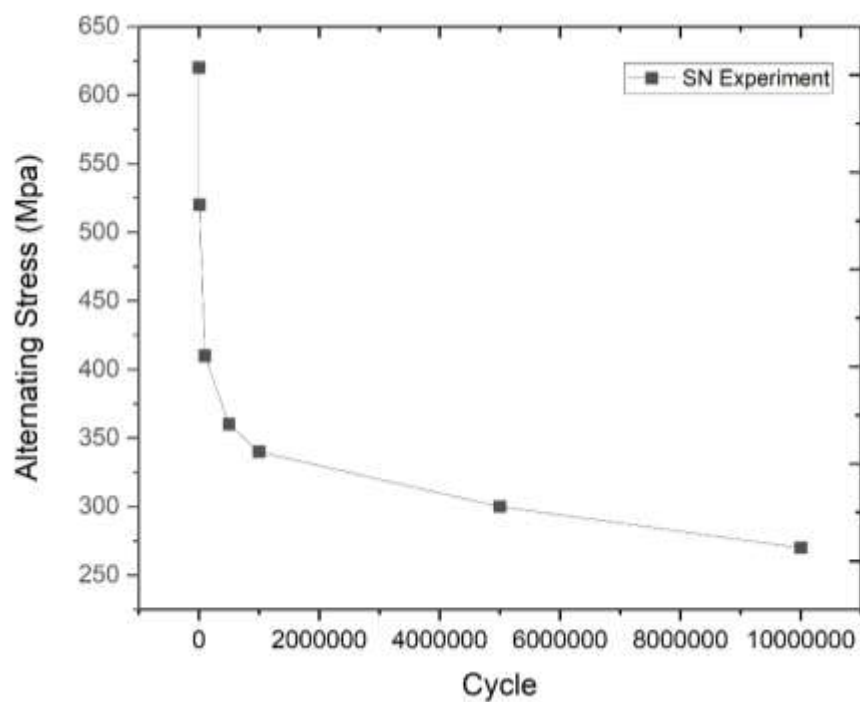
Hasil simulasi tersebut juga menunjukkan minimal *safety factor* sebesar 1,2466 yang ditunjukkan pada gambar 4.10. Nilai minimum nilai *safety factor* ada pada bagian sambungan antara arm dengan jok penumpang. Nilai tersebut didapatkan dalam struktur dan beban statis dengan kepastian yang tinggi pada perancangan data dan nilai *safety factor* tersebut tidak dikatakan aman karena memiliki nilai $< 1,5$. Sehingga harus dilakukan optimasi desain rangka.

Tabel 4. 3 Hasil data simulasi rangka sepeda motor listrik

Total Massa (Kg)	Skewness	Von Mises Stress Max (Mpa)	Von Mises Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Alternating Stress Max (Mpa)	Life Max	Life Min	Safety Factor Min	Safety Factor Max
180	0,87	368,99	0,000047998	4,02470	0	206,96	1.e+007	1.e+007	1,247	15

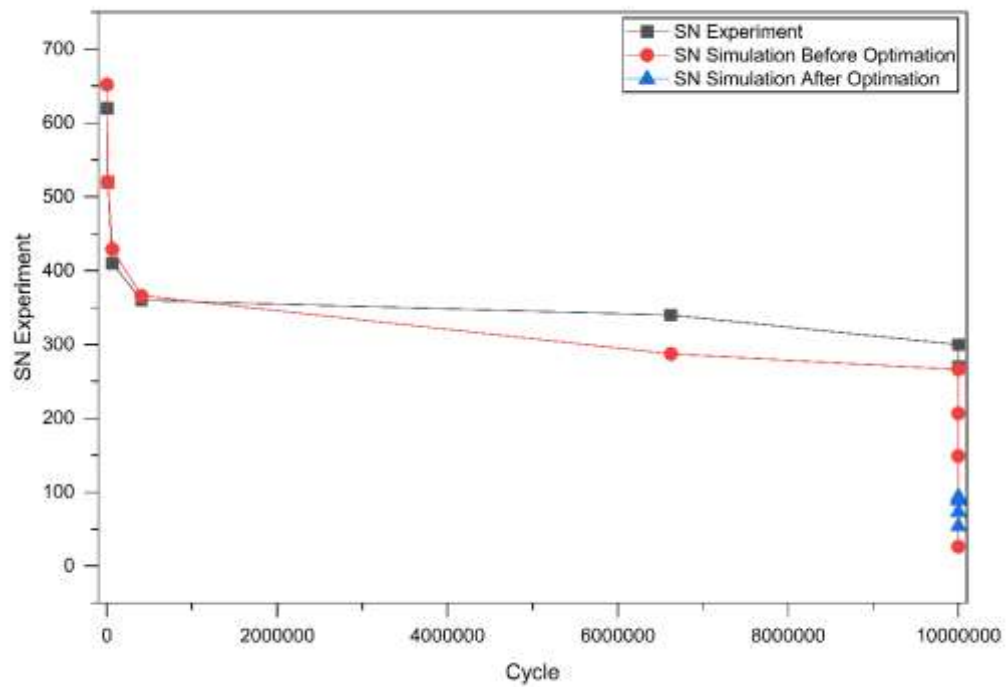
4.3 Mechanical Fatigue

Pembebanan yang terjadi secara berkala dan berulang-ulang pada rangka sepeda motor listrik sebesar 180 kg tersebut dapat menyebabkan *mechanical fatigue* pada rangka. Berdasarkan hasil tes *fatigue* pada baja AISI 4130 yang telah dilakukan pada studi kasus, didapatkan literatur yang membahas tentang grafik *S-N Curve* Baja AISI 4130 pada gambar 4.11.

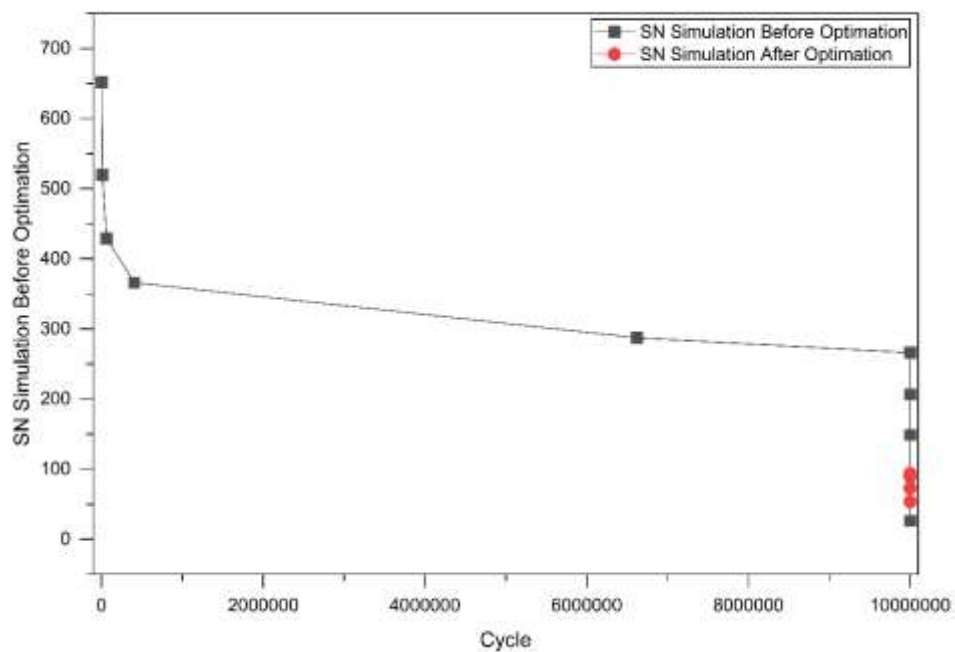


Gambar 4. 11 Grafik *s-n curve* baja aisi 4130 eksperimen

Sumber : Fragoudakis, R., & Saigal, A. (2010).



Gambar 4. 12 Grafik *S-N curve* baja AISI 4130 *experiment* dengan *S-N curve* baja AISI 4130 *simulation before and after design optimization* kondisi statis



Gambar 4. 13 Grafik *S-N curve* baja AISI 4130 *simulation before and after design optimization* kondisi statis

Gambar 4.12 menunjukkan grafik *S-N Curve* dari hasil simulasi yang diperoleh dengan memberikan pembebanan bertahap mulai dari 80 kg hingga 360 kg pada rangka sepeda motor listrik. Setiap variasi beban menghasilkan nilai tegangan yang kemudian dikonversikan menjadi umur lelah (*fatigue life*) dalam bentuk jumlah siklus kegagalan (*N*). Proses ini menghasilkan data yang dapat diplot pada kurva S-N.

Karena beban yang diberikan tidak *fully reserved loading*, maka *S-N Curve* yang digunakan merupakan *S-N Curve* material yang dipengaruhi oleh *mean stress* dengan menggunakan persaaan *goodman* ataupun *gerber*. *Mean stress* adalah komponen rata-rata dari tegangan siklik yang mempengaruhi ketahanan material terhadap kelelahan. Nilai *mean stress* digunakan dalam berbagai kriteria *fatigue* seperti *modified goodman*, dan memainkan peran penting dalam menentukan faktor keamanan desain struktur terhadap beban berulang. *Mean stress* yang tinggi, terutama jika bernilai positif (tegangan tarik), cenderung mempercepat terjadinya retak atau kegagalan pada material. Sebaliknya, *mean stress* negatif (tegangan tekan) dalam batas tertentu bisa meningkatkan ketahanan *fatigue*. Setelah dilakukannya simulasi maka didapatkan grafik *S-N Curve* material yang baru pada setiap siklusnya pada gambar 4.12 dan gambar 4.13 dan data grafik *S-N Curve* yang dilakukan secara simulasi di tunjukkan pada tabel 4.4 dan tabel 4.5.

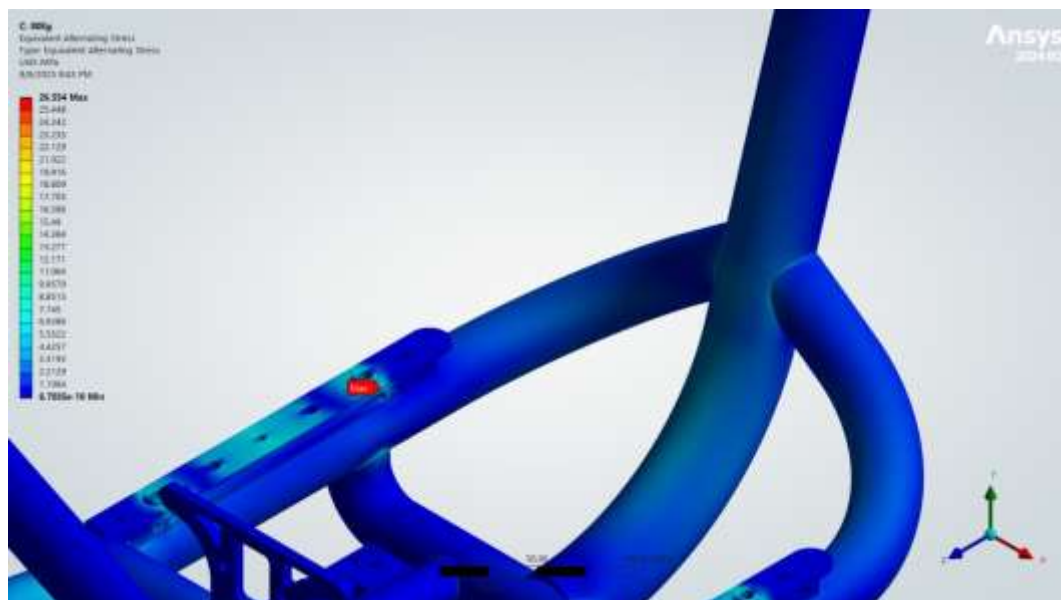
Tabel 4. 4 Variasi Pembebanan Kondisi Statis Sebelum Optimasi Desain

SN Curve Baja Aisi 4130 Sebelum Optimasi Desain											
Jumlah	Pengemudi (N)			Penumpang+Beban (N)			Alternating	Alernating			Safety
Massa	Massa	Massa	Massa	Massa	Massa	Massa	Stress Max	Stress Min	Life Max	Life Min	Factor
(Kg)	Kaki	Badan	Tangan	Kaki	Badan	beban	(Mpa)	(Mpa)			
80	1667	588,6	29,43				26,554	6,7035E-06	10000000	10000000	8,6809
160	1667	588,6	29,43	196,2	588,6		148,97	2,2834E-09	10000000	10000000	1,6464
180	166,7	588,6	29,43	196,2	588,6	196,2	206,96	2,3999E-09	10000000	10000000	1,2466
220	196,2	735,75	29,43	245,25	735,75	215,82	266,36	2,9694E-09	10000000	10000000	1,0277
240	245,25	784,8	29,43	294,3	784,8	215,82	287,45	3,1426E-09	10000000	6623400	0,97343
270	245,25	902,52	29,43	294,3	902,52	274,68	366,14	3,6624E-09	10000000	405600	0,83114
300	318,825	961,38	34,335	343,35	961,38	323,73	429,14	3,9729E-09	10000000	64272	0,75838
330	343,35	1088,91	39,24	343,35	1079,1	343,35	520,06	4,48E-09	10000000	9984,1	0,68759
360	372,78	1177,2	39,24	372,78	1196,82	372,78	651,84	4,86E-09	10000000	0	0,62342

Tabel 4. 5 Variasi Pembebanan Kondisi Statis Setelah Optimasi Desain

SN CURVE BAJA AISI 4130 SETELAH OPTIMASI DESAIN											
Jumlah Massa (Kg)	Pengemudi (N)			Penumpang+Beban (N)			Alternating Stress Max (Mpa)	Alernating Stress Min (Mpa)	Life Max	Life Min	Safety Factor
	Massa Kaki	Massa Badan	Massa Tangan	Massa Kaki	Massa Badan	Massa beban					
80	1667	588,6	29,43				29,03	1,07E+09	10000000	10000000	7,9442
160	1667	588,6	29,43	196,2	588,6		53,893	1,57E-09	10000000	10000000	4,3069
180	166,7	588,6	29,43	196,2	588,6	196,2	72,999	1,47E-09	10000000	10000000	3,2034
220	196,2	735,75	29,43	245,25	735,75	215,82	89,158	1,80E-09	10000000	10000000	2,6435
240	245,25	784,8	29,43	294,3	784,8	215,82	93,991	2,12E-09	10000000	10000000	2,5141

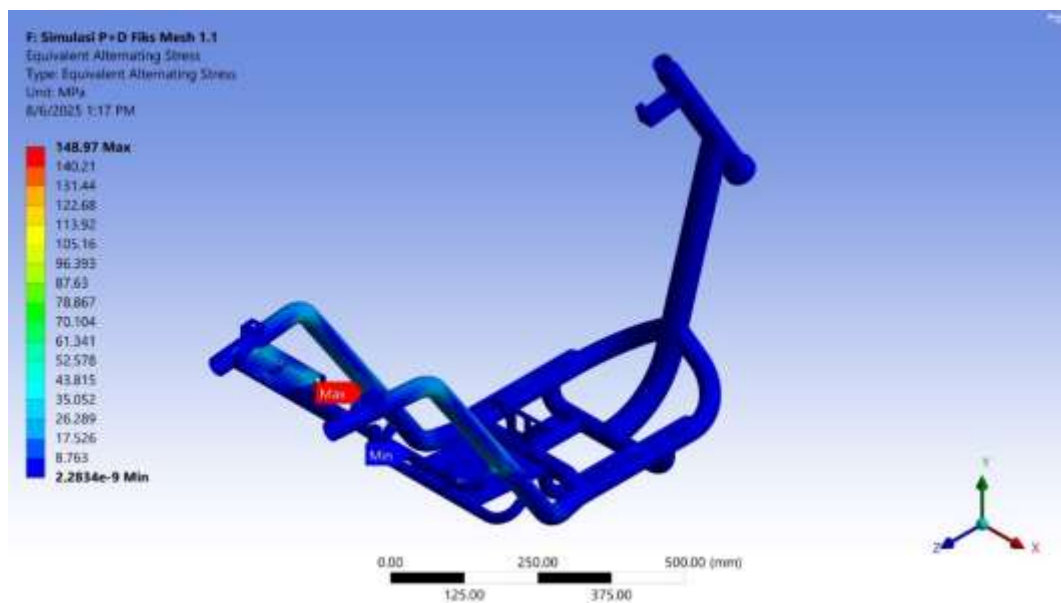
Berdasarkan gambar 4.14 hingga gambar 4.19 dan tabel 4.4 hingga tabel 4.5 diketahui bahwa pada pembebanan 80 kg, 160 kg, dan 180 kg yang telah disimulasikan tidak akan patah atau aman karena memiliki minimal *cycle* sebesar 10.000.000 jumlah siklus pada *alternating stress* yang menghasilkan nilai yang aman. Dari gambar 4.13 dan pada tabel 4.4 menunjukkan bahwa pada pembebanan 360 kg sebelum dilakukannya optimasi desain diketahui bahwa rangka mengalami patah bahkan untuk satu kali siklus penuh atau gagal seketika, tanpa mengalami proses kelelahan.



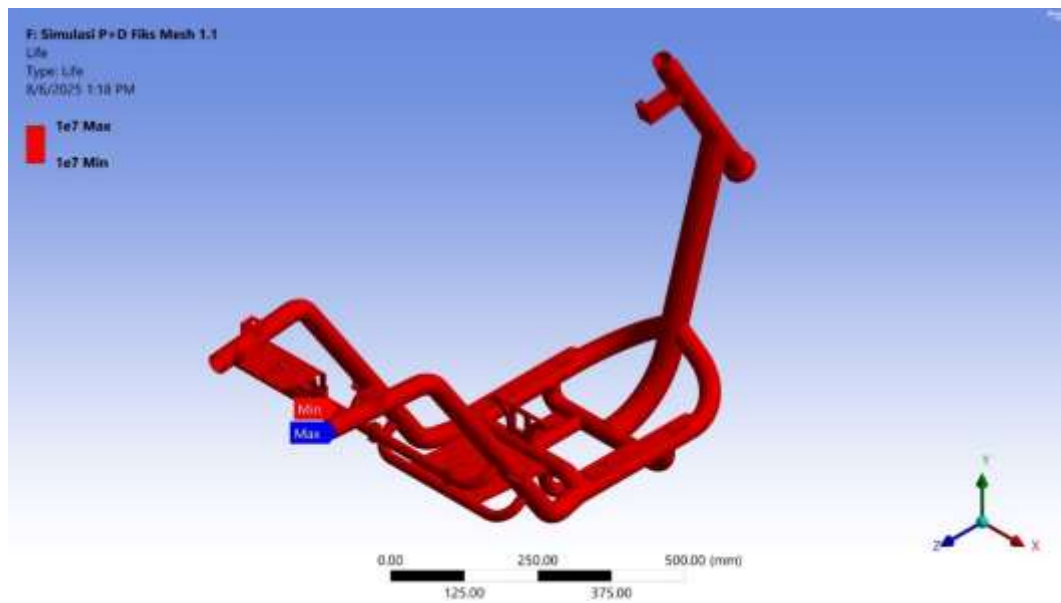
Gambar 4. 14 *Equivalent alternating stress* di pembebanan 80 kg



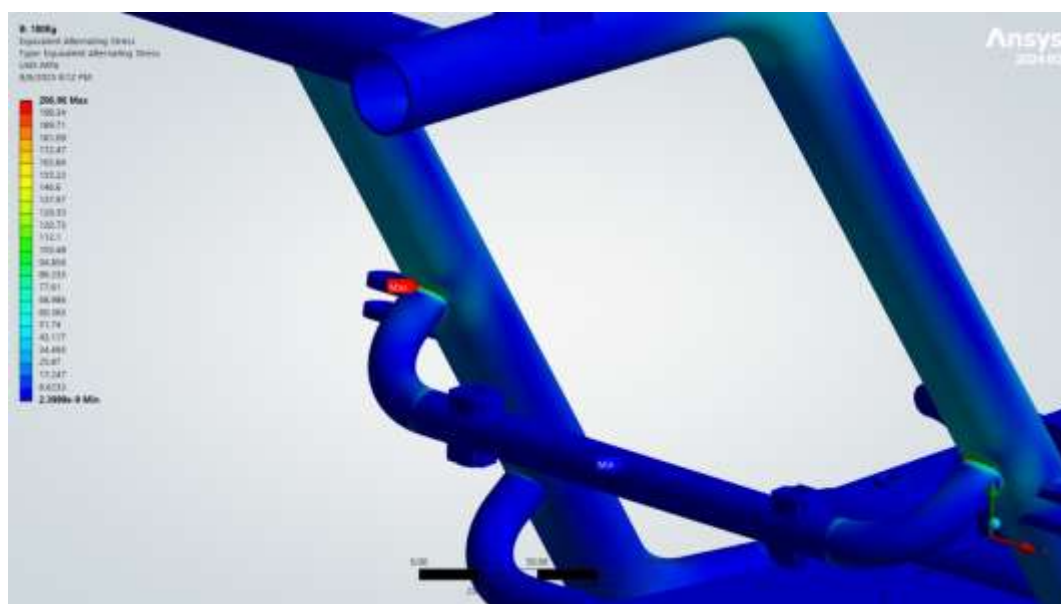
Gambar 4. 15 *Cycle* di pembebanan 80 kg



Gambar 4. 16 *Equivalent alternating stress* di pembebanan 160 kg



Gambar 4. 17 *Cycle* di pembebanan 160 kg



Gambar 4. 18 *Equivalent alternating stress* di pembebanan 180 kg



Gambar 4. 19 Cycle di pembebanan 180 kg

4.4 Simulasi Dinamis Kondisi *Deselerasi*

Simulasi dinamis pada kondisi deselerasi merupakan analisis yang digunakan untuk mempelajari respon rangka sepeda motor listrik ketika mengalami deselerasi akibat pengereman. Sehingga beban dinamis yang diterima rangka dapat direpresentasikan secara realistis. Metode simulasi statis hanya menggambarkan distribusi beban dalam kondisi tetap, sedangkan simulasi dinamis mempertimbangkan variasi beban terhadap waktu serta pengaruh momen akibat deselerasi mendadak. Melalui pendekatan ini, proses optimasi desain rangka dapat dilakukan lebih akurat karena hasil simulasi mampu menunjukkan tegangan maksimum, deformasi, serta distribusi gaya yang terjadi secara nyata pada kondisi pengereman.

Kecepatan awal (V_0) yang digunakan merupakan hasil dari perhitungan manual yaitu dengan menggunakan rumus berikut :

$$F = M \times a$$

$$\mu_s \times N = M \times a$$

$$a = \frac{\mu_s \times N}{M}$$

Diketahui nilai maksimum koefisien gesekan (μ_s) yang digunakan untuk roda depan berkisar sekitar nilai 0,75, dan lebih besar untuk roda belakang yang nilainya berkisar 0,8 (Parczewski & Wnęk, 2012). Massa total dari pembebanan (M). Maka distribusi massa yang digunakan ditunjukkan pada tabel 4.6.

Tabel 4. 6 Distribusi Massa

Distribusi Massa		
Massa (Kg)	Distribusi Massa Roda	Distribusi Massa Roda
	Depan	Belakang
180	$\mu_s = 0,75$	$\mu_s = 0,8$
	55%	45%
	728,3925	635,688

Tabel 4.7 tersebut akan digunakan untuk perhitungan nilai *deselerasi* berikut:

$$a = \frac{\mu_{s1} \times N_1 + \mu_{s2} \times N_2}{M}$$

$$a = \frac{353,16 + 251,136}{180 \text{ Kg} + 20,362}$$

$$a = 6,81 \text{ m/s}^2$$

Tabel 4. 7 Nilai *Deselerasi* pada setiap pembebanan

Distribusi Massa				
Massa Rangka (Kg)	Massa Pembebanan (Kg)	Distribusi Massa Roda Depan $\mu_s = 0,75$	Distribusi Massa Roda Belakang $\mu_s = 0,8$	Deselerasi (m/s^2)
20,362	80	60%	40%	6,02
		353,16	251,136	
	160	65%	35%	6,68

	765,18	439,488	
	55%	45%	
180	728,3925	635,688	6,81

Pada gerak lurus berubah beraturan (GLBB) ketika kecepatan akhir ($V_t = 0$) (kondisi pengereman hingga berhenti), jarak tempuh sampai berhenti dapat dicari dari persamaan kinematika:

$$V_t^2 = V_0^2 - 2 \times a \times s$$

$$0 = V_0^2 - 2 \times a \times s$$

$$s = \frac{V_0^2}{2 \times a}$$

Pada tahapan ini penulis melakukan perhitungan analitik (teoritis) sistem pengereman cakram roda depan dan belakang, beban maksimal kendaraan pada kecepatan 30 Km/jam.

Tabel 4. 8 Variasi Jarak Pengereman (s)

Jarak Pengereman (s)					
Massa Pembebanan (Kg)	V_t (m/s)	V_0 (km/h)	V_0 (m/s)	a (m/s ²)	s (m)
80	0	30	8,33	6,02	5,77
160	0	30	8,33	6,68	5,20
180	0	30	8,33	6,81	5,10

Pada Tabel 4.8 maka didapatkan maksimal jarak berhenti sekitar 10 meter untuk *braking distance*. Maka jarak pengereman yang diinginkan yaitu 5 m, 5 m sisanya digunakan sebagai *safety distance* apabila ada hal yang tidak diinginkan.

Waktu pengereman menggunakan persamaan GLBB yaitu:

$$V_t = V_0 - a \times t$$

$$t = \frac{V_0 - V_t}{a}$$

$$t = \frac{8,33 - 0}{6,02}$$

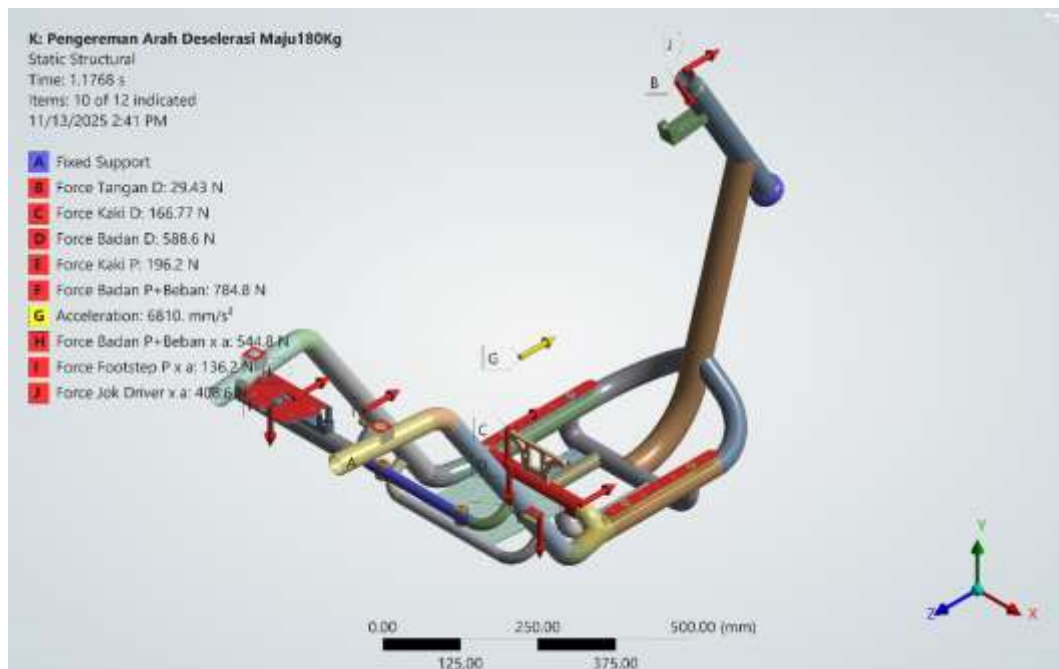
$$t = 1,38 \text{ s}$$

Tabel 4. 9 Waktu Pengereman

Massa Pembebanan (Kg)	V_t (m/s)	V_0 (km/h)	V_0 (m/s)	a (m/s ²)	s	Waktu Pengereman (t)
80	0	30	8,33	6,02	5,77	1,38
160	0	30	8,33	6,68	5,20	1,25
180	0	30	8,33	6,81	5,10	1,22

Pada tabel 4.9 menunjukkan waktu pengereman terhadap jarak dan kecepatan yang terjadi saat kondisi pengereman sampai berhenti.

4.4.1 Boundary Condition Deselerasi



Gambar 4. 20 *Boundary condition* kondisi deselerasi

Pada simulasi dinamis diasumsikan dengan kondisi pengereman ataupun rangka motor listrik mengalami deselerasi. Kondisi ini tentu memiliki beberapa pendekatan untuk menentukan *boundary condition* yang diterapkan pada rangka motor listrik saat proses simulasi numerik dilakukan. *Boundary condition* ini ditunjukkan pada gambar 4.21 yang terdiri dari beberapa area letak *force* dan deselerasi yang bekerja pada rangka sebagai berikut :

1. *Fix support* yang menjadi tumpuan rangka motor terletak pada area komstir dan *arm* bagian atas rangka motor listrik.
2. *Force* pada masing-masing beban terdistribusi sesuai dengan peletakkan *boundary condition* pada simulasi statis seperti *force driver* pada footstep driver, tangan driver diterapkan pada stang stir driver bagian atas, dan yang lainnya.
3. Vektor deselerasi bekerja ke arah depan sebagai interpretasi deselerasi ketika pengendara mengendarai sepeda motor listrik ketika mengalami deselerasi maka

badan pengendara tersebut akan ikut maju ke arah depan yang kemudian diproyeksikan pada rangka untuk mengetahui respon struktur terhadap kondisi dinamis tersebut.

4. Deselerasi juga diletakkan pada setiap area *force* yang telah ditentukan untuk mengetahui reaksi rangka setelah mengalami kondisi deselerasi, arah deselerasi ini sama dengan arah vektor deselerasi yang bekerja.

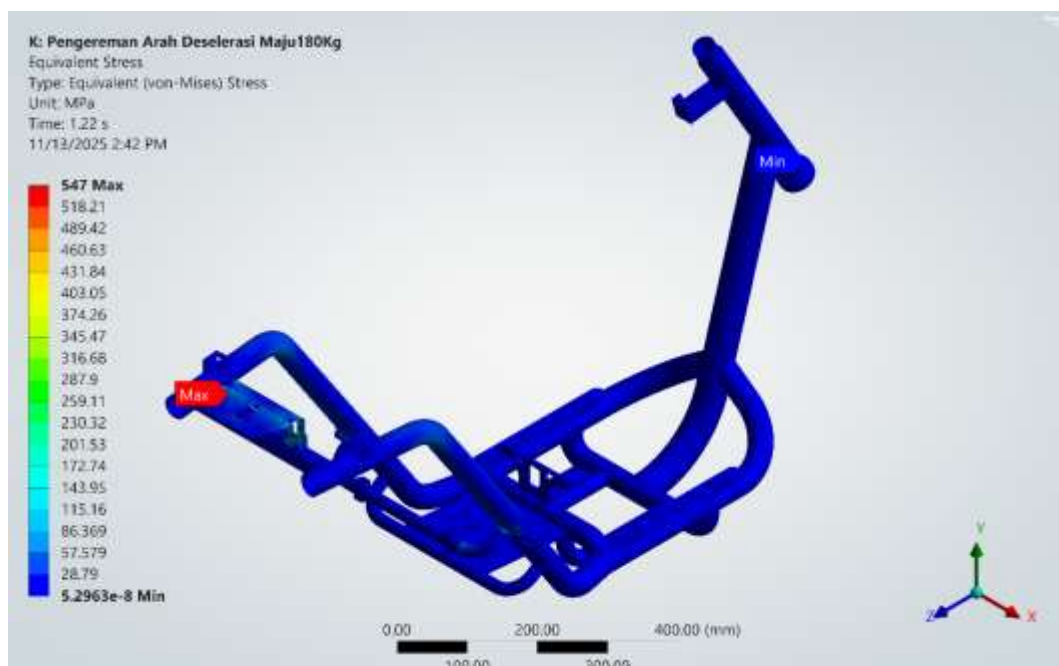
Selain mempertimbangkan keempat kondisi batas ini, analisis dinamis juga memperhatikan parameter waktu saat kondisi deselerasi yang diwakili dengan menggunakan *initial step* saat kondisi awal (yang didapatkan pada perhitungan analitik) dan penggunaan *time step* pada proses simulasinya. Dengan beberapa hal ini simulasi dapat memberikan gambaran menyeluruh mengenai kinerja rangka, khususnya terhadap kekuatan rangka dan *safety factor* dalam proses optimasi desain sepeda motor listrik.

4.4.4 Hasil Simulasi Dinamis Kondisi Deselerasi dengan Pembebanan 180 kg

Simulasi dinamis dilakukan pada rangka kendaraan dengan kondisi pengereman mendadak, menggunakan pembebanan sebesar 180 kg dan kecepatan awal kendaraan 30 km/jam. Berdasarkan hasil simulasi menggunakan metode elemen hingga (FEA), diperoleh nilai tegangan *ekuivalen von mises stress* maksimum sebesar 547 MPa dan tegangan minimum sebesar 5,30E-08 MPa. Nilai-nilai tersebut menggambarkan distribusi tegangan akibat gaya inersia yang ditimbulkan oleh deselerasi mendadak selama pengereman.

Nilai tegangan maksimum terletak pada area jok penumpang yang ditunjukkan pada gambar 4.21, tegangan maksimum terbesar muncul di bagian jok

penumpang karena rangka pada area tersebut menerima pengaruh dari beban yang ditempatkan di jok pengendara. Saat pengereman, beban mendorong rangka ke depan sehingga bagian belakang ikut menahan efek pembebanan tersebut. Karena posisi jok penumpang lebih jauh dari titik tumpuan dan rangkanya lebih lentur, maka area ini menjadi titik kritis dengan tegangan dan deformasi paling besar. Tegangan minimum terjadi pada bagian atas rangka (stang stir), yang tidak mengalami gaya langsung atau lentur signifikan. Distribusi tegangan ini selaras dengan teori perpindahan pusat massa saat pengereman mendadak, di mana gaya inersia mendorong beban ke arah depan, meningkatkan momen dan tegangan pada bagian bawah struktur kendaraan

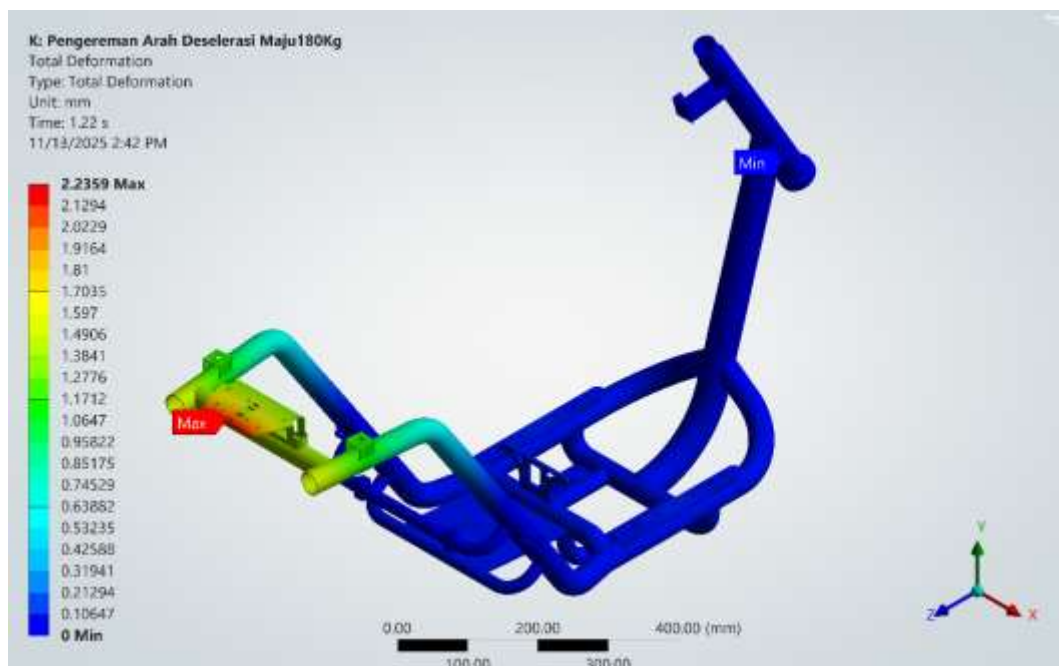


Gambar 4. 21 Kondisi *deselarasi, equivalent (von mises) stress* pada pembebanan 180 kg, 30 km/h

Berdasarkan hasil analisis elemen hingga (FEA), diperoleh nilai total deformasi maksimum sebesar 2,23590 mm , sedangkan deformasi minimum adalah

0 mm. Simulasi ini menggambarkan seberapa besar perpindahan geometri struktur rangka sebagai respons terhadap gaya dinamis yang terjadi saat deselerasi.

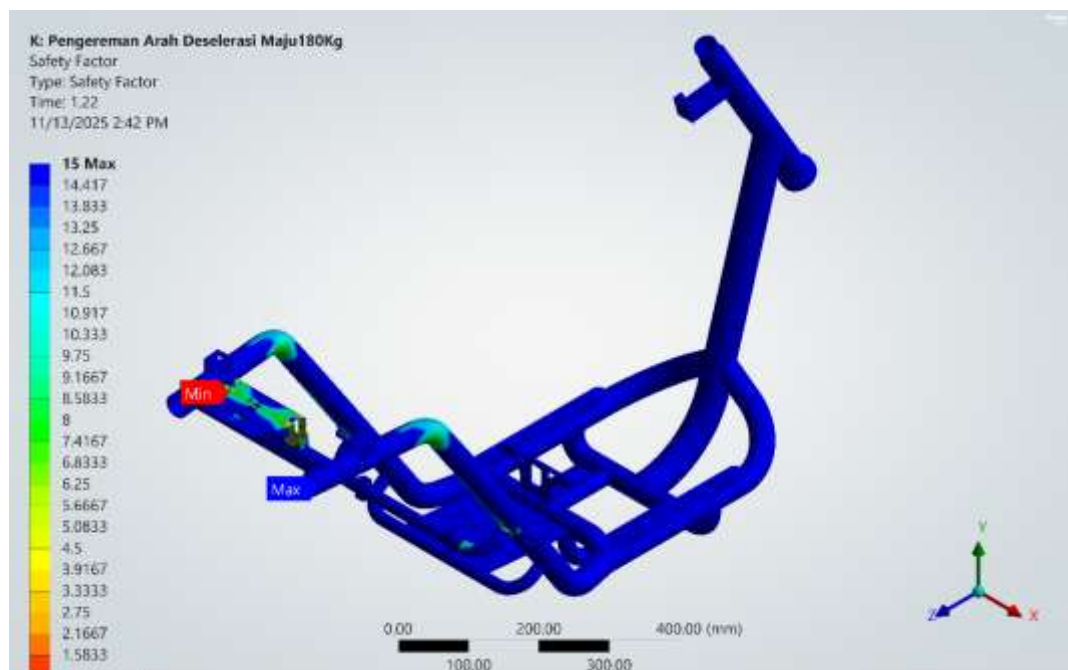
Deformasi maksimum terjadi pada bagian jok penumpang, sebaliknya, deformasi minimum terdapat pada bagian stang stir yang relatif jauh dari pusat beban dan tidak mengalami gaya dominan saat pengereman. Distribusi deformasi ini bersesuaian dengan teori dinamika kendaraan di mana beban inersia berpindah ke depan saat pengereman, menimbulkan momen lentur dan gaya tekan tambahan pada rangka bagian depan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.22.



Gambar 4. 22 Kondisi *deselerasi*, *total deformation* pada pembebanan 180 kg, 30 km/h

Berdasarkan hasil analisis menggunakan metode elemen hingga (FEA), diperoleh nilai faktor keamanan (*safety factor*) maksimum sebesar 15 dan minimum sebesar 0,841.

Faktor keamanan minimum sebesar 0,841 ditemukan pada bagian jok penumpang seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.23. Ini merupakan titik paling kritis yang mengalami konsentrasi tegangan tertinggi, sebagaimana juga ditunjukkan pada analisis tegangan sebelumnya. Sementara itu, faktor keamanan maksimum terjadi pada bagian-bagian yang jauh dari sumber beban, di mana tegangan yang bekerja relatif kecil.

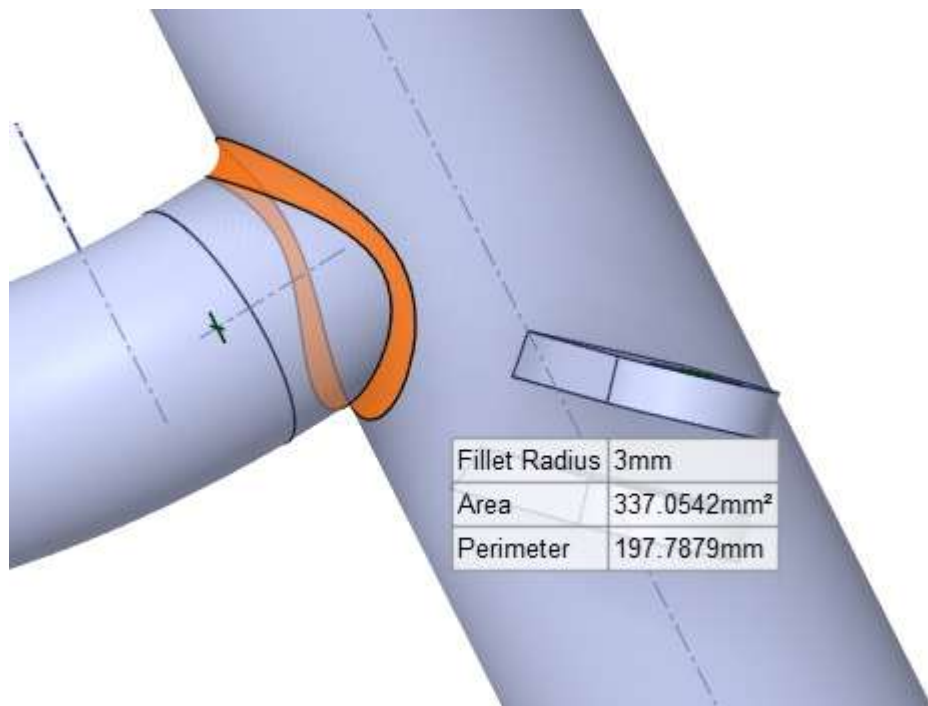


Gambar 4. 23 Kondisi *deselerasi*, *safety factor* pada pembebanan 180 kg, 30 km/h

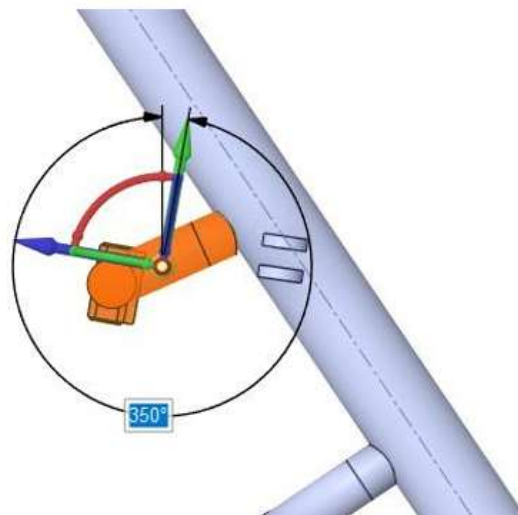
Tabel 4. 10 Data Simulasi Kondisi Deselerasi

DATA SIMULASI DINAMIS KONDISI DESELERASI												
Massa Pembebanan (Kg)	Vt (m/s)	V0 (km/h)	V0 (m/s)	a (m/s ²)	s (m)	Waktu Pengereman (t)	Equivalent Stress/ Von Mises Max (Mpa)	Equivalent Stress/ Von Mises Min (Mpa)	Deformasi Max (mm)	Deformasi Min (mm)	Safety Factor	Safety Factor
180	0	30	8,33	6,81	5,10	1,22	547	5,30E-08	2,23590	0	0,8410	15

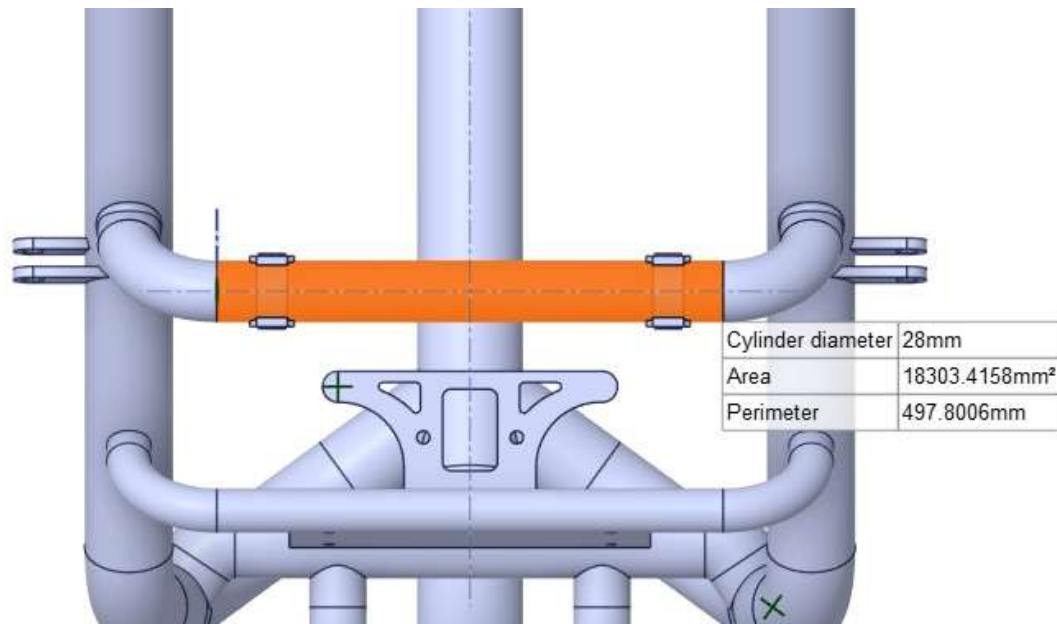
4.8 Optimasi Desain Rangka Sepeda Motor Listrik



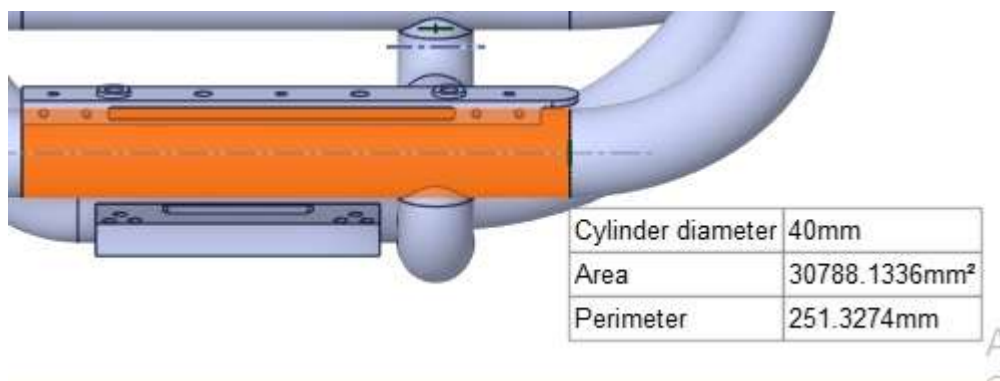
Gambar 4. 24 Menambah lengkungan pada sudut tajam antara dua permukaan sebesar 3 mm



Gambar 4. 25 Menambah kemiringan sudut bagian arm belakang sebesar 10° ke atas



Gambar 4. 26 Memperkuat bagian silinder arm belakang penambahan jari-jari tebal plat 4 mm



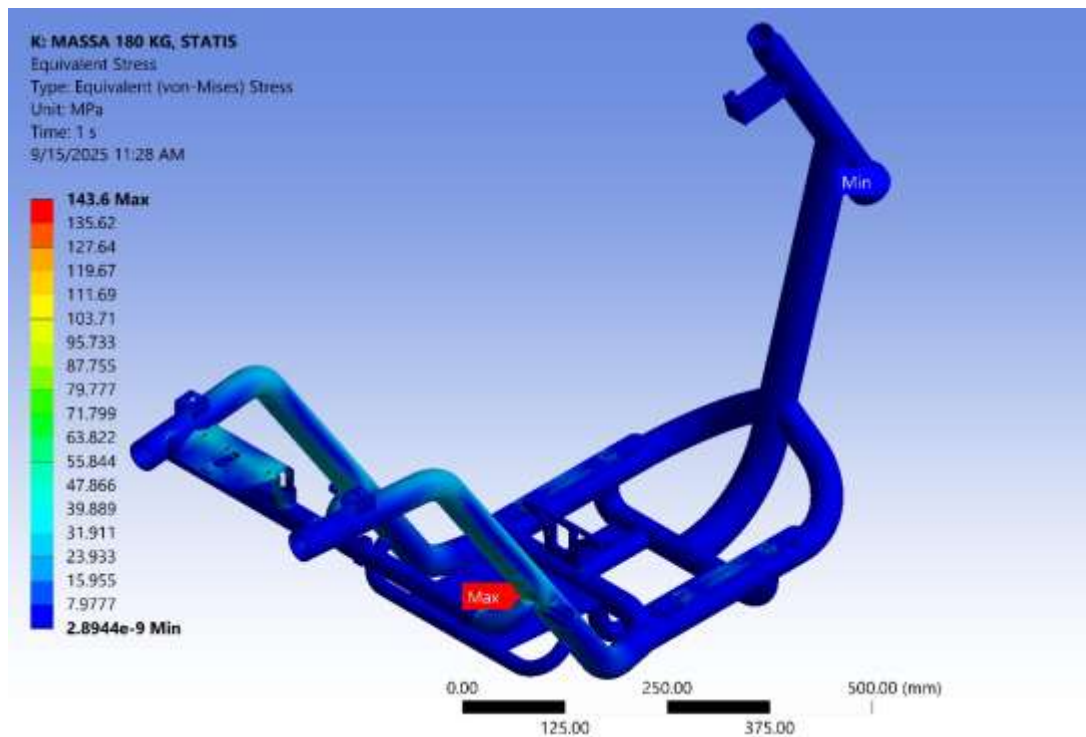
Gambar 4. 27 Penambahan jari-jari tebal plat 3 mm bagian rangka penyangga

Optimasi desain dilakukan seperti gambar 4.24 hingga gambar 4.27, Optimasi desain dilakukan dengan :

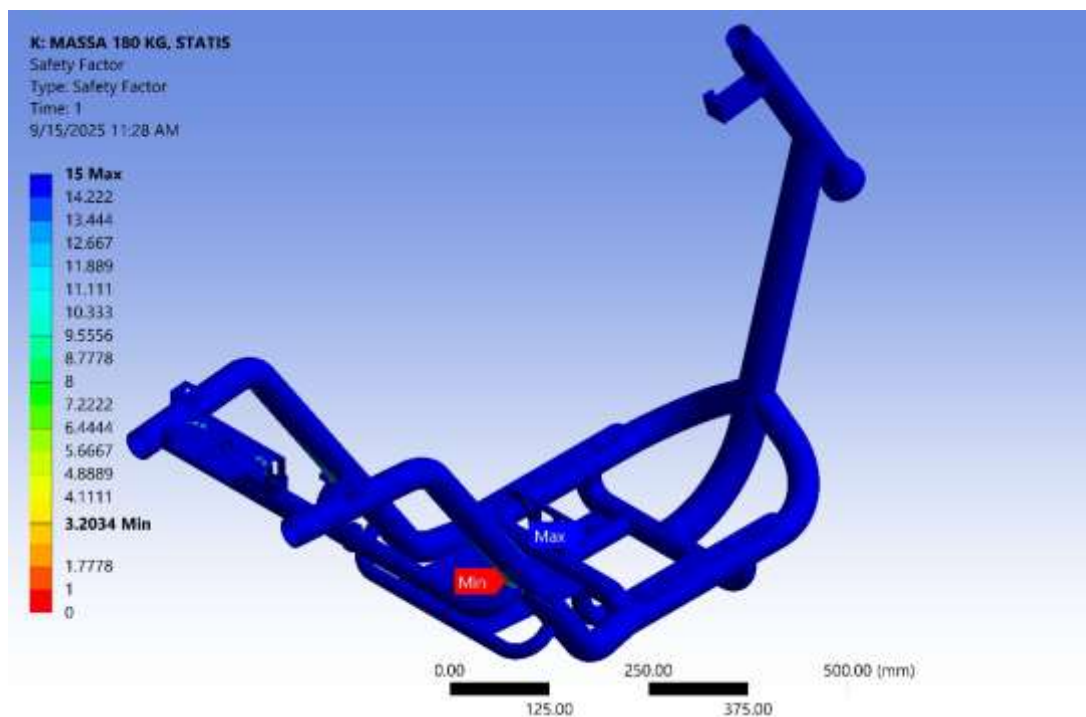
1. Menambah lengkungan pada sudut tajam antara dua permukaan sebesar 3 mm.
2. Bagian arm belakang lebih dimiringkan sebesar 10° ke atas.
3. Memperkuat bagian silinder arm belakang penambahan jari-jari tebal plat 4 mm (dengan diameter awal sebesar 20 mm menjadi 28 mm).
4. Penambahan jari-jari tebal plat 3 mm bagian rangka penyangga.

Setelah melakukan simulasi numerik secara statis dan dinamis dengan mempertimbangkan nilai *safety faktor* yang terjadi pada rangka motor listrik. Nilai tersebut memiliki range pada rangka saat kondisi statis dengan kisaran antara 1,25 hingga 2. Sedangkan pada kondisi dinamis dengan kisaran nilai antara 2 hingga 2,5. Titik kritis yang diakibatkan pada tegangan yang terjadi terletak pada plat belakang bagian jok penumpang. Selain itu, pendekatan ini sejalan dengan prinsip optimasi struktural, di mana modifikasi desain bertujuan untuk meningkatkan efisiensi kekuatan dan kekakuan tanpa menambah massa secara signifikan.

Simulasi dilakukan dengan pembebanan 180 kg dengan kondisi statis, setelah dioptimasi desain menunjukkan penurunan nilai *maximum equivalent stress* dari 368,99 MPa menjadi 143,6 Mpa seperti pada gambar 4.28. Selain itu, nilai faktor keamanan (*safety faktor*) meningkat dari 1,247 menjadi 3,2034 yang ditunjuk pada gambar 4.29, hal tersebut menunjukkan peningkatan ketahanan struktur terhadap beban kerja yang diberikan.

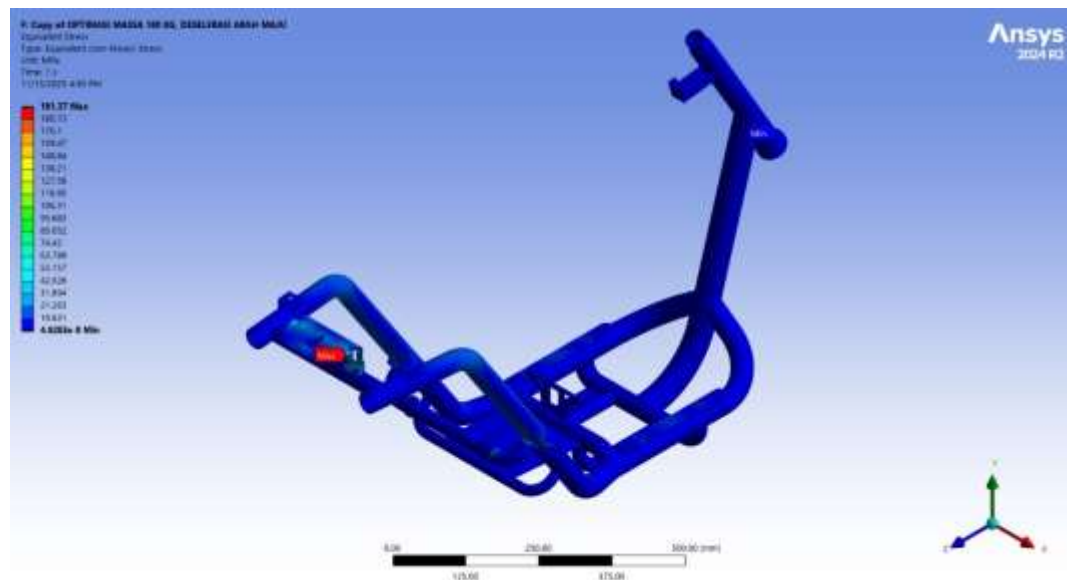


Gambar 4. 28 Hasil optimasi desain rangka, nilai *equivalent (von mises) stress max* kondisi statis 180 kg

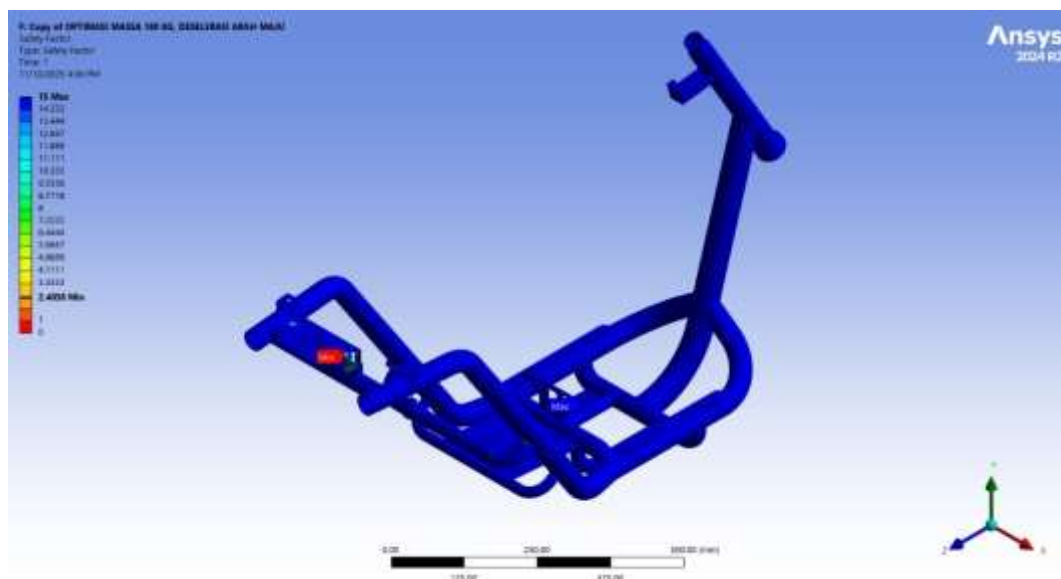


Gambar 4. 29 Hasil optimasi desain rangka, nilai *safety factor* kondisi statis 180 kg

Optimasi desain ini juga disimulasikan dengan menggunakan metode simulasi dinamis dengan kondisi deselerasi, hasilnya menunjukkan penurunan nilai *equivalent (von mises) stress max* yang awalnya 547 Mpa menjadi 191,37 Mpa seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.30.



Gambar 4. 30 Hasil optimasi desain simulasi dinamis kondisi deselerasi, *nilai equivalent (von mises) stress max* 180 kg



Gambar 4. 31 Hasil optimasi desain simulasi dinamis kondisi deselerasi, *safety factor* 180 kg

Optimasi ini juga berhasil meningkatkan nilai *safety factor* dari 0,841 menjadi 2,4 seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.31. Oleh karena itu Optimasi ini terbukti efektif dalam meningkatkan performa struktural arm belakang, baik dari segi kekuatan maupun keandalan, serta memberikan margin keamasnan yang lebih tinggi terhadap kegagalan materia

Tabel 4. 11 Data hasil optimasi desain berdasarkan pembebanan pada rangka sepeda motor listrik

DATA OPTIMASI DESAIN RANGKA SEPEDA MOTOR LISTRIK SIMULASI STATIS TANPA DESELERASI														
No.	Pengemudi			Penumpang			Number of Element	Skewness	Stress Max (Mpa)	Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Safety Factor Min	Safety Factor Max
	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Tangan (Kg)	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Beban (Kg)								
1	17	60	3	20	60	20	5004611	0,86985	143,6	2,89E-09	1,71120	0	3,2034	15

Tabel 4. 12 Data hasil optimasi desain simulasi dinamis kondisi deselerasi pada rangka sepeda motor listrik

DATA OPTIMASI DESAIN RANGKA SEPEDA MOTOR LISTRIK SIMULASI DINAMIS KONDISI DESELERASI														
No.	Pengemudi			Penumpang			Number of Element	Skewness	Stress Max (Mpa)	Stress Min (Mpa)	Deformation Max (mm)	Deformation Min (mm)	Safety Factor Min	Safety Factor Max
	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Tangan (Kg)	Massa Kaki (Kg)	Massa Badan (Kg)	Massa Beban (Kg)								
1	17	60	3	20	60	20	5004611	0,86985	191,37	4,93E-08	0,901	0	2,4038	15