

Perancangan *Chassis* Traktor Angkut Hasil Pertanian

Mohammad Maulfi Haris Fanani dan Julendra Bambang Ariatedja

Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Corresponding Author: ariatedja@me.its.ac.id

ARTIKEL INFO

Informasi Artikel

Artikel masuk: 1-8-19

Artikel revisi: 26-12-19

Artikel diterima: 26-12-19

Kata Kunci

Articulated Frame, Chassis, Finite Element Method, Safety Factor, Von-Mises Stress.

ABSTRAK

Perancangan *chassis* traktor angkut hasil pertanian dibuat menyesuaikan dengan kebutuhan di pedesaan yang mempunyai jalan beragam seperti tanjakan, turunan, berbatu, berpasir, berlumpur, dan jalan yang sempit. *Chassis* harus mendukung kendaraan untuk dapat berbelok dengan sudut yang kecil, menghindari *chassis* mengalami puntir akibat jalan yang tidak rata, dan memastikan semua roda dapat menapak dengan sempurna. Langkah perancangan desain yang dilakukan meliputi menentukan spesifikasi desain berupa dimensi *chassis*, beban maksimal, mekanisme gerak dan belok, dan material pembentuk. Langkah analisa desain dilakukan dalam empat kondisi meliputi kondisi kecepatan konstan, akselerasi, pengereman, dan kondisi belok menggunakan *Finite Element Methode* untuk mencari *von-Mises stress* dan *safety factor* dari setiap kondisi. Hasil dari perancangan adalah *chassis* dengan dimensi panjang 2150 mm dan lebar 550 mm. Material *chassis* adalah ASTM A36 steel dengan profil *tube square* dan *l-angle equal* dengan dimensi $50 \times 50 \times 3,2$ mm. Hasil analisa *von-Mises stress* pada *chassis* menampilkan hasil terbesar ada pada kondisi belok yaitu *von-Mises stress* sebesar 164,4 MPa atau *safety factor* sebesar 1,66. *Von-Mises stress* terkecil ada pada kondisi kecepatan konstan yaitu sebesar 95,3 MPa dengan *safety factor* 2,88.

PENDAHULUAN

Pertanian merupakan sektor yang memiliki peranan penting bagi perekonomian di Indonesia yang salah satunya ditunjang oleh adanya alat angkut hasil pertanian. Alat angkut hasil pertanian yang digunakan saat ini terdiri dari alat angkut tradisional hingga alat angkut modern. Sebenarnya banyak dijual alat angkut khusus hasil pertanian, namun masyarakat pedesaan masih belum menggunakannya karena dirasa mahal serta suku cadang yang sulit ditemukan di pedesaan. Untuk memenuhi kebutuhan, maka petani merakit sendiri sebuah alat angkut yang dibuat tanpa perhitungan dan analisa yang benar sehingga dapat membahayakan keselamatan penggunaannya.

Solusi dari permasalahan tersebut yaitu alat angkut hasil pertanian yang sesuai dengan kebutuhan, harganya terjangkau, aman digunakan. Penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Rahim, F. N. pada tahun 2018 [1], tentang perancangan dan analisis sistem transmisi *infrastructural mobile* dari hasil pertanian. Hasil dari penelitian tersebut yaitu mesin dan transmisi yang digunakan untuk traktor angkut hasil pertanian. Sehingga perlu dilakukan penelitian lanjutan tentang perancangan dan analisa *chassis* traktor angkut hasil pertanian untuk melengkapi penelitian yang telah dilakukan.

Tujuan penelitian ini adalah menentukan spesifikasi dari profil, material, dan dimensi *chassis* traktor angkut hasil pertanian yang. Kedua yaitu mengetahui gaya reaksi yang bekerja pada *chassis* traktor angkut hasil pertanian dan terakhir yaitu menampilkan hasil analisa dengan simulasi pada rancangan *chassis* traktor angkut hasil pertanian.

METODE PENELITIAN

A. Diagram Alir

Diagram alir perancangan *chassis* traktor angkut hasil pertanian ini dapat dilihat pada Gambar 1.

B. Spesifikasi Desain

Berikut ini merupakan spesifikasi yang ditentukan dalam perancangan *chassis* traktor angkut hasil pertanian :

1) Dimensi

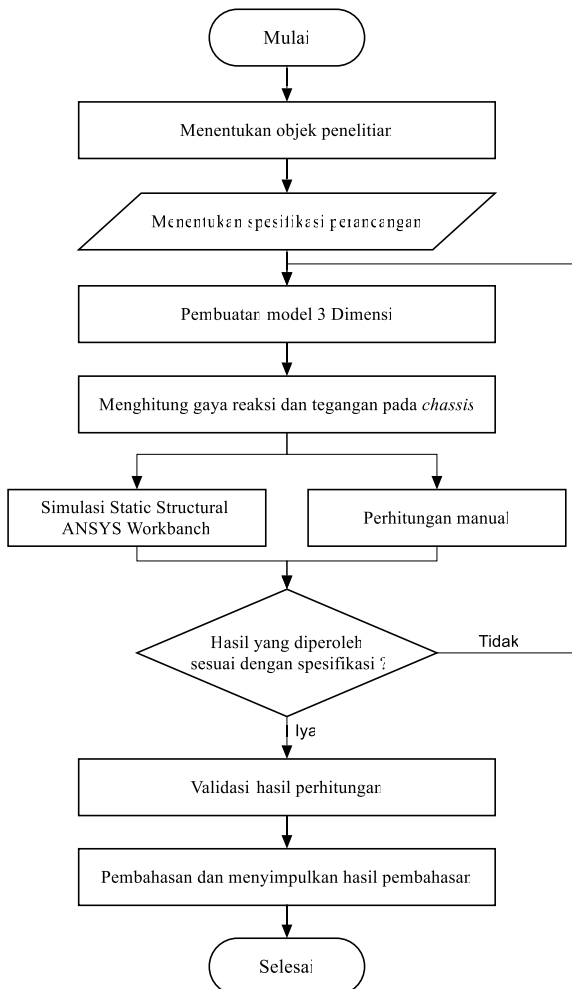
Dimensi *chassis* disesuaikan dengan jalan di pedesaan. Berdasarkan pengamatan langsung di lapangan, didapatkan lebar jalan di daerah pedesaan memiliki lebar berkisar antara 1,5 hingga 2,0 meter. Sehingga, lebar maksimal traktor angkut hasil pertanian yaitu tidak lebih dari 1,1 meter.

2) Kapasitas Beban

Beban yang diterima *chassis* selain massa dari *chassis* itu sendiri terdiri dari 3 beban yaitu : mesin dan sistem transmisi, pengemudi, dan muatan. Massa dari mesin dan transmisi maksimal 145 kg. Massa maksimal dari pengemudi dibatasi yaitu maksimal 100 kg. Massa dari muatan berdasarkan mesin dan transmisi yang telah dirancang sebelumnya yaitu sebesar 500 kg.

3) Mekanisme Gerak dan Belok

Traktor angkut hasil pertanian didesain mempunyai empat roda dimana roda depan sebagai penggerak dan sekaligus sebagai penentu arah gerakan belok. Sistem *steering* traktor angkut hasil pertanian berbelok dengan menghambat putaran salah satu roda depan sehingga dengan adanya *differensial*, roda pada sisi satunya akan bergerak lebih cepat sehingga kendaraan dapat berbelok.



Gambar 1. Diagram alir perancangan.

4) Bentuk Chassis

Chassis dibuat fleksibel agar chassis bagian belakang dapat mengikuti arah belok dari chassis di bagian depan. Bentuk dari chassis ini dikenal dengan nama *Articulated Frame* [2]. Bentuk chassis ini memiliki kelebihan yaitu radius putar kendaraan menjadi sangat kecil.

5) Material Chassis

Material yang digunakan untuk chassis adalah ASTM A36 steel dijual umum di pasaran. Material ASTM A36 steel memiliki sifat sebagai berikut :

Tabel 1. Sifat material ASTM A36 steel.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	$2,1 \times 10^{11}$	N/m ²
Poison's Ratio	0,28	N/A
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	$4,1 \times 10^6$	N/m ²
Yield Strength	$2,75 \times 10^6$	N/m ²

C. Langkah Perancangan Chassis

Pemodelan dilakukan untuk menerjemahkan spesifikasi desain yang ada ke dalam sebuah model 3 dimensi, sehingga dapat dilakukan proses perhitungan dan analisa. Pemodelan dilakukan dalam beberapa tahap hingga menemukan geometri yang sesuai dengan spesifikasi yang telah di tentukan.

1) Membuat Model Chassis Ladder Frame.

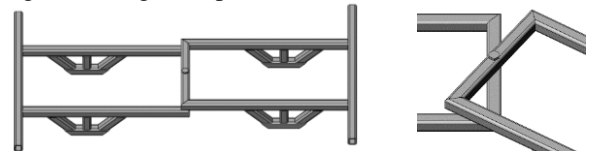
Pertama kali yang dilakukan ketika merancang chassis traktor angkut hasil pertanian yaitu membuat sebuah bentuk rangka *ladder frame*.



Gambar 2. Model chassis ladder frame.

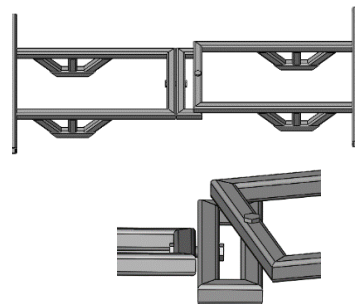
2) Membuat Model Chassis Articulated Frame

Chassis dipisah menjadi dua bagian agar kendaraan dapat berbelok. Chassis bagian depan menentukan arah belok kendaraan, sedangkan bagian belakang mengikuti pergerakan bagian depan.



Gambar 3. Model chassis articulated frame satu derajat kebebasan.

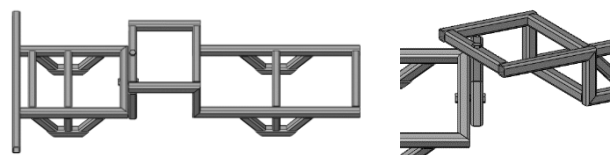
Jalanan di pedesaan tidak hanya sempit tetapi memiliki kontur yang tidak rata sehingga chassis menjadi rawan *bending* karena tidak semua roda menapak pada permukaan ketika jalan yang tidak rata. Chassis ditambah satu bagian lagi yang berfungsi menghilangkan *bending*.



Gambar 4. Model chassis articulated frame dua derajat kebebasan.

3) Membuat Dudukan Beban pada Chassis

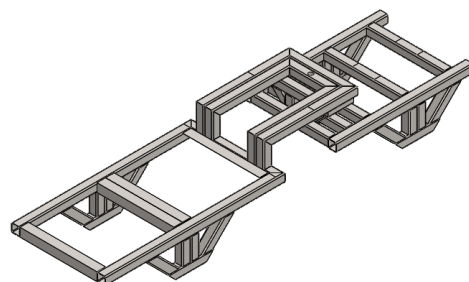
Tahapan selanjutnya adalah membuat dudukan untuk beban pada chassis untuk mesin dan transmisi, pengemudi, dan muatan.



Gambar 5. Dudukan beban pada chassis.

4) Menyempurnakan Model Chassis.

Perhitungan yang dilakukan pada chassis menghasilkan letak bagian – bagian kritis pada chassis sehingga kritis itu diperbaiki dan diperkuat menjadi sebuah desain baru.



Gambar 6. Model chassis hasil penyempurnaan.

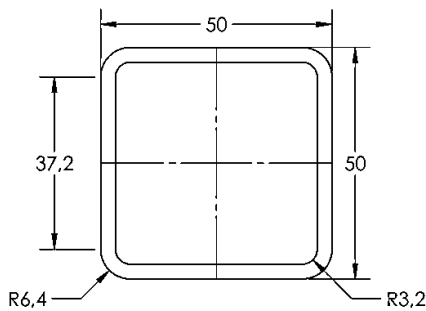
D. Langkah Analisa Chassis

Analisa dilakukan menggunakan *Finite Element Methode* untuk mengetahui bagian kritis dari *chassis* dengan analisa *von-Mises stress* untuk mencari *safety factor*. Analisa dilakukan dalam keadaan statis. Beban dikalikan faktor dinamis sebesar 3 untuk mewakili keadaan sebenarnya. Tahapan analisa menggunakan *FEM* sebagai berikut :

1. Memindahkan model 3 dimensi ke *software finite element*.
2. Menggunakan *Static Structural* untuk menganalisis struktur dalam keadaan statis.
3. Memasukkan data material dari model ke dalam *Engineering Data*.
4. Membuka halaman *Mechanical* dimana merupakan tempat untuk dapat melakukan proses analisa.
5. Mengaplikasikan data material dari *Engineering Data* ke dalam masing – masing bagian dari *chassis*.
6. Mendefinisikan sambungan antar struktur *chassis*.
7. Mendefinisikan *joint* antar bagian *chassis*.
8. Melakukan proses *meshing* yaitu proses membagi bagian dari model yang di analisa menjadi bagian – bagian yang lebih kecil.
9. Mengaplikasikan parameter pada *chassis* berupa gaya – gaya yang terjadi, momen, dan percepatan gravitasi.
10. Mendefinisikan titik tumpu pada *chassis* dimana ada pada setiap roda.
11. Menampilkan tegangan *von-Mises stress* dan *safety factor*.

E. Massa Chassis

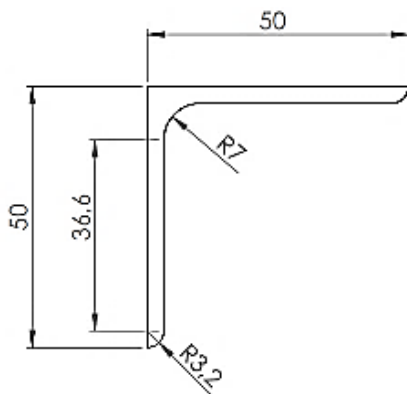
Massa *chassis* didapatkan dari mengalikan volume material dengan berat jenis material. Material *chassis* adalah *ASTM A36 steel* dengan profil *tube square* dan *l-angle equal* dengan dimensi $50 \times 50 \times 3,2$.



Gambar 7. Profil *tube rectangular*.

Luas penampang profil *tube square* :

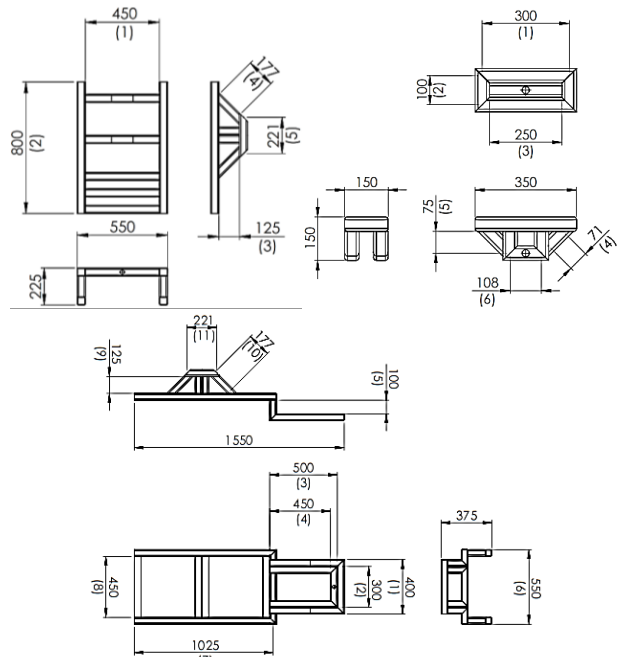
$$4 \times 37,2 \times 3,2 + \frac{22}{7} (6,4^2 - 3,2^2) = 572,7 \text{ mm}^2$$



Gambar 8. Profil *l-angle equal*.

Luas penampang profil *l angle equal* :

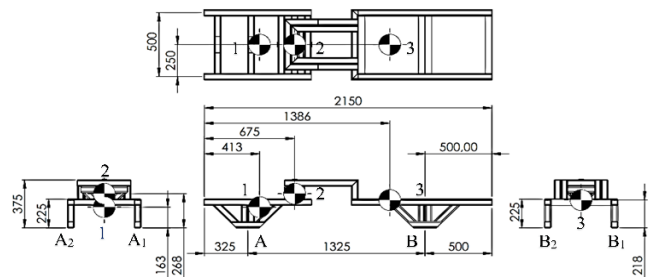
$$2 \times 36,6 \times 3,2 + \frac{22}{7 \times 2} (3,2^2) + 7^2 - \frac{22}{7 \times 4} (3,7^2) = 315,9 \text{ mm}^2$$



Gambar 9. Dimensi *chassis*.

Tabel 2. Berat beban yang diterima *chassis*.

Bagian	m(kg)
Depan	24,8
Tengah	8,5
Belakang	36,7
	70,0



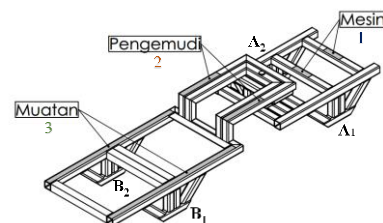
Gambar 10. Titik berat setiap bagian *chassis*.

1. Beban pada Chassis

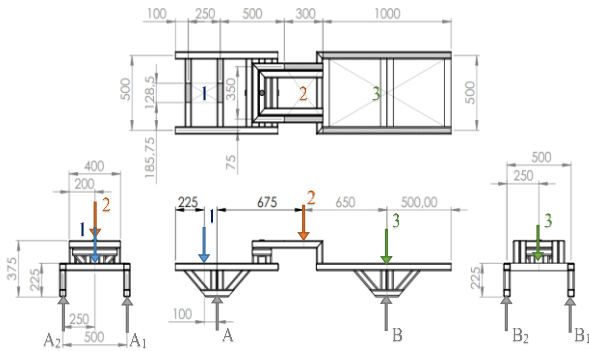
Beban pada *chassis* terdiri dari 3 jenis yaitu mesin beserta sistem transmisi, pengemudi, dan muatan. Berat masing – masing dari beban ada pada Tabel 3.

Tabel 3. Berat beban pada *chassis*.

No	Beban	m(kg)	W (N)
1	Mesin & Transmisi	150,0	1471,5
2	Pengemudi	100,0	981,0
3	Muatan	500,0	4905,0
		750,0	7357,5



Gambar 11. Lokasi beban pada *chassis*.



Gambar 12. Lokasi pembebanan pada chassis.

Keterangan :

- A = Reaksi tumpuan bagian depan
- B = Reaksi tumpuan bagian belakang
- 1= Beban Mesin dan Transmisi
- 2= Beban Pengemudi
- 3= Beban Muatan

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Analisa Kekuatan Chassis

Analisa kekuatan pada chassis meliputi perhitungan beban vertikal, beban akibat akselerasi, beban akibat pengereman, dan beban akibat belok.

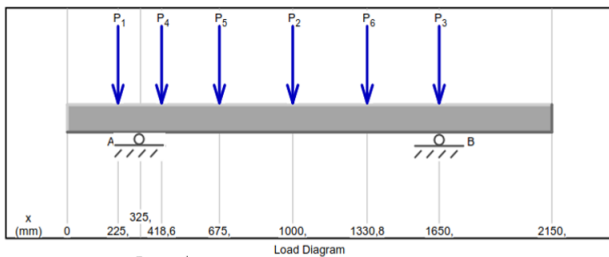
1. Kondisi Bergerak Lurus Konstan

Kondisi pertama adalah ketika kendaraan melaju lurus dengan kecepatan konstan. Beban yang diterima saat melaju dengan kecepatan konstan adalah beban vertikal. Beban vertikal dipengaruhi oleh massa – massa dari komponen kendaraan yang bertumpu pada chassis. Beban vertikal akan digunakan pada simulasi adalah beban dinamis. Untuk perhitungan desain, beban dinamis yang terjadi pada kendaraan ketika melaju pada kondisi sebenarnya dapat diganti dengan pembebanan statis dikalikan dengan faktor beban dinamis yang besarnya 3. [3].

$$F_d = k \cdot F_s \quad (1)$$

Tabel 4. Berat beban yang diterima chassis.

Beban	m(kg)	W(N)	W _{dinamis} (N)
Mesin & Transmisi	150,0	1471,5	4414,5
Pengemudi	100,0	981,0	2943,0
Muatan	500,0	4905,0	14715,0
	750,0	7357,5	22072,5



- P₁ = 4414,5 N (down) = Berat mesin
- P₂ = 2943,0 N (down) = Berat pengemudi
- P₃ = 14715,0 N (down) = Berat muatan
- P₄ = 243,3 N (down) = Berat chassis bagian depan
- P₅ = 83,4 N (down) = Berat chassis bagian tengah
- P₆ = 360,0 N (down) = Berat chassis bagian belakang
- A = Reaksi tumpuan bagian depan
- B = Reaksi tumpuan bagian belakang

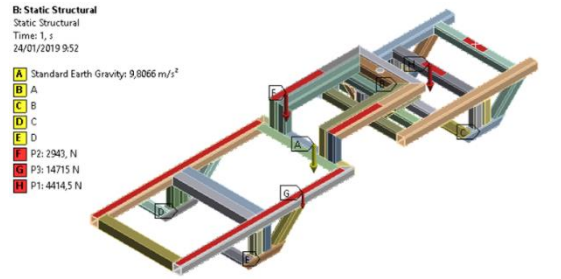
Gambar 13. Free body diagram gaya reaksi pada chassis.

$$\sum M_A = 0$$

$$B = \frac{-P_1 \times 100 + P_2 \times 675 + P_3 \times 1325 + P_4 \times 93,6 + P_5 \times 350 + P_6 \times 1005,8}{1325}$$

$$B = 16193,6$$

$$A = 6565,6$$

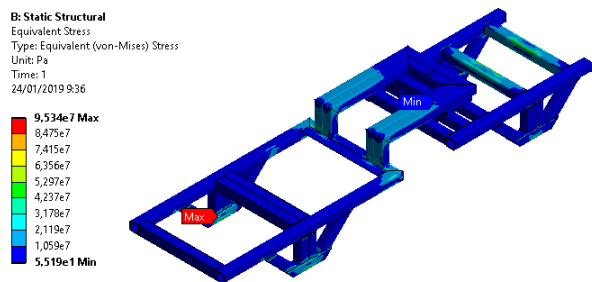


Probe: Reactions	Y Magnitude	Total	Units	Time (s)
A	6594,5	6594,5	N	1,
B	16164	16164	N	1,

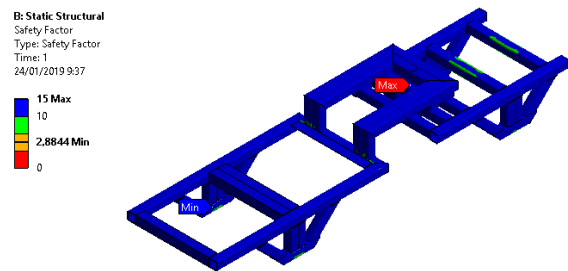
Gambar 14. Gaya reaksi pada chassis.

Tabel 5. Perbandingan gaya reaksi pada chassis.

Bagian	F(N)	
	Manual	Software
A	6566,6	6594,5
B	16193,6	16164,0
	22760,2	22758,5



Gambar 15. Hasil simulasi von-Mises stress.



Gambar 16. Hasil simulasi safety factor.

Safety factor minimal yang terjadi pada chassis besarnya 2,8844 yang berarti chassis memenuhi spesifikasi desain yang telah ditentukan yaitu batas minimal untuk safety factor adalah 1,5.

2. Kondisi Bergerak Lurus Dipercepat

Permodelan dikondisikan saat kendaraan bergerak lurus dipercepat dari kondisi diam. Beban yang diterima adalah beban vertikal dan beban akibat gaya inersia. Besarnya gaya inersia dipengaruhi oleh massa chassis, beban – beban yang diterima chassis dan percepatan yang dialami.

Percepatan yang berlaku dapat diperoleh dengan perhitungan berikut :

Daya maksimum (P) = 14 (HP) = 10440 (watt)

Kecepatan maksimum (V_t) = 25 (km/h) = 6,9 (m/s)

Massa total maksimum (m) = 820 (kg)

Percepatan yang akan digunakan pada perhitungan gaya inersia berasal dari persamaan daya sebagai berikut [4]:

$$P = F \cdot V_t \quad (2)$$

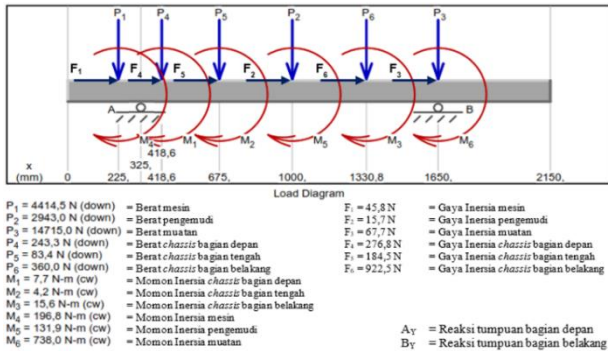
$$P = (m \cdot a) \cdot V_t \quad (3)$$

$$a = \frac{P}{m \cdot V_t} = \frac{10440}{820 \times 6,9} = 1,845 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Gaya inersia dapat dihitung dengan persamaan berikut : (4)
 $F_{inersia} = m \cdot a$

Tabel 6. Momen inersia pada chassis.

Beban	m (kg)	t (mm)	F _i (N)	M _i (N-m)
Chassis Depan	24,8	167,3	45,8	7,7
Chassis Tengah	8,5	267,4	15,7	4,2
Chassis Belakang	36,7	230,8	67,7	15,6
Mesin	150,0	711,0	276,8	196,8
Pengemudi	100,0	715,0	184,5	131,9
Muatan	500,0	800,0	922,5	738,0
			1512,9	1094,2



Gambar 17. Free body diagram gaya reaksi pada chassis.

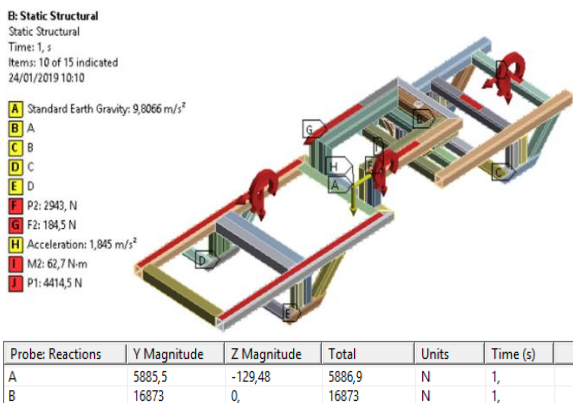
Tabel 7. Momen pada chassis.

Beban	W (N)	$x \rightarrow \sum M_A = 0$	M (N-mm)
Chassis Depan	243,3	93,6	22771,8
Chassis Tengah	83,4	350,0	29184,8
Chassis Belakang	360,0	1005,8	362115,2
Mesin	4414,5	-100,0	-441450,0
Pengemudi	2943,0	675,0	1986525,0
Muatan	14715,0	1325,0	19497375,0
Momen Inersia			1094200,0
			22550721,7

$$\sum M_A = 0$$

$$B = \frac{22550721,7}{1325} = 17019,4$$

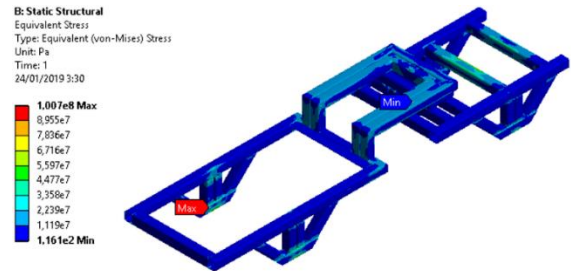
$$A = 5739,8$$



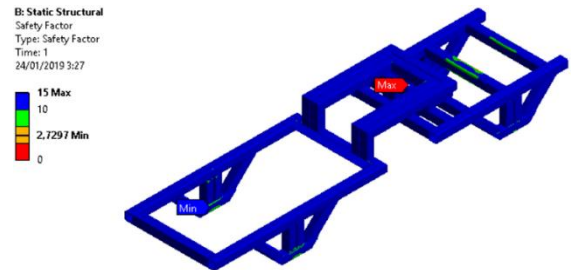
Gambar 18. Gaya reaksi pada chassis.

Tabel 8. Perbandingan gaya reaksi pada chassis.

Bagian	F(N)	
	Manual	Software
A	5739,8	5885,5
B	17019,4	16873,0
	22759,2	22758,5



Gambar 19. Hasil simulasi von-Mises stress.



Gambar 20. Hasil simulasi safety factor.

Safety factor minimal yang terjadi pada chassis besarnya 2,7297 yang berarti chassis memenuhi spesifikasi desain yang telah ditentukan yaitu batas minimal untuk safety factor adalah 1,5.

3. Kondisi Bergerak Lurus Diperlambat

Ketika mengalami pengereman chassis menerima beban vertikal dan beban inersia akibat perlambatan. Besarnya perlambatan pada kendaraan didapatkan dari perhitungan berikut :

Kecepatan awal (V_0) = 25 km/h = 6,9 m/s

Jarak sebelum berhenti (s) = 12,33 m

Percepatan yang akan digunakan pada perhitungan gaya inersia berasal dari persamaan daya sebagai berikut [4] :

$$V_t^2 = V_0^2 + 2as$$

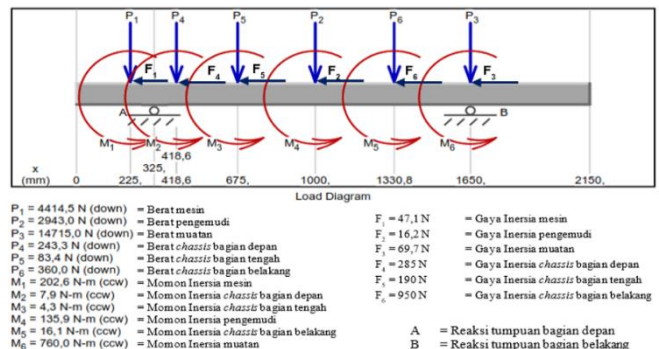
$$a = \frac{V_t^2 - V_0^2}{2s} = \frac{0 - 6,9^2}{2 \cdot 12,33} = -1,93 (m/s^2)$$
(5)

Gaya inersia dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$F_{inersia} = m \cdot a$$
(6)

Tabel 9. Momen inersia pada chassis.

Beban	m (kg)	t (mm)	F _i (N)	M _i (N-m)
Chassis Depan	24,8	167,3	47,1	7,9
Chassis Tengah	8,5	267,4	16,2	4,3
Chassis Belakang	36,7	230,8	69,7	16,1
Mesin	150,0	711,0	285,0	202,6
Pengemudi	100,0	715,0	190,0	135,9
Muatan	500,0	800,0	950,0	760,0
				1126,8



Gambar 21. Free body diagram gaya reaksi pada chassis.

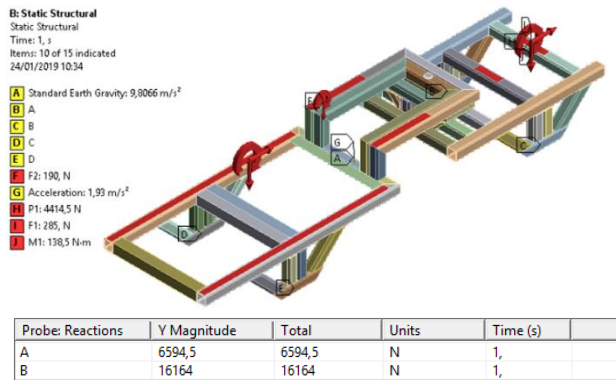
Tabel 10. Momen pada chassis.

Beban	W (N)	$x \rightarrow \sum M_A = 0$	M (N-mm)
Chassis Depan	243,3	93,6	22771,8
Chassis Tengah	83,4	350,0	29184,8
Chassis Belakang	360,0	1005,8	362115,2
Mesin & Transmisi	4414,5	-100,0	-441450,0
Pengemudi	2943,0	675,0	1986525,0
Muatan	14715,0	1325,0	19497375,0
Momen Inersia			-1126800,0
			20329721,7

$$\sum M_A = 0$$

$$B = \frac{20329721,7}{1325} = 15343,2$$

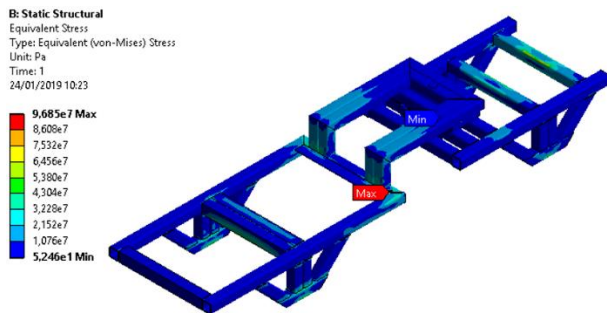
$$A = 7416$$



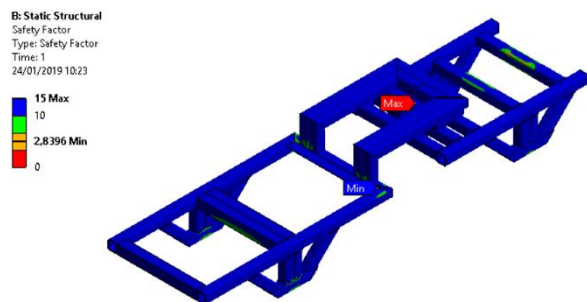
Gambar 22. Gaya reaksi pada chassis.

Tabel 11. Perbandingan gaya reaksi pada chassis.

Bagian	F(N)	
	Manual	Software
A	7416,0	7418,8
B	15343,2	15341,0
	22759,2	22759,8



Gambar 23. Hasil simulasi von-Mises stress.



Gambar 24. Hasil simulasi safety factor.

Safety factor minimal yang terjadi pada chassis besarnya 2,8396 yang berarti chassis memenuhi

spesifikasi desain yang telah ditentukan yaitu batas minimal untuk safety factor adalah 1,5.

4. Kondisi Belok dengan Kecepatan Konstan

Permodelan keempat akan dikondisikan saat kendaraan bergerak belok dan dengan kecepatan konstan. Beban yang diterima adalah beban vertikal dan beban lateral. Beban akibat gaya lateral arahnya keluar arah radius belok. Gaya lateral dapat dihitung dengan persamaan berikut [4] :

$$\text{Kecepatan belok } (v) = 5 \text{ km/h } (1,66 \text{ m/s})$$

$$\text{Radius belok } (R) = 1,75 \text{ m}$$

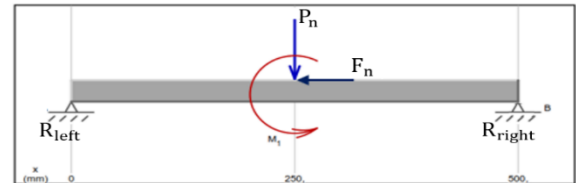
$$F_{\text{lateral}} = m \cdot a_{\text{sentrifugal}} \tag{7}$$

$$a_{\text{sentrifugal}} = \frac{v^2}{R} \tag{8}$$

$$a_{\text{sentrifugal}} = \frac{1,66^2}{1,75} = 1,55 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Tabel 12. Momen lateral pada chassis.

Beban	m (kg)	t (mm)	F _l (N)	M _l (N-m)
Chassis Depan	24,8	167,3	38,4	6,4
Chassis Tengah	8,5	267,4	13,2	3,5
Chassis Belakang	36,7	230,8	56,9	13,1
Mesin	150,0	711,0	232,5	165,3
Pengemudi	100,0	715,0	155,0	110,8
Muatan	500,0	800,0	775,0	620,0
				919,2



Gambar 25. Free body diagram gaya reaksi lateral chassis.

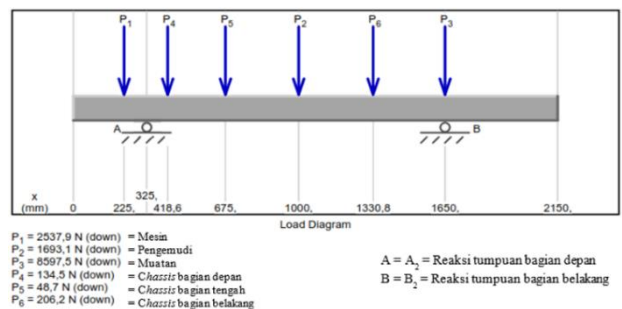
$$\sum M_A = 0$$

$$R_{\text{right}_n} = \frac{W_n \times 0,25 + M_{I_n}}{0,5}$$

$$R_{\text{left}_n} = W_n - R_{\text{right}_n}$$

Tabel 13. Momen pada chassis.

Beban	W (N)	M _l (N-m)	$x \rightarrow \sum M_A = 0$	Right (N)	Left (N)
Chassis Depan	243,3	6,4	250,0	134,5	108,8
Chassis Tengah	83,4	3,5	250,0	48,7	34,6
Chassis Belakang	360,0	13,1	250,0	206,3	153,8
Mesin	4414,5	165,3	250,0	2537,9	1876,6
Pengemudi	2943,0	110,8	250,0	1693,2	1249,9
Muatan	14715,0	620,0	250,0	8597,5	6117,5



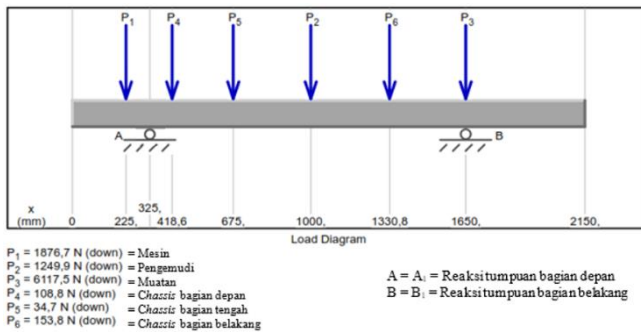
Gambar 26. Free body diagram gaya reaksi right chassis.

$$\sum M_A = 0$$

$$B = \frac{-P_1 \times 100 + P_2 \times 675 + P_3 \times 1325 + P_4 \times 93,6 + P_5 \times 350 + P_6 \times 1005,8}{1325}$$

$$B = 9.447,36$$

$$A = 3.770,52$$



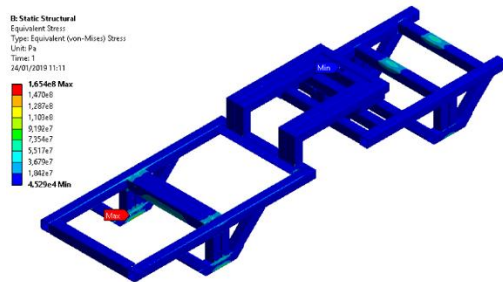
Gambar 27. Free body diagram gaya reaksi left chassis.

$$\sum M_A = 0$$

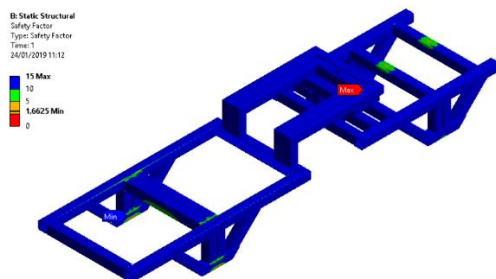
$$B = \frac{-P_1 \times 100 + P_2 \times 675 + P_3 \times 1325 + P_4 \times 93,6 + P_5 \times 350 + P_6 \times 1005,8}{1325}$$

$$B = 6.746,21$$

$$A = 2.795,19$$



Gambar 28. Hasil simulasi von-Mises stress.



Gambar 29. Hasil simulasi safety factor.

Safety factor minimal yang terjadi pada chassis besarnya 1,6625 yang berarti chassis memenuhi spesifikasi desain yang telah ditentukan yaitu batas minimal untuk safety factor adalah 1,5.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dan pembahasan yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan yang dapat menjawab tujuan dari penelitian ini sebagai berikut :

1. Nilai maksimum von-Mises stress terbesar chassis ada pada kondisi belok yaitu sebesar 165,4 MPa.
2. Nilai maksimum von-Mises stress terkecil chassis ada pada kondisi kecepatan konstan yaitu sebesar 95,3 MPa.
3. Nilai minimum safety factor terkecil chassis ada pada kondisi belok yaitu sebesar 1,66.
4. Nilai minimum safety factor terbesar chassis ada pada kondisi kecepatan konstan yaitu sebesar 2,88.
5. Desain chassis yang di rancang telah berhasil memenuhi spesifikasi desain :
 - a. Safety factor minimal lebih dari 1,5 sehingga desain chassis bisa dinyatakan cukup aman.
 - b. Desain chassis yang di rancang telah berhasil memenuhi spesifikasi dimensi yaitu panjang 2150 mm dan lebar 550 mm.
 - c. Roda depan sebagai penggerak serta penentu arah belok dengan model chassis articulated frame.
 - d. Radius belok kecil yaitu 1704 mm.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] F. Rahim and B. Ariatedja, "Perancangan dan Analisa Sistem Transmisi Infrastructural Mobile dari Hasil Pertanian," Surabaya, 2018.
- [2] Y. Yin, "Design optimization of an articulated frame steering system Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers," J. Automob. Eng., vol. D, no. 10.1, 2017.
- [3] J. Brown and A. Robertson, "Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals."
- [4] A. Wiratama, "Analisa Kekuatan Chassis Bus Listrik menggunakan Simulasi Berbasis Metode Elemen Hingga," Surabaya, 2015.