



TUGAS AKHIR (Desain) - TM 091486

**ANALISA PENGARUH TEBAL DAN GEOMETRI
SPOKE BERBENTUK BELAH KETUPAT PADA
BAN TANPA UDARA TERHADAP KEKAKUAN
RADIAL DAN LATERAL**

**ARIEF DWI TOHANTORO
NRP 2107 100 146**

**Dosen Pembimbing
Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT (Design) - TM 091486

**ANALYSIS OF THICKNESS AND GEOMETRY EFFECT
OF RHOMBIC SHAPED SPOKE ON AIRLESS TIRE
AGAINST RADIAL AND LATERAL STIFFNESS**

**ARIEF DWI TOHANTORO
NRP 2107 100 146**

**Advisor
Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**

ANALISA PENGARUH TEBAL DAN GEOMETRI SPOKE BERBENTUK BELAH KETUPAT PADA BAN TANPA UDARA TERHADAP KEKAKUAN RADIAL DAN LATERAL

Nama Mahasiswa : ARIEF DWI TOHANTORO
NRP : 2107 100 146
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA

Abstrak

Dewasa ini perkembangan teknologi Otomotif kendaraan semakin berkembang dengan begitu pesatnya. Adapun perkembangan teknologi Otomotif dari roda adalah semakin banyaknya jenis-jenis roda yang memiliki tipe ban yang berbeda-beda. Airless Tire tidak memiliki ban dalam seperti ban pada umumnya. Airless Tire atau Ban tanpa udara yang dirancang memiliki profil spoke berbentuk belah ketupat akan menerima gaya seperti halnya ban dengan udara.

Pemodelan pada spoke divariasikan berdasarkan tebal dan tipenya. Adapun tebal yang divariasikan yaitu 2mm, 4mm, dan 6mm. Sedangkan tipe dari spoke divariasikan jumlah bangun perkolom penyusun ban tanpa udara. Tipe 1 memiliki jumlah bangun sebanyak 2 perkolomnya. Tipe 2 memiliki jumlah bangun sebanyak 2,5 buah per kolomnya. Sedangkan tipe 3 memiliki bangun sebanyak 3 buah per kolomnya. Permodelan dari ban tanpa udara ini, diberikan gaya arah vertikal secara bertahap mulai dari 500 N sampai 4000 N. Masing-masing model spoke dianalisa, kemudian dibandingkan nilai defleksi, kekakuan, dan tegangan total nya.

Kekakuan radial pada ke-3 tipe spoke naik $\pm 30\%$ seiring dengan penambahan tebal spoke dari 2 mm ke 6 mm. Dari tipe spoke 1 ke tipe spoke 2 terjadi penurunan kekakuan radial

sebesar $\pm 25\%$, akan tetapi pada tipe spoke 2 ke tipe spoke 3 tidak terjadi perubahan kekakuan yang signifikan hanya sekitar $\pm 5\%$ untuk setiap ketebalannya. Untuk kekakuan lateral terjadi kenaikan pada setiap penambahan tebal spoke pada masing-masing tipe spoke sekitar $\pm 10\%$. Pada perhitungan ban udara memiliki nilai kekakuan radial sebesar 225,99 N/mm. Adapun ban tanpa udara yang mendekati nilai kekakuan radial tersebut adalah pada spoke tipe 1 dengan tebal 4 mm (211,42 N/mm), spoke tipe 2 dengan tebal 6 mm (254,49 N/mm) dan spoke tipe 3 dengan tebal 6 mm (245,73 N/mm). Pada perhitungan ban udara memiliki nilai kekakuan lateral sebesar 74,629 N/mm

Kata kunci: Ban Tanpa Udara, defleksi, Spoke, kekakuan

ANALYSIS OF THICKNESS AND GEOMETRY EFFECT OF RHOMBIC SHAPED SPOKE ON AIRLESS TIRE AGAINST RADIAL AND LATERAL STIFFNESS

Name : Arief Dwi Tohantoro
NRP : 2107 100 146
Department : Teknik Mesin FTI – ITS
Advisor : Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA

Abstract

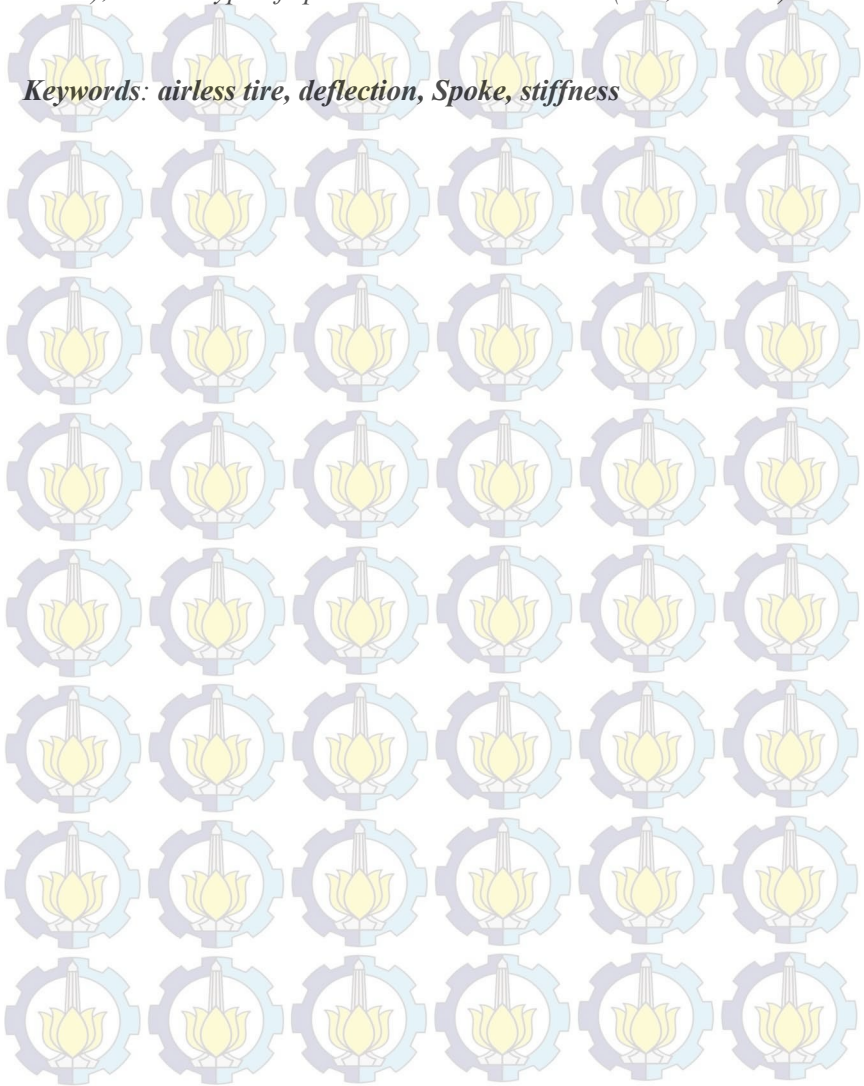
Today automotive technology have been developed rapidly. And for technology development of wheel is so many kind of wheel which have different type of tire. Airless Tire doesn't have tube like common tire. Airless tire with rhombus-shape design will accept force like an aired-tire.

Spoke modelling varied in its thickness and type. Thickness variation is 2mm, 4mm, and 6mm. And spoke type varied in number of shape per one airless tire column array. Type 1 has 2 shape per column. Type 2 has 2.5 shape per column. Type 3 has 3 shape per column. In this airless tire modelling, given vertical force gradually started with 500N up to 4000N. Each spoke then analyzed, and compared in deflection, stiffness, and total stress.

Radial stiffness in all spoke type increased $\pm 30\%$ with additional thickness from 2mm to 6mm. From 1st spoke type to 2nd spoke type occurred decreasing radial stiffness for $\pm 25\%$, but for 2nd spoke type to 3rd spoke type, radial stiffness decrease is not occurred significantly, just for $\pm 5\%$ for each thickness. Lateral stiffness increase occurred for additional spoke thickness on each type of spoke for $\pm 10\%$. Radial thickness of 225,99 N/mm reached from calculation for aired-tire. For airless tire with approaching radial stiffness magnitude is 1st type of spoke with 4mm thickness

(211,42 N/mm), 2nd type of spoke with 6mm thickness (254,49 N/mm), and 3rd type of spoke with 6mm thickness (245,73 N/mm).

Keywords: *airless tire, deflection, Spoke, stiffness*



**ANALISA PENGARUH TEBAL DAN GEOMETRI SPOKE
BERBENTUK BELAH KETUPAT PADA BAN TANPA
UDARA TERHADAP KEKAKUAN RADIAL DAN
LATERAL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ARIEF DWI TOHANTORO

NRP. 2107 100 146

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Pembimbing)
(NIP. 196508101991021001)
2. Alif Wikarta, ST, MSc, Ph.D. (Penguji I)
(NIP. 198202102006041002)
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, Ph.D. (Penguji II)
(NIP. 195106051978031002)
4. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng. (Penguji III)
(NIP. 197505111999031001)

SURABAYA

Juli, 2013

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahilahirabil'alamiin, segala puji syukur kehadirat Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayat-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul:

ANALISA PENGARUH TEBAL DAN GEOMETRI SPOKE BERBENTUK BELAH KETUPAT PADA BAN TANPA UDARA TERHADAP KEKAKUAN RADIAL DAN LATERAL

Penulis menyadari keberhasilan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya, kepada:

1. Ibuku tercinta yang telah berusaha keras untuk memenuhi segala kebutuhan penulis selama proses perkuliahan dan do'a yang tiada hentinya kepada penulis.
2. Azis sudarnoto, ST yang senantiasa membantu dukungan moral maupun material kepada penulis.
3. Istri tercintaku yang dengan sabar menemani setiap perjalanan penulis hingga terciptanya Tugas Akhir ini.
4. Dr.Ir.Agus Sigit Pramono, DEA selaku dosen pembimbing Tugas Akhir.
5. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T. M.Eng., Alif Wikarta, ST, MS.PhD. dan Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D selaku dosen penguji Tugas Akhir ini.
6. Ir. Bambang Pramujati, MSc. Ph.D. Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Nur Ikhwan, ST, M.Eng. selaku dosen wali penulis.
8. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
9. Seluruh rakyat dan teman-teman sarekat merah jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

10. Seluruh teman-teman Nganjuk yang ikut membantu do'a
11. Pihak-pihak lain yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu, yang ikut membantu lancarnya Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penelitian pada Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna, oleh sebab itu penulis mengharapkan saran dan kritik untuk penulisan Tugas Akhir ini. Semoga tulisan ini bisa bermanfaat bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Surabaya, 20 Januari 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1 Tinjauan Pustaka.....	5
2.2 Dasar Teori.....	6
2.2.1 Ban Tanpa Angin.....	6
2.2.2 Struktur Ban.....	7
2.2.3 Ukuran Ban.....	8
2.2.4 Tahanan Gelinding dan Gesekan Roda.....	9
2.2.5 Gaya Gesek Statis dan Kinetik.....	11
2.2.6 Kekakuan Radial dari Ban.....	11
2.2.7 Gaya-gaya Pada Ban.....	15
2.2.8 Dorongan <i>Chamber</i>	17
2.2.9 Persamaan Defleksi.....	19
2.2.9.1 Defleksi Radial.....	19
2.2.9.2 Defleksi Lateral.....	20
BAB III METODE PENELITIAN	23
3.1 Metodologi Penelitian.....	23
3.2 Data-Data Operasional.....	23
3.3 <i>Flowchart</i> Penelitian dan Pemodelan.....	25

3.3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian	25
3.3.2	<i>Flowchart</i> Permodelan pada <i>Software</i>	26
3.4	Perhitungan Manual Defleksi <i>Radial</i> dan <i>Lateral</i> pada Ban Udara	27
3.5	Pemanfaatan <i>Software</i> untuk Analisa	29
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		33
4.1	Data Awal Ban Udara dan Ban Tanpa Udara	33
4.2	Besar Pembebanan dan Komponen Ban Tanpa Udara	35
4.2.1	Besar Pembebanan	35
4.2.2	Komponen Ban Tanpa Udara	36
4.3	Hasil Analisis Ban Tanpa Udara	37
4.3.1	Pengaruh Ketebalan dan Tipe <i>Spoke</i> Terhadap Nilai Defleksi <i>Radial</i> Ban Tanpa Udara	37
4.3.2	Pengaruh Ketebalan dan Tipe <i>Spoke</i> Terhadap Nilai Defleksi <i>Lateral</i> Ban Tanpa Udara	38
4.3.3	Kekakuan Ban Tanpa Udara	39
4.3.3.1	Kekakuan <i>Radial</i> Ban Tanpa Udara ..	39
4.3.3.2	Kekakuan <i>Lateral</i> Ban Tanpa Udara	46
4.3.4	Nilai Tegangan Ban Tanpa Udara	54
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		55
5.1	Kesimpulan	55
5.2	Saran	55
DAFTAR PUSTAKA		57

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Nilai <i>displacement</i> terhadap penambahan beban	5
Gambar 2.2	Contoh penerapan ban tanpa udara pada kendaraan militer Amerika	7
Gambar 2.3	Struktur ban radial dan ban bias	7
Gambar 2.4	Kodefikasi pada ban	9
Gambar 2.5	Analisa gaya pada roda	10
Gambar 2.6	Hubungan beban, tekanan dan defleksi ban bias	12
Gambar 2.7	Hubungan beban, tekanan dan defleksi ban radial	13
Gambar 2.8	Kekakuan rolling ban bias dan ban radial	13
Gambar 2.9	Kekakuan radial ban radial 165 x13 tanpa berputar	14
Gambar 2.10	Gaya dan momen yang bekerja pada ban	16
Gambar 2.11	Sudut <i>chamber</i> dan dorongan <i>chamber</i>	17
Gambar 2.12	Hubungan dorongan <i>chamber</i> dengan sudut <i>chamber</i>	18
Gambar 2.13	Defleksi radial ban	19
Gambar 2.14	Lebar ban dan lebar tapak ban	20
Gambar 2.15	Defleksi lateral ban	21
Gambar 3.1.	<i>Flowchart</i> penelitian	25
Gambar 3.2.	<i>Flowchart</i> pemodelan	26
Gambar 3.3.	Penampakan deformasi pada ban	28
Gambar 3.4.	Pemodelan awal ban tanpa udara	30
Gambar 3.5.	Hasil <i>meshing</i> pada model	31
Gambar 3.6.	<i>Static struktural analisis</i> pada ban	32
Gambar 4.1	Variasi ban dengan tebal <i>spoke</i> 2 mm	34
Gambar 4.2	Variasi ban dengan tebal <i>spoke</i> 4 mm	34
Gambar 4.3	Variasi ban dengan tebal <i>spoke</i> 6 mm	35
Gambar 4.4	Komponen ban tanpa udara	37
Gambar 4.5	Defleksi <i>radial</i> ban tanpa udara	37

Gambar 4.6	Sudut bangun pada <i>spoke</i>	38
Gambar 4.7	Defleksi <i>lateral</i> ban tanpa udara	39
Gambar 4.8	Defleksi <i>radial</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 1	41
Gambar 4.9	Defleksi <i>radial</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 2	41
Gambar 4.10	Defleksi <i>radial</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 3	42
Gambar 4.11	Hasil analisis <i>radial deformation</i> pada tebal <i>spoke</i> 2 mm	44
Gambar 4.12	Hasil analisis <i>radial deformation</i> pada tebal <i>spoke</i> 4 mm	45
Gambar 4.13	Hasil analisis <i>radial deformation</i> pada tebal <i>spoke</i> 6 mm	46
Gambar 4.14	Defleksi <i>lateral</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 1	48
Gambar 4.15	Defleksi <i>lateral</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 2	48
Gambar 4.16	Defleksi <i>lateral</i> terhadap penambahan beban pada <i>spoke</i> tipe 3	49
Gambar 4.19	Hasil simulasi <i>lateral deformation</i> pada tebal <i>Spoke</i> 2 mm	51
Gambar 4.20	Hasil simulasi <i>lateral deformation</i> pada tebal <i>Spoke</i> 4 mm	52
Gambar 4.21	Hasil simulasi <i>lateral deformation</i> pada tebal <i>Spoke</i> 6 mm	53

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Koefisien redaman ban.....	15
Tabel 3.1	Material properties hub dan ring	24
Tabel 4.1	Data ban udara.....	33
Tabel 4.2	Beban <i>radial</i> dan <i>lateral</i>	36
Tabel 4.3	Hasil simulasi penambahan beban terhadap nilai defleksi <i>radial</i>	40
Tabel 4.4	Penentuan Kekakuan Ban Tanpa Udara	43
Tabel 4.5	Hasil simulasi penambahan beban terhadap nilai defleksi <i>lateral</i>	47
Tabel 4.6	Penentuan kekakuan ban tanpa udara	50
Tabel 4.6	Penentuan kekakuan ban tanpa udara	54



(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

1. Kim, Doo-Man. 2011. **Contact Pressure of A Non-Pneumatic Tire With Three-Dimensional Cellular Spokes**. IMECE, Denver, Colorado, USA.
2. <http://www.scientificamerican.com/article.cfm?id=tires-that-dont-need-air>
3. http://www.bridgestone.co.id/tire-information_pengetahuan-ban.html
4. <http://buku-catatan-ardha.blogspot.com/2011/09/spesifikasi-rodaban.html>
5. Sutantra, I Nyoman. 2001. **Teknologi Otomotif**. Edisi Pertama. Guna Widya. Surabaya
6. Nybakken, G.H. & Clark, S.K. **Vertical And Lateral Stiffness Characteristics of Aircraft Tires**. ORA Project 05608
7. Deutschman, Michels Wilson. **Machine Design**. Machmillar Publishing Co.,Inc. New York
8. George, H. Martin.1994. **Kinematika dan Dinamika Teknik**. Edisi Kedua. Erlangga, Jakarta.
9. W. Hall, R. P. Jones. **Modelling of An Automobile Tyre Using LS-DYNA3D**. CV4 7AL, UK



(halaman ini sengaja dikosongkan)

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Nganjuk pada 28 Oktober 1988. Merupakan anak kedua dari 3 (tiga) bersaudara. Penulis selama hidupnya telah menempuh pendidikan formal di SDN Klurahan 1, SLTPN 1 Ngronggot, dan SMAN 1 Kertosono. Setelah lulus pendidikan SMA tahun 2007, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Surabaya melalui jalur

UMPTN (Ujian Masuk Perguruan Tinggi Negeri) dengan pilihan pertama Jurusan Teknik Mesin ITS.

Di jurusan Teknik Mesin ITS, penulis mengambil bidang studi Desain. Selama perkuliahan penulis juga aktif pada kegiatan-kegiatan lab desain dan komputer sebagai grader, asisten jaga dan pelatihan *software*. Dikarenakan ketertarikan pada suatu *software*, penulis mengembangkannya hingga menjadi karya Tugas Akhir ini. Penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat ariefdwitohantoro@gmail.com

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini perkembangan teknologi Otomotif kendaraan semakin berkembang dengan begitu pesatnya. Salah satu perkembangan tersebut dapat kita lihat pada komponen-komponen kendaraan seperti roda. Salah satu komponen dari roda yaitu ban. Ban adalah salah satu bagian dari kendaraan bermotor yang mempunyai fungsi khusus dan sangat penting dalam menentukan keselamatan dalam berkendara. Secara umum, fungsi dari ban untuk semua jenis kendaraan, baik roda dua, roda empat atau lebih, angkutan barang bahkan sepeda sekalipun adalah menahan beban, meredam guncangan, meneruskan fungsi pengereman dan traksi ke permukaan jalan, dan mengendalikan arah gerak kendaraan.

Adapun perkembangan dari roda adalah semakin banyak jenis roda yang memiliki tipe ban yang berbeda-beda. Berbagai tipe ban pada roda seperti roda dengan tipe ban bias, roda dengan tipe ban radial, roda yang tanpa menggunakan ban dalam actual yang sering disebut ban tubeless, serta roda yang tanpa menggunakan udara atau angin sebagai bahan pengisi ban yang disebut *Non-Pneumatic Tire* atau *Airless Tire*. *Airless Tire* tidak memiliki ban dalam seperti ban pada umumnya, akan tetapi menggunakan lapisan termoplastik resin di antara lapisan velg dan ban luar. Lapisan *termoplastick* ini yang bisa membuat ban menjadi lentur atau elastis terhadap jalan ataupun tanjakan, sehingga tingkat kenyamanan ban ini akan sama dengan ban biasa.

Ban tanpa udara ini tentunya juga akan menerima gaya seperti halnya ban dengan udara. Gaya-gaya tersebut mengakibatkan defleksi pada setiap bagian ban. Selain itu struktur ban dari roda ini sangatlah beragam, sehingga distribusi gaya pada masing-masing struktur ban akan berbeda. Agar

kenyamanan tidak berubah seperti ban yang menggunakan bahan pengisi udara, diperlukan suatu analisis untuk mengetahui seberapa besar defleksi yang terjadi pada masing-masing struktur ban tanpa udara. Besar defleksi yang terjadi harus mendekati atau sama dengan besar defleksi yang terjadi pada ban udara.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka permasalahan yang akan diselesaikan dalam tugas akhir ini adalah:

- Bagaimana pengaruh tebal *spoke* terhadap nilai kekakuannya.
- Bagaimana memilih disain ban tanpa udara yang bisa digunakan pada mobil tertentu, sesuai karakteristik dari ban udara pada mobil tersebut.

1.3 Batasan Masalah

Agar pengerjaan tugas akhir ini menjadi lebih terfokus, maka diberikan batasan masalah sebagai berikut:

- Beban yang digunakan sampai 7000 N.
- Material utama yang digunakan untuk ban tanpa udara adalah *sintetik rubber*.
- Perhitungan dan analisa *defleksi* hanya difokuskan pada ban.
- Tipe *spoke* dari ban tanpa udara adalah belah ketupat.
- Camber angle* atau sudut kemiringan pada ban sebesar 0°

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan perumusan masalah yang telah disebutkan diatas, maka tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian tugas akhir ini adalah:

- Mengetahui pengaruh tebal dan geometri *spoke* dengan bentuk belah ketupat pada ban tanpa udara terhadap nilai kekakuannya.
- Memilih tebal dan tipe *spoke* dengan bentuk belah ketupat dari ban tanpa udara yang dapat digunakan pada jenis mobil tertentu misalnya Toyota Altis, sesuai dengan karakteristik dari ban tanpa udara dari mobil tersebut.

1.5 Manfaat Penelitian

Dengan penelitian ini diharapkan dapat memberikan gambaran yang jelas mengenai kualitas dan kuantitas ban tanpa udara yang dapat memberikan tingkat kenyamanan yang lebih saat berkendara dibandingkan dengan ban udara. Hal ini dikarenakan banyaknya kelebihan dari ban tanpa udara (*airlesstire*) dibandingkan dengan ban pada umumnya seperti anti bocor dan tanpa perlu untuk mengontrol tekanan udara dari ban.





(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

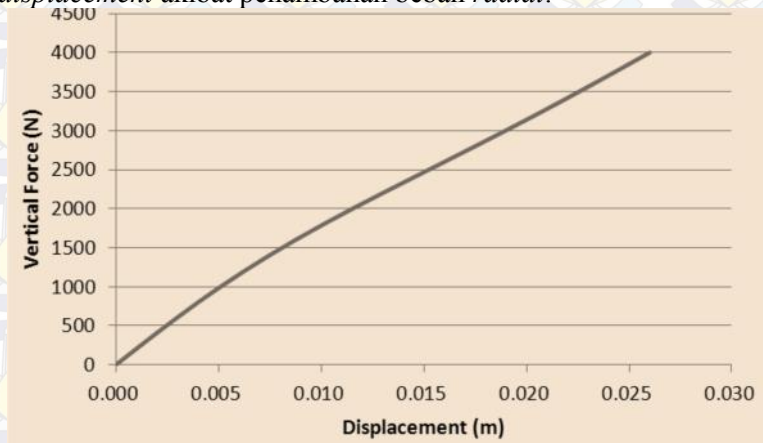
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Pada penelitian yang dilakukan oleh Professor Doo-Man Kim dengan judul "*Contact Pressure Of A Non-Pneumatic Tire With Three-Dimensional Cellular Spokes*"[1]. Penelitian dilakukan pada ban tanpa udara dengan *polyurethane* sebagai bahan lapisan *spoke* yang memiliki bentuk struktur *honeycombs*. Ketebalan dari *spoke* divariasikan dalam 4 ukuran, yaitu: 2.8 mm, 4 mm, 0.65 mm, dan 0.6 mm.

Analisis penelitian dilakukan dengan cara memberikan beban *radial* pada masing-masing variasi ban sebesar 0 N-4500 N dengan penambahan beban 500N. Dari hasil pemberian beban tersebut akan didapatkan nilai tegangan dan defleksi pada masing-masing variasi ban tanpa udara. Dari hasil nilai tegangan dan defleksi tersebut akan dibandingkan antara masing-masing variasi ketebalan *spoke*.

Gambar 2.1 berikut ini adalah contoh hasil nilai *displacement* akibat penambahan beban *radial*.



Gambar 2.1. Nilai *displacement* terhadap penambahan beban

Dari gambar di atas terlihat bahwa nilai dari *displacement* terus bertambah seiring dengan bertambahnya nilai dari beban *radial* yang diberikan.

Pada tugas akhir ini, akan dibahas tentang analisa kekuatan ban tanpa udara dan juga defleksi yang terjadi pada ban tersebut agar kenyamanan pada ban tanpa angin tersebut sama dengan ban biasa.

Ban tanpa udara ini menggunakan bahan *sintetik rubber* karena dengan bahan tersebut ban dapat didaur ulang kembali, sehingga dapat menghindari sampah ban yang menumpuk dimana-mana.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Ban Tanpa Angin

Ban Tanpa Angin merupakan ban yang tanpa menggunakan angin (udara) sebagai bahan pengisi ban, dimana ban tersebut tanpa menggunakan ban dalam tetapi menggunakan *sintetik rubber*, sehingga ban ini anti bocor. Selain anti bocor bahan *sintetik rubber* ini dapat didaur ulang sehingga kualitas kenyamanan dan kekuatan ban tanpa angin ini sangatlah bagus. Dalam uji coba kekuatan ban ini oleh UW-Madison [2] diketahui dapat menahan beban sampai 1746 kg dan bisa di gunakan sejauh 24.140 km. Ban tanpa angin ini sudah dipergunakan di seluruh kendaraan militer di Amerika seperti terlihat pada gambar 2.2, pada halaman berikut ini.



Gambar 2.2. Contoh penerapan ban tanpa udara pada kendaraan militer Amerika [2]

2.2.2 Struktur Ban

Dilihat dari struktur ban atau *casing* ban, maka ban dapat diklasifikasikan menjadi 3 jenis struktur, yaitu: ban bias, ban bias sabuk dan ban radial. Ketiga jenis struktur ban tersebut ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.3 Struktur ban *radial* dan ban bias [3]

Ban bias yang sering disebut ban serat silang adalah ban dimana serat-serat pada *carcass* di susun menyilang. Ban ini dibuat dengan lapisan serat arah miring. Memiliki tapak (*tread*) dengan daya serap benturan yang baik sehingga memberikan kenyamanan berkendara. Adapun ketahanan terhadap keausan dan guncangan (*rol*) tidak sebaik ban *radial*. Ban dengan struktur bias adalah yang paling banyak dipakai. Ban ini dibuat dari banyak lembar *cord* yang digunakan sebagai rangka (*frame*) dari ban. *Cord* ditenun dengan cara zig-zag membentuk sudut 40° sampai sudut 65° terhadap keliling lingkaran ban.

Ban bias dengan sabuk yang umum disebut semi *radial* adalah ban dimana serat-serat penguat pada *carcass* disusun menyilang seperti pada ban bias dan pada bagian luarnya ditambahkan beberapa lapis sabuk sebagai stabilitas terhadap kinerja ban.

Ban *radial* adalah ban dimana serat-serat penguat pada *carcass* disusun secara *radial*. Ban radial pada umumnya mempunyai aspek rasio (perbandingan tinggi dan lebar) lebih kecil dari ban bias. Ban radial dengan aspek rasio yang lebih kecil secara umum mempunyai kemampuan yang lebih besar untuk menahan gaya *lateral*. Lapisan serat pada ban ini menyilang ke lingkaran ban, ditambah lapisan sabuk searah lingkaran ban. Karena tipe ban ini terbuat dari serat baja, maka ban ini disebut ban radial baja. Tapak dari ban tipe radial lebih kaku, lebih tahan terhadap guncangan dan keausan dari pada tipe bias, namun kurang nyaman pada jalan tidak rata

2.2.3 Ukuran Ban

Ukuran ban ditandai dengan kode angka-angka seperti 3.00-18 atau 70/90-17 dan lain-lain. Perbedaan dari penulisan ukuran ban ini adalah sebagai berikut misal 70/90-17 maka angka pertama 70 menunjukkan lebar ban dalam satuan millimeter, angka 90 adalah persentase rasionya (persentase lebar ban dari tingginya), sedangkan angka 17 artinya diameter pelek dalam satuan inchi. Jadi ban 70/90-17 mempunyai makna: lebar ban 70

mm, dengan tinggi $90\% \times 70 \text{ mm} = 63 \text{ mm}$ dan diameter ban 17 inchi.



Gambar 2.4 Kodefikasi pada ban [4]

Dari gambar 2.4 diatas dapat diketahui ukuran ban sebagai berikut:

1. P menunjukkan tipe penggunaan dari ban yang ada 3 huruf, yaitu: P = untuk kendaraan penumpang, T= untuk pemakaian sementara/khusus dan C = untuk kendaraan komersial.
2. Angka yang berada dibelakang huruf (205) menunjukkan lebar ban (mm).
3. Angka di belakang garis miring (65) menunjukkan aspek rasio dalam %
4. Huruf berikutnya setelah angka (R) menunjukkan tipe ban yang ada 3 huruf, yaitu: R = ban radial, D = ban bias dan B = ban bias dengan sabuk.
5. Angka setelah huruf (16) menunjukkan diameter dari *rim* dalam inchi.

2.2.4 Tahanan Gelinding dan Gesekan Roda

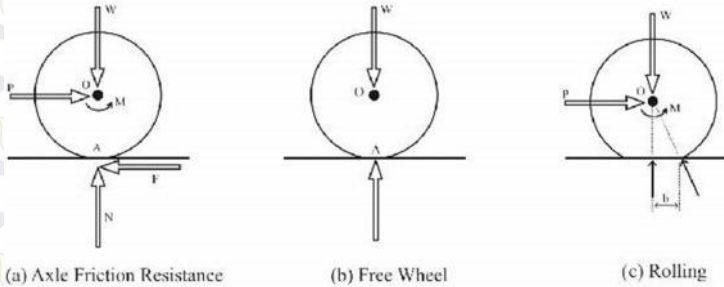
Tahanan Gelinding (*roling resistance*) adalah jumlah segala gaya luar yang berlawanan dengan arah gerak kendaraan yang berjalan diatas permukaan jalan. Tahanan gelinding

tergantung dari beberapa faktor antara lain kecepatan, slip roda (*wheel slip*), temperatur, tekanan, pemuatan/pembebanan dan konstruksi. Total kekuatan pada suatu kendaraan sebagai berikut :

$$F_r = m \cdot g \cdot f_r \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana, f_r = Koefisien *rolling resistance*

Kontak antara roda dengan lintasan merupakan suatu bidang yang membentuk suatu garis. Hal ini disebabkan roda bukan benar-benar suatu bodi kaku melainkan suatu bodi yang mempunyai sifat elastik, sehingga sebagian permukaan roda yang kontak dengan jalan akan membentuk datar atau jika roda semakin gembos maka semakin besar garis kontak antara roda dengan lintasan.



Gambar 2.5 Analisa gaya pada roda [5]

Komponen-komponen yang bekerja pada gambar 2.5 antara lain gaya P yang bekerja pada pusat Lingkaran, W yaitu gaya berat total pada titik pusat lingkaran, sedangkan F_x dan F_y merupakan gaya reaksi yang timbul dari jalan. Kondisi keseimbangan dapat ditulis:

$$F_y = W = 0 \dots \dots \dots (2.2)$$

$$F_x = P = 0 \dots \dots \dots (2.3)$$

$$M_b = Pr - Wb = 0 \dots \dots \dots (2.4)$$

dimana:

r = jari-jari pada roda

b = jarak horizontal O dan B

2.2.5 Gaya Gesek Statis dan Kinetik

Gaya gesekan yang bekerja pada dua permukaan benda yang bersentuhan, ketika benda tersebut tidak bergerak atau tepat akan bergerak disebut gaya gesek statis (F_s). Gaya gesek statis yang maksimum sama dengan gaya terbesar yang di butuhkan agar benda mulai bergerak. Ketika benda telah bergerak, gaya gesek antara dua permukaan biasanya berkurang sehingga diperlukan gaya yang lebih kecil agar benda tetap bergerak. Ketika benda telah bergerak, gaya gesek masih bekerja pada permukaan benda yang bersentuhan tersebut. Gaya gesekan yang bekerja ketika benda bergerak adalah gaya gesek kinetik (F_k). Ketika sebuah benda bergerak pada permukaan benda lain, gaya gesekan bekerja berlawanan arah terhadap kecepatan benda. Berikut ini adalah persamaan dari gaya gesek statis dan kinetik.

Gaya gesek statis:

$$F_s = \mu_s N \dots \dots \dots (2.5)$$

Gaya gesek kinetik:

$$F_k = \mu_k N \dots \dots \dots (2.6)$$

Perbandingan antara gaya gesek statis maksimum dengan besar gaya normal disebut koefisien gesekan statis (μ_s), jika F_s menyatakan gaya gesekan statis maka secara sistematis dapat dirumuskan:

$$F_s \leq \mu_s N \dots \dots \dots (2.7)$$

μ_s adalah koefien gesekan statis dan N adalah besar gaya normal. Tanda \leq bisa diganti = apabila f_s mencapai harga maksimum.

Perbandingan antara besar gaya gesekan kinetik dengan gaya normal disebut koefisien gesekan kinetik (μ_k), jika F_k menyatakan besar gaya gesekan kinetis maka secara matematis dapat di rumuskan:

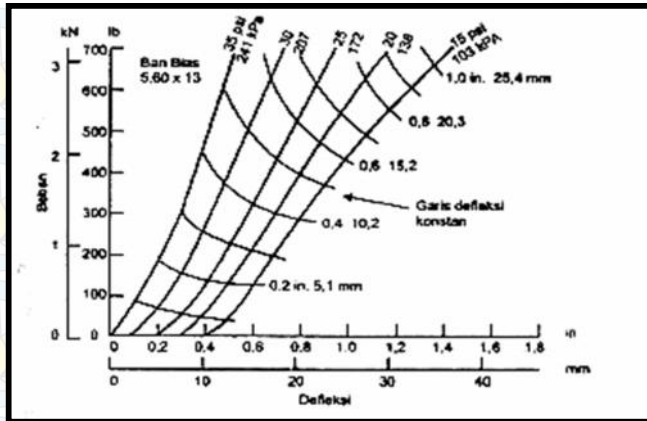
$$F_k = \mu_k N$$

Baik μ_k maupun μ_s adalah kontanta yang tidak memiliki dimensi.

2.2.6 Kekakuan Radial dari Ban

Fungsi pokok dari ban pada kendaraan adalah menopang berat kendaraan serta beban *radial* yang terjadi akibat permukaan

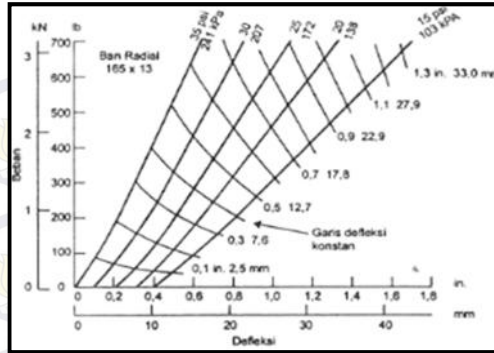
jalan yang tidak rata. Dengan kekakuan tertentu dari ban secara tidak langsung dapat membantu suspensi dalam memberi kenyamanan pada penumpang. Gambar 2.6 menunjukkan hubungan antara beban statis pada ban, defleksi serta tekanan dari ban untuk jenis ban bias dengan ukuran 5.60x13.



Gambar 2.6 Hubungan beban, tekanan dan defleksi ban bias [5]

Dengan Gambar 2.6 di atas dapat dicari defleksi untuk ban bias pada beban dan tekanan ban tertentu dengan menggunakan kurva tekanan konstan dalam psi atau kPa. Pada gambar tersebut juga ada kurva defleksi konstan dalam inchi dan mm yang dapat digunakan untuk mencari tekanan ban pada beban tertentu atau sebaliknya.

Pada Gambar 2.7, ditunjukkan hal yang sama yaitu hubungan beban dan tekanan pada ban radial dan defleksi untuk ban radial ukuran 165x13.



Gambar 2.7 Hubungan beban, tekanan dan defleksi ban radial [5]

Untuk Ban yang sedang *rolling*, telah dilakukan pengujian tentang kekakuan ban untuk ban bias dan ban radial. Gambar 2.8 menunjukkan kekakuan ban bias dan ban radial pada saat *rolling*. Adapun kekakuan ban dan tekanan ban juga dirumuskan sebagai berikut:

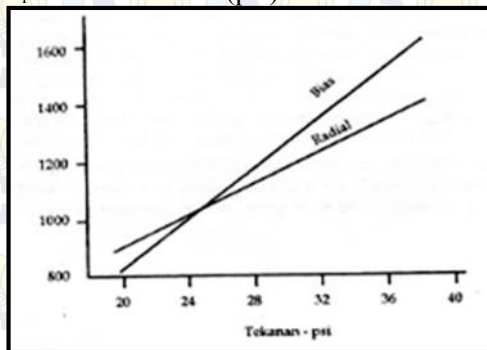
- Untuk ban bias

$$K_f = 100 + 41,6667(p_i) \dots \dots \dots (2.8)$$
- Untuk ban *radial*

$$K_f = 430 + 27,9167(p_i) \dots \dots \dots (2.9)$$

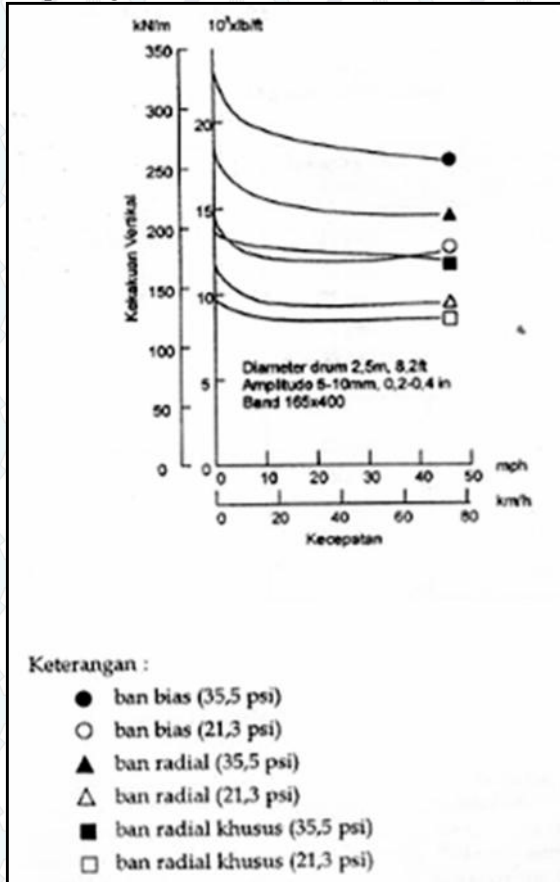
dimana:

K_f = kekakuan ban (lb/in)
 P_i = tekanan ban (psi)



Gambar 2.8 Kekakuan *rolling* ban bias dan ban radial [5]

Kekakuan *radial* dari ban yang tidak berputar untuk ban tertentu berhubungan linear dengan tekanan ban seperti ditunjukkan pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Kekakuan *radial* ban radial 165 x13 tanpa berputar [5]

Untuk ban yang sedang *rolling*, sifat dinamisnya yang berupa kekakuan *radial* dan koefisien redamannya umumnya dicari dengan mengukur respon dari ban terhadap *eksitasi* yang

diberikan. Dengan mempelajari perbandingan *amplitudo input* dan *output* serta sudut *phase* getaran maka dapat dihitung kekakuan *radial* ban (K_r) dan koefisien redaman ban (C_r). Cara lain untuk mengukur kekakuan *radial* ban pada saat *rolling* adalah dengan mengukur *frekuensi resonansi* pada saat ban *rolling* pada drum atau *belt*.

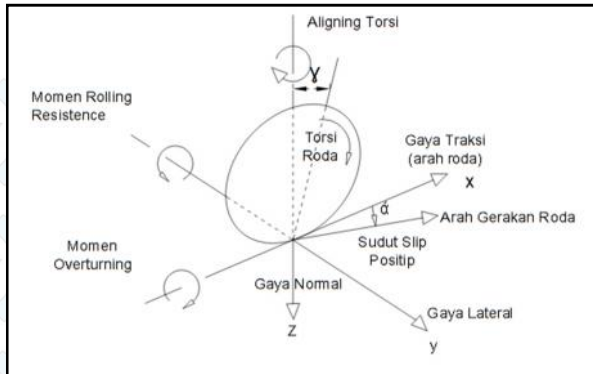
Hasil dari analisis koefisien redaman dari ban bias 5,6 x 13 dan ban radial 165 x13 yang telah dilakukan ditunjukkan pada table 2.1.

Tabel 2.1. Koefisien Redaman Ban [5]

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koefisien Redaman (kN.dt/m)
1. Ban Bias 5,60 x 13	15	4,59
	20	4,89
	25	4,52
	30	4,99
	35	4,09
2. Ban <i>Radial</i> 165 x 13	15	4,45
	20	3,68
	25	3,44
	30	3,43
	35	2,86

2.2.7 Gaya-gaya pada Ban

Pada saat kendaraan berjalan lurus, ban kemungkinan hanya menerima gaya *radial*, momen torsi dan gaya *longitudinal* akibat pengereman atau percepatan. Secara umum ban akan mengalami berbagai gaya dan momen pada saat kendaraan berbelok. Pada saat kendaraan belok, dimana ban akan mengalami gaya *radial* yang dapat mengakibatkan arah gerak ban berubah sebesar sudut slip. Pada gambar 2.10 ditunjukkan gaya momen yang bekerja pada ban, termasuk juga sudut slip α .



Gambar 2.10 Gaya dan momen yang bekerja pada ban [5]

Ada tiga gaya yang bekerja pada ban yaitu gaya normal atau *radial* (F_z) yang diakibatkan oleh gaya berat kendaraan dan gaya inersia yang mengarah ke arah *radial*, gaya *longitudinal* (F_x) yang umumnya akibat gaya percepatan dan pengereman dan juga mungkin diakibatkan oleh komponen *longitudinal* dari gaya sentrifugal kendaraan. Dan gaya *lateral* (F_y) yang intinya disebabkan oleh gaya sentrifugal kendaraan. Disamping itu karena ban umumnya mempunyai sudut *chamber* (γ), maka akan dapat terjadi dorongan *chamber* ke arah *lateral* ($F_{y\gamma}$). Gaya-gaya lain yang dapat mengakibatkan gaya-gaya pada ban adalah gaya angin dan gaya tahanan *rolling*.

Juga terdapat 3 moment yang mungkin bekerja pada ban yaitu momen terhadap sumbu *radial* yang disebut *aligning torsi* (M_{At}), momen terhadap sumbu *longitudinal* ban yang disebut momen *rolling* (M_{gt}) atau *overturning moment*, dan momen terhadap sumbu *lateral* yang disebut momen tahanan *rolling* (M_{gg}). Momen terhadap sumbu *lateral* juga dapat berupa momen pengereman dan juga berupa momen percepatan.

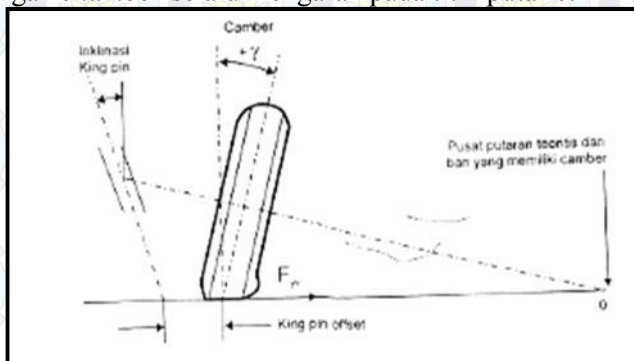
Aligning torsi terjadi karena pada saat ban berputar dan berbelok, gaya reaksi dari jalan kepada ban dapat berada di luar sumbu z dengan sejarak t_p yang disebut *pneumatic trail*. Torsi yang disebabkan oleh gaya reaksi *lateral* tersebut dengan jarak t

terhadap sumbu z adalah *aligning* torsi. Secara sederhana jika gaya reaksi *lateral* pada ban adalah F_{yt} , maka *aligning* torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$M_{At} = F_{yt} \cdot t_p \dots \dots \dots (2.10)$$

2.2.8 Dorongan Chamber

Dorongan *chamber* pada ban yang terjadi pada saat kendaraan berbelok mengandung arti yang sangat penting, karena dapat memperbesar dan memperkecil sudut slip yang terjadi pada ban. Makin kecil sudut slip (ω) makin stabil arah dari kendaraan. Gaya ke samping pada ban akibat gaya sentrifugal dari kendaraan menentukan besarnya sudut slip yang terjadi. Makin besar gaya ke samping pada ban, makin besar pula sudut slip yang terjadi dan makin tidak stabil kendaraan tersebut. Dengan adanya dorongan *chamber*, jika dorongan tersebut melawan gaya ke samping akibat sentrifugal (*chamber* negatif), maka dorongan *chamber* dapat memperkecil sudut slip. Sebaliknya, jika arahnya sama maka akan memperbesar sudut slip (*chamber* positif). Gambar 2.11 menunjukkan arah dari dorongan *chamber* (F_{yc}). Dorongan *chamber* selalu mengarah pada titik putar 0.



Gambar 2.11 Sudut *chamber* dan dorongan *chamber* [5]

Pemanfaatan *chamber* ini secara mudah dapat terlihat pada saat pengendara sepeda motor melakukan tikungan. Pengendara sepeda motor pada saat menikung selalu memiringkan

kendaraanya ke dalam, disamping untuk menyeimbangkan momen akibat berat dan momen gulingnya juga dimaksudkan untuk membuat *chamber* negatif sehingga dorongan *chamber* dapat melawan gaya *sentrifugal* pada ban.

Gaya *lateral* yang terjadi pada ban yang dapat mengakibatkan terjadinya sudut slip (α) adalah kombinasi dari gaya *lateral* akibat sentrifugal dan akibat *chamber* secara umum dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{yt} = F_{ya} = F_{yc} \pm F_{yy} \dots \dots \dots (2.11)$$

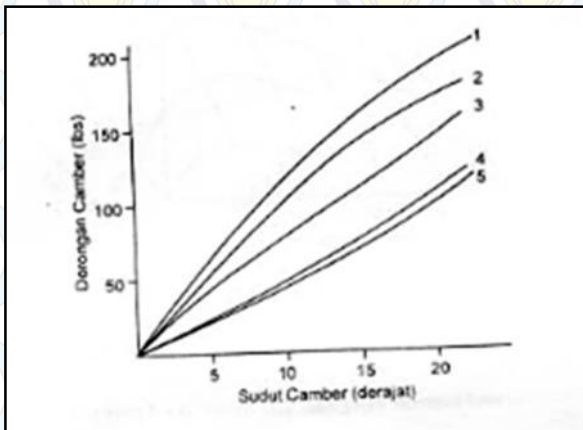
dimana:

$F_{yt} = F_{ya}$ = Gaya *lateral* untuk membentuk α

F_{yc} = Gaya *lateral* akibat sentrifugal

F_{yy} = Dorongan *chamber*

Pengujian dorongan *chamber* yang telah dilakukan pada 5 jenis ban yaitu (1) Dunlop Cross Play, (2) Goodyear Cross Play, (3) Goodyear Cross Play dengan sabuk, (4) Dunlop Rayon, (5) Michelin Steel Radial. Hasil pengujian tersebut terlihat pada gambar 2.12 yang menggambarkan pengaruh sudut *chamber* terhadap dorongan *thrust* (F_{yy}).



Gambar 2.12 Hubungan dorongan *chamber* dengan sudut *chamber* [5]

Dari hasil pengujian yang telah dilakukan, hubungan antara dorongan *chamber* dan sudut *chamber* dapat dirumuskan secara berurutan sebagai berikut:

$$F_{y\gamma 1} = 0,916 + 11,8(\gamma) - 0,170(\gamma)^2 \dots\dots\dots(2.12)$$

$$F_{y\gamma 2} = 0,462 + 13,4(\gamma) - 0,196(\gamma)^2 \dots\dots\dots(2.13)$$

$$F_{y\gamma 3} = 2,66 + 7,48(\gamma) - 0,0466(\gamma)^2 \dots\dots\dots(2.14)$$

$$F_{y\gamma 4} = 0,533 + 4,21(\gamma) - 0,0503(\gamma)^2 \dots\dots\dots(2.15)$$

$$F_{y\gamma 5} = 0,643 + 3,45(\gamma) - 0,0747(\gamma)^2 \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

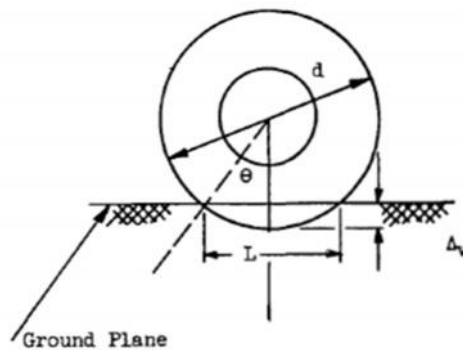
$F_{y\gamma}$ = Gaya dorong *chamber* (lbs)

γ = Sudut *chamber* (derajat)

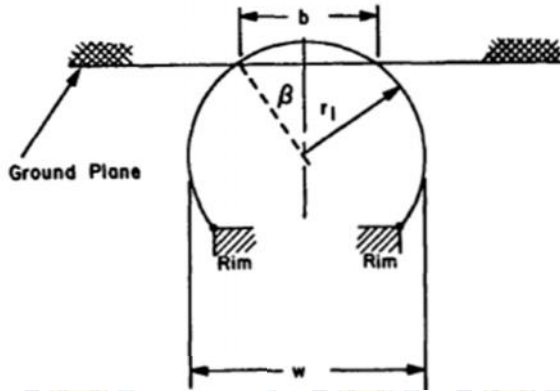
2.2.9 Persamaan Defleksi

2.2.9.1 Defleksi *Radial*

Dari analisis G.H. Nybakken dan S.K Clark [6] seperti ditunjukkan pada gambar 2.13-2.14, didapatkan persamaan defleksi *radial* pada ban udara:



Gambar 2.13. Defleksi *radial* ban



Gambar 2.14. Lebar ban dan lebar tapak ban

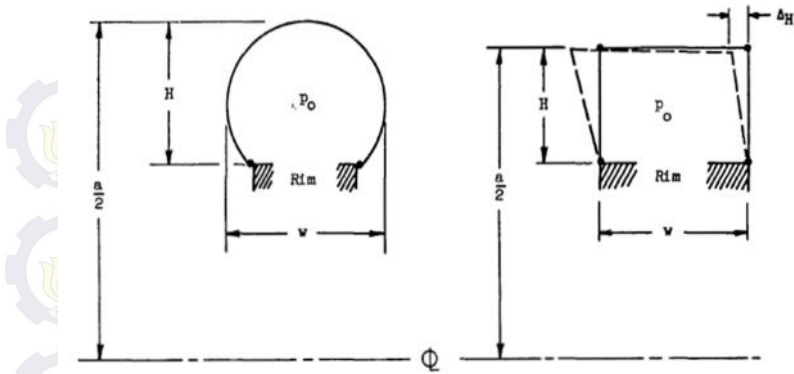
$$P = \pi \cdot P_o \cdot \Delta v \cdot \overline{dw} \dots \dots \dots (2.17)$$

dengan,

- | | | |
|------------|----------------------------|------------------------------|
| P | = Beban <i>radial</i> | (N) |
| P_o | = Tekanan <i>inflation</i> | $\left(\frac{N}{m^2}\right)$ |
| Δv | = Defleksi <i>radial</i> | (mm) |
| d | = Diameter ban luar | (mm) |
| w | = Lebar ban | (mm) |

2.2.10.2 Defleksi *Lateral*

Dari analisis G.H. Nybakken dan S.K Clark [6] yang telah dilakukan. Persamaan defleksi *lateral* ditentukan sebagai berikut.



Gambar 2.15 Defleksi *lateral* ban

dimana:

$$S = \Delta h \cdot P_o \cdot w \cdot \sqrt{\frac{w}{H}} \sqrt{f\pi} \dots \dots \dots (2.18)$$

dengan,

- S = Beban *lateral* (N)
- Δh = Defleksi *lateral* (mm)
- w = Lebar ban (mm)
- H = Tinggi keseluruhan ban (mm)
- F = Dimensi rasio *actual* (tinggi dengan lebar ban)



BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metodologi Penelitian

Dalam penelitian ini, metodologi yang digunakan untuk menganalisa adalah melakukan analisis pada model dengan *software*. Secara garis besar penulis melaksanakan langkah-langkah pemodelan sebagai berikut:

1. *Study literature* mengenai defleksi dan kekuatan ban udara dan tanpa udara.
2. Mengumpulkan data operasional ban tanpa udara.
3. Mengumpulkan data-data input pendukung.
4. Melaksanakan pemodelan ban tanpa udara dengan *software*
5. Menjalankan solusi.
6. Menampilkan hasil solusi dari *software* berupa tegangan dan defleksi pada ban tanpa udara.
7. Menganalisa tegangan dan defleksi yang terjadi pada ban tanpa udara berdasarkan hasil pemodelan.
8. Membandingkan hasil analisa dari pemodelan ban tanpa udara dengan perhitungan atau data-data dari ban udara.
8. Menarik kesimpulan.

3.2 Data-data Operasional

Untuk melakukan analisa pada ban *airless tires* akibat pembebanan berupa arah dan berat mobil, maka pada tugas akhir ini data-data teknis dan properti ukuran ban dan pelek dapat dilihat pada data dibawah ini:

1. Properti ukuran ban dan pelek:
 - Lebar ban : 195 mm
 - Diameter pelek : 406,4 mm (16 x 25,4)
 - Tinggi ban : 107,25 mm ($\frac{55}{100} \times 195$)
 - Diameter ban : 620,9 mm
 - Tipe *spoke* : Belah ketupat

2. Material spoke

- Material : Polyurethane
- Modulus Young's : 1550,34 Mpa
- Compressive Yield strength: 41,368 Mpa
- Poisson's Ratio : 0,4269
- Tensile Ultimate Strength : 17.9 MPa
- Density : $889.98 \frac{kg}{mm^3}$

3. Material Hub dan Ring

Tabel 3.1 Material Properties Hub dan Ring.

PART	Material	Young Modulus	Poisson Rasio
Hub	Alumunium	72 Gpa	0.33
Ring	Higt strength steel	210 GPa	0.29

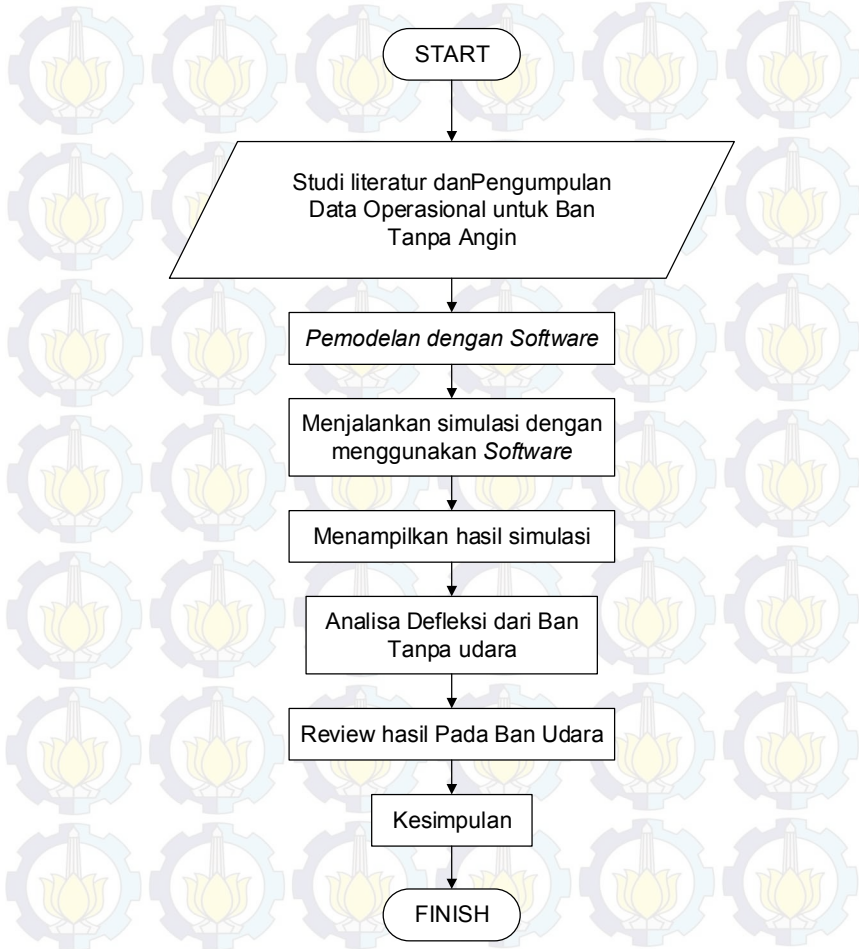
4. Berat mobil

- Berat kosong : 1250 kg

3.3 *Flowchart* Penelitian dan Pemodelan

3.3.1 *Flowchart* Penelitian

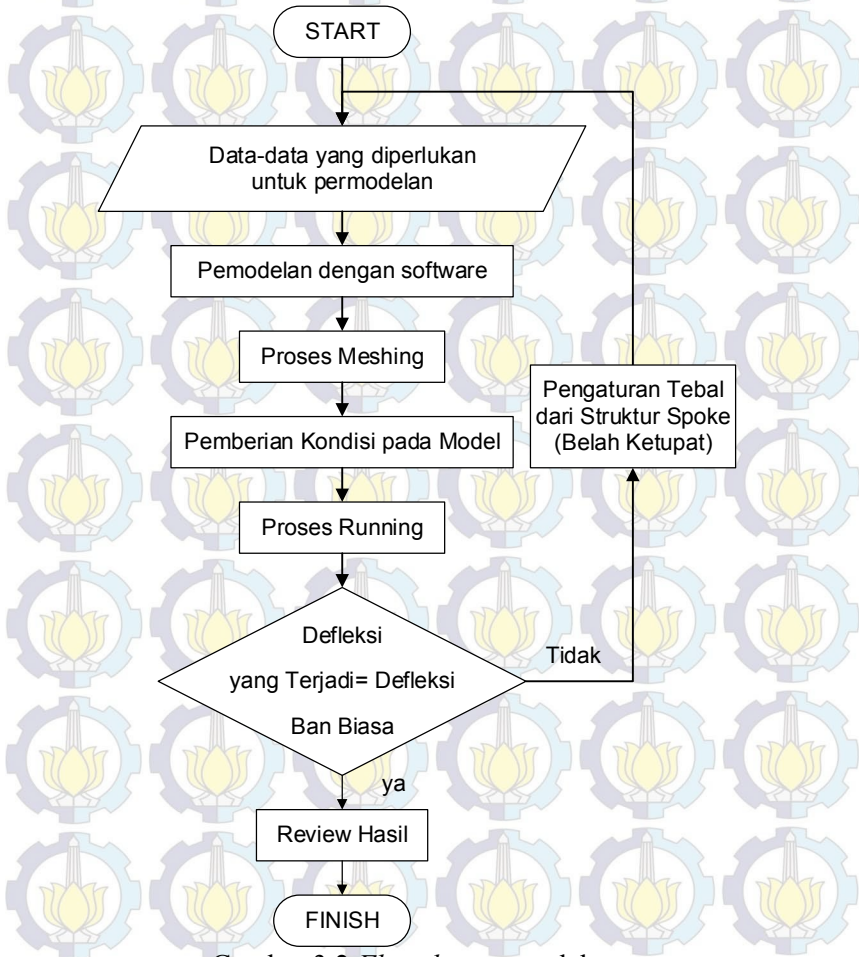
Langkah-langkah yang diambil dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam bentuk *flowchart* sebagai berikut:



Gambar 3.1 *Flowchart* penelitian

3.3.2 Flowchart Pemodelan pada Software

Langkah-langkah pemanfaatan *software* dapat dilihat dalam diagram alir berikut:



Gambar 3.2 Flowchart pemodelan

3.4 Perhitungan Manual Defleksi *Radial* dan *Lateral* pada Ban Udara.

Rumus perhitungan ban *radial* dari G.H. Nybakken dan S.K. Clark, pada persamaan 2.17.

$$P = \pi \cdot P_o \cdot \Delta v \cdot \frac{dw}{dw}$$

Karena tekanan ban depan dan ban belakang berbeda maka dapat diuraikan satu-persatu, misalnya:

Untuk mobil Toyota Altis dengan tekanan ban mobil depan 30 psi dan tekanan ban mobil belakang 32 psi maka defleksinya dapat dicari dari rumus di atas.

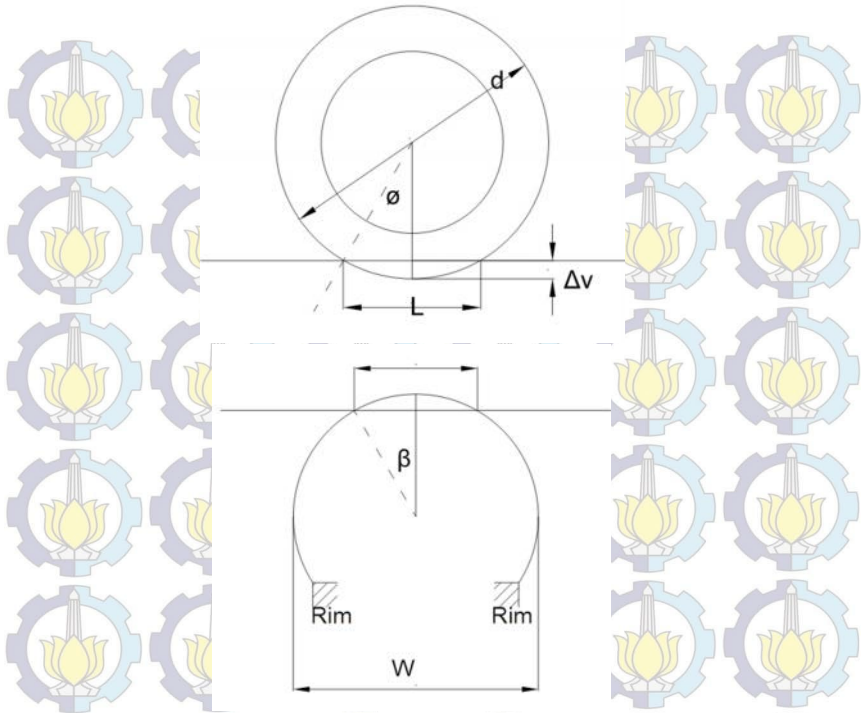
Diketahui:

$$P_o = 30 \text{ psi} = 2,068427 \text{ bar} = 206842,71 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,206843 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W \text{ berat mobil} = 1250 \text{ kg} = 12262,5 / 4 = 3012,5 \text{ N}$$

$$w \text{ lebar ban} = 195 \text{ mm}$$

$$d = 620,9 \text{ mm}$$



Gambar 3.3 Penampakan deformasi pada ban

Ditanya: Δv dan Δh ...?

Jawab:

Δv (defleksi *radial* ban).

$$P = \pi \cdot P_o \cdot \Delta v \cdot \frac{dw}{mm^2}$$

$$3012.5 \text{ N} = 3,14 \cdot 0.206843 \frac{N}{mm^2} \cdot \Delta v \cdot \sqrt{620,9mm \cdot 195mm}$$

$$3012.5 \text{ N} = 3,14 \cdot 0.206843 \frac{N}{mm^2} \cdot \Delta v \cdot 347,959 \text{ mm}$$

$$3012.5 \text{ N} = 225.994854 \frac{N}{mm} \cdot \Delta v$$

$$\Delta v = 13.0766 \text{ mm}$$

Δh (defleksi horizontal ban).

$$S = m \frac{v^2}{r} = \frac{1250 \cdot 20^2}{4 \cdot 15} = 644.03 \text{ N}$$

$$S = \Delta h P_0 w \cdot \sqrt{\frac{w}{H}} \sqrt{f \pi}$$

$$644.03 \text{ N} = \Delta h \cdot 0.206843 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 195 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{195 \text{ mm}}{107.25 \text{ mm}}}$$

$$644.03 \text{ N} = \Delta h \cdot 0.206843 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 195 \text{ mm} \cdot 1.34839$$

$$644.03 \text{ N} = \Delta h \cdot 74.6507 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\Delta h = 8.63 \text{ mm}$$

Untuk beban *radial* sebesar 4000 N, dengan persamaan yang sama seperti di atas diperoleh $\Delta v = 17,7$ mm, $\Delta h = 11,26$ mm. Dari hasil defleksi tersebut didapatkan nilai kekakuannya dengan persamaan.

$$F = kx \dots \dots \dots (3.1)$$

dengan,

F = Gaya yang diberikan (N)

k = Nilai kekakuan ($\frac{\text{N}}{\text{mm}}$)

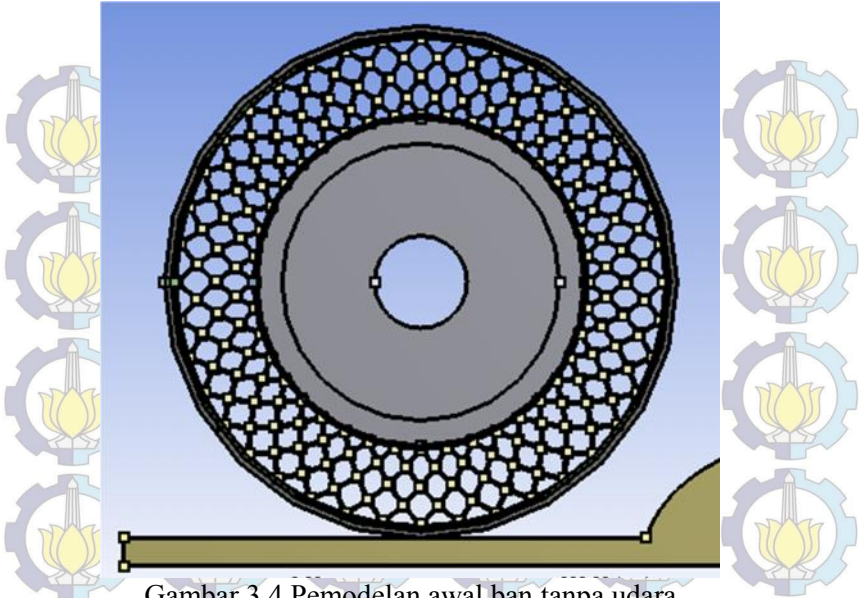
x = Besar defleksi yang terjadi (mm)

sehinga didapatkan: Kekakuan *radial* = $225,99 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$

Kekakuan *lateral* = $74,629 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$

3.5 Pemanfaatan *Software* untuk Analisa

Pada tahapan awal dari ban tanpa udara ini mulai menggambar atau memodelkan dengan dimensi dan ukuran ban yang telah ditentukan.



Gambar 3.4 Pemodelan awal ban tanpa udara

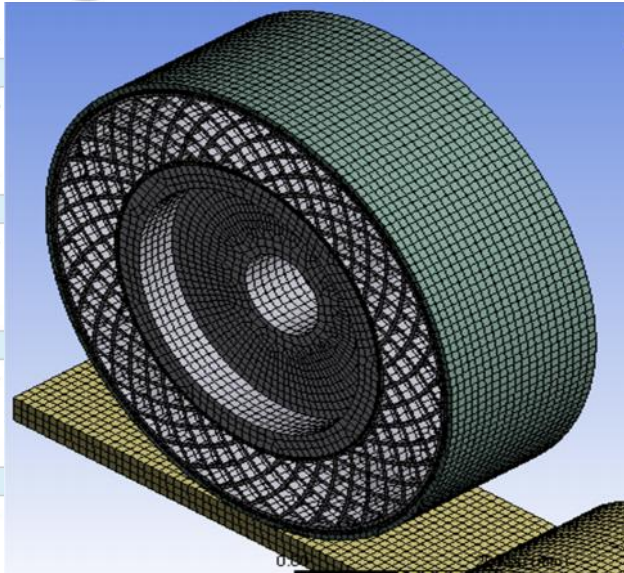
Dari gambar di atas terlihat secara jelas struktur belah ketupat dari ban tanpa udara, dimana struktur belah ketupat terbuat dari bahan *polyuretahan* dan memiliki tebal 4 mm. Ban ini diberi lintasan agar dapat mengetahui defleksi dari ban tersebut

Tahapan selanjutnya adalah proses *meshing*. *Meshing* adalah suatu proses pembagian atau diskretisasi suatu struktur menjadi beberapa substruktur. Pada pemodelan ini menggunakan 2 kali metode *meshing* yaitu *meshing* dengan *hex dominant method* dan *meshing size*.

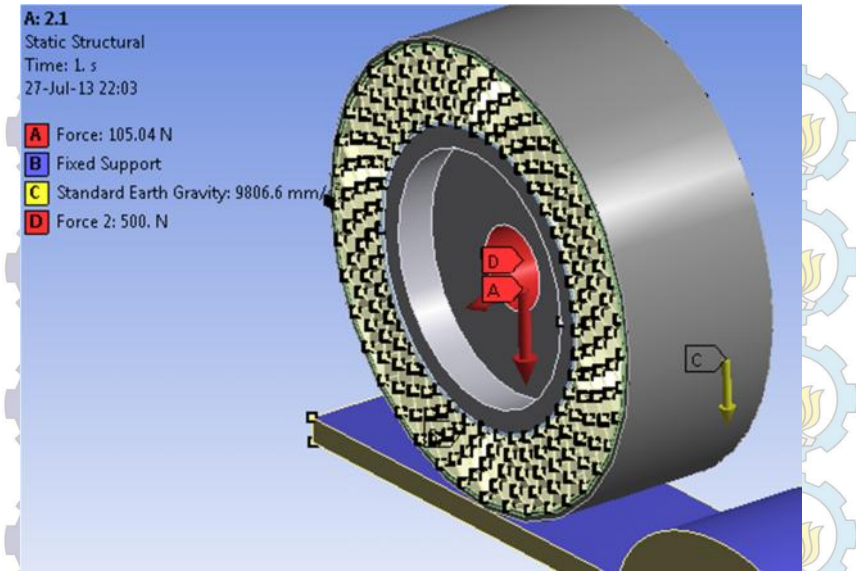
Pada proses *meshing hex dominant* digunakan untuk menentukan pembagian dari struktur menjadi substruktur. Pembagian substruktur dari *hex dominant* berbentuk kotak (kubus).

Proses *meshing* yang selanjutnya adalah *body size*, dimana pembagian dari struktur menjadi substruktur dengan pemberian ukuran. Proses *meshing* ini merupakan bentuk ukuran dari proses *meshing hex dominant method*, dimana pada proses *meshing*

analisis ini digunakan ukuran 10 mm. Jadi setiap elemen dari *meshing hex dominant method* memiliki ukuran 10 mm. Hasil dari proses kedua metode *meshing* tersebut terlihat seperti pada gambar 3.5. Kedua metode tersebut menghasilkan 496476 *nodes* dan 103726 *element*.



Gambar 3.5 Hasil *meshing* pada model. Tahapan selanjutnya adalah penempatan gaya dan parameter lainnya terhadap ban tanpa udara. Adapun gaya yang digunakan adalah gaya *radial* dan gaya *lateral*. Hasil dari penempatan parameter tersebut dapat dilihat seperti gambar 3.6.



Gambar 3.6 *Static structural analisis* pada ban

Pada gambar 3.6, terlihat pengkondisian pada ban tanpa udara dengan kriteria sebagai berikut.

1. A = Gaya *Lateral* pada ban dengan nilai 105,04 N-1470,58 N.
2. B = *Fixed support* sebagai kondisi jalan yang diam (sebagai pusat tumpuan)
3. C = Pusat gravitasi dengan besar 9.81 m/s^2
4. D = Gaya *radial* dengan nilai 500 N-7000 N.

Setelah proses penempatan gaya seperti tampak pada gambar 3.6, tahapan selanjutnya adalah proses *running* untuk menentukan hasil defleksi pada ban.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Awal Ban Udara dan Ban Tanpa Udara

Dari perhitungan sebelumnya serta data pendukung ban udara dan ukuran *velg* dapat dituliskan kedalam tabel 4.1 berikut.

Tabel 4.1 Data Ban Udara

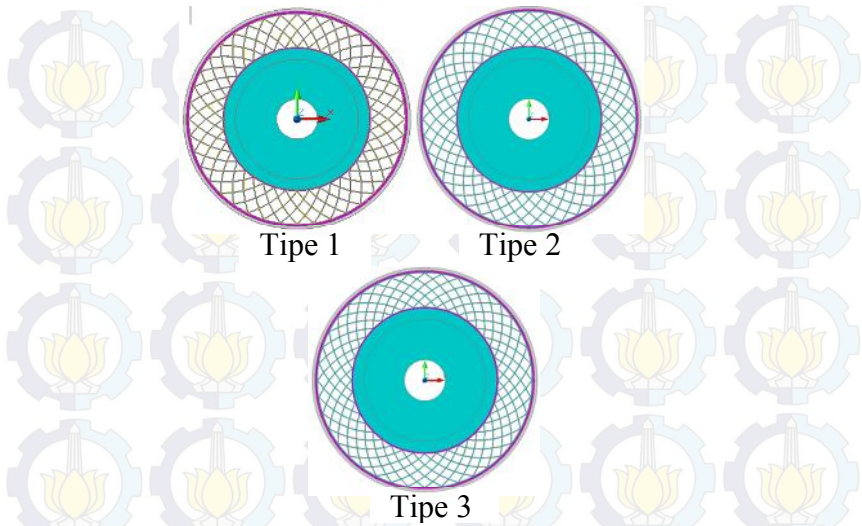
Lebar ban	195	mm
Diameter velg	406,4	mm
Diameter ban	620,9	mm
<i>Modulus Young</i>	1549,9414	MPa
<i>Yield Strength</i>	37,197	Mpa
<i>Poisson rasio</i>	0,4269	
<i>Tensile Ultimate Strength</i>	41,4030	Mpa
Density	889,98	Kgm ⁻³
Massa kosong mobil	1250	Kg
Berat total mobil <i>radial</i> (Altis)	3012,5	N
Gaya <i>lateral</i> (Altis)	644,03	N
Defleksi <i>radial</i>	13,0766	Mm
Defleksi <i>lateral</i>	8.63	Mm

Dari data-data pada tabel 4.1 tersebut, akan dibuat perbandingan dengan hasil analisis pada ban tanpa udara. Analisis ban tanpa udara dilakukan dengan bantuan *software* melalui proses simulasi. Hasil dari simulasi yang didapatkan adalah defleksi *radial*, defleksi *lateral* dan tegangan total pada ban tanpa udara. Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi pada ban, adapun variasi yang digunakan adalah sebagai berikut.

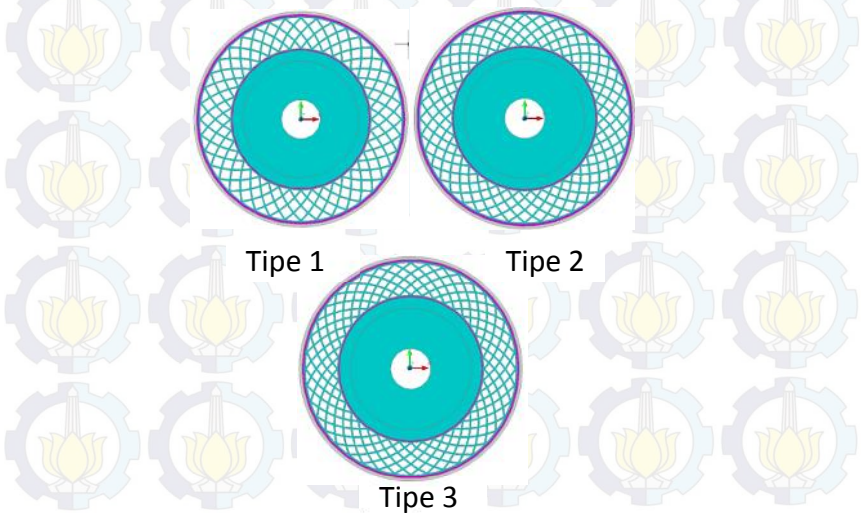
Tipe *spoke* : Tipe 1, Tipe 2 dan Tipe 3.

Tebal *spoke* : 2 mm, 4 mm dan 6 mm.

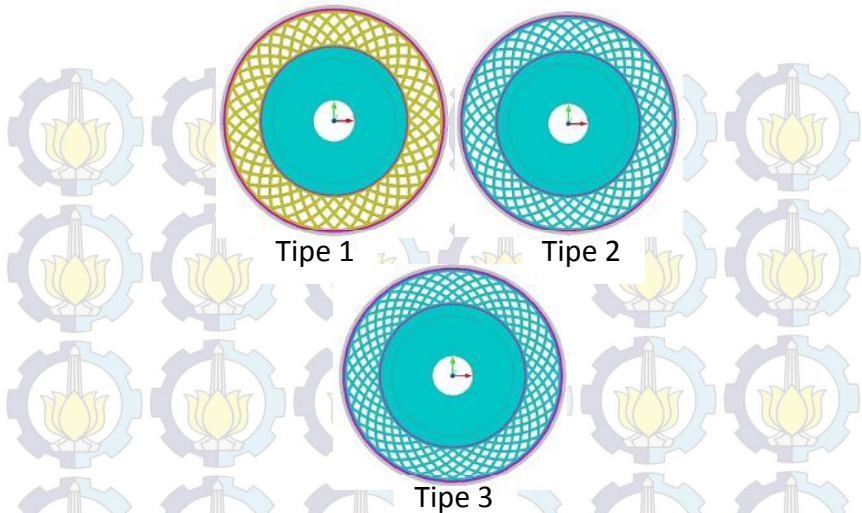
Variasi-variasi tersebut terlihat seperti gambar 4.1 berikut ini.



Gambar 4.1 variasi ban dengan tebal *spoke* 2 mm



Gambar 4.2 variasi ban dengan tebal *spoke* 4 mm



Gambar 4.3 variasi ban dengan tebal *spoke* 6 mm

4.2 Besar Pembebanan dan Komponen Ban Tanpa Udara

4.2.1 Besar Pembebanan Ban Tanpa Udara

Pembebanan yang dilakukan pada analisis ban tanpa udara berupa beban *radial* dan beban *lateral*. Adapun beban *radial* berupa berat kendaraan dan muatannya, sedangkan beban *lateral* dihitung berdasarkan gaya setrifugal pada kendaraan ketika berbelok. Besar beban *radial* dan beban *lateral* dapat dilihat pada tabel 4.2.

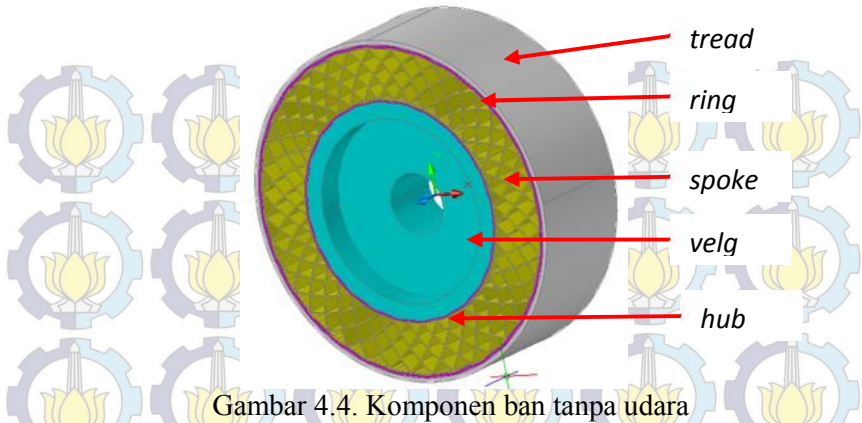
Tabel 4.2. Beban *Radial* dan *Lateral*

Step	Gaya <i>Radial</i>	Gaya <i>Lateral</i>	Step	Gaya <i>Radial</i>	Gaya <i>Lateral</i>
1	500	105.041	8	4000	840.329
2	1000	210.082	9	4500	945.370
3	1500	315.123	10	5000	1050.411
4	2000	420.164	11	5500	1155.452
5	2500	525.206	12	6000	1260.493
6	3000	630.247	13	6500	1365.534
7	3500	735.288	14	7000	1470.576

Pada tabel 4.2, beban *lateral* ditetapkan ketika kendaraan berbelok pada jalan dengan radius belok 16.6 m dengan kecepatan 30 km/jam. Sehingga dengan persamaan 2.12 didapat nilai beban *lateral* seperti terlihat pada tabel.

4.2.2 Komponen Ban Tanpa Udara

Gambar 4.4 memnunjukkan komponen penyusun pada ban tanpa udara dengan *spoke* sebagai komponen penyusun utamanya. Ban tanpa udara tersusun atas *hub*, *ring*, *tread* dan *spoke* dengan bentuk belah ketupat. *Hub*, terbuat dari aluminum dengan tebal 1 mm, sebagai penghubung ban tanpa udara dengan *velg*. *Ring* berfungsi untuk menjaga bentuk dari ban tanpa udara. *High strength steel* dengan tebal 0.5 mm digunakan sebagai bahan dari *ring*. *Material properties* penyusun komponen dapat dilihat pada tabel 3.1. pada bab 3.

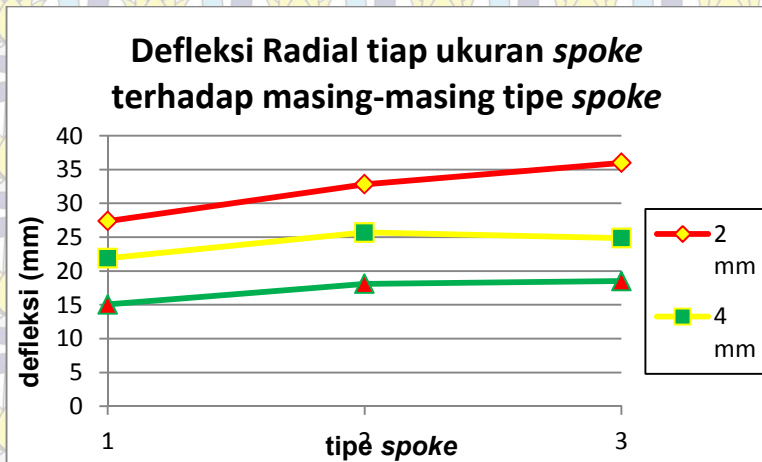


Gambar 4.4. Komponen ban tanpa udara

4.3 Hasil Analisis Ban Tanpa Udara

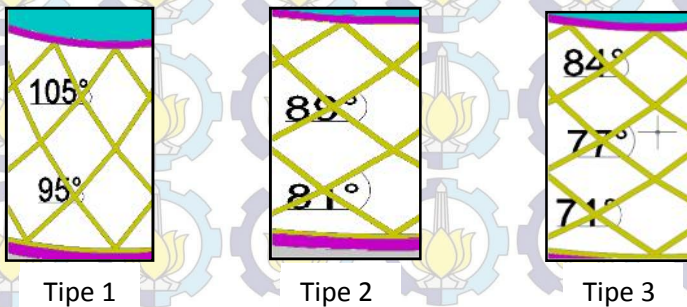
4.3.1 Pengaruh Ketebalan dan Tipe *Spoke* Terhadap Nilai Defleksi *Radial* Ban Tanpa Udara

Pengaruh tebal dan tipe *spoke* terhadap nilai defleksi *radial* bisa dilihat pada grafik berikut.



Gambar 4.5 Defleksi *radial* ban tanpa udara.

Dari gambar 4.5, terlihat bahwa nilai defleksi pada ban tanpa udara semakin berkurang untuk setiap penambahan tebal *spoke*. Penurunan terjadi karena semakin bertambahnya luasan yang menahan beban dari kendaraan akibat penambahan tebal pada *spoke*. Akan tetapi nilai defleksi mengalami kenaikan pada masing-masing tipe *spoke*. Hal ini dikarenakan terjadi perubahan sudut pada bangun penyusun *spoke*, seperti pada gambar 4.6 berikut ini.

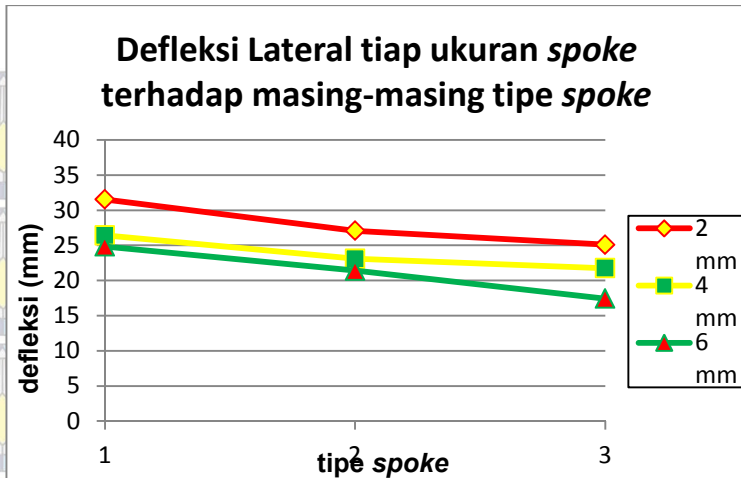


Gambar 4.6 Sudut bangun pada *spoke*

Perubahan *spoke* dari tipe 1 ke tipe 3 menyebabkan momen bending yang diterima oleh *spoke* semakin besar sehingga defleksi yang diakibatkan menjadi lebih besar. Pada tebal *spoke* tipe 3 dengan tebal 2 mm mempunyai nilai defleksi *radial* tertinggi, sedangkan pada *spoke* tipe 1 pada tebal 6 mm mempunyai defleksi *radial* terendah.

4.3.2. Pengaruh Ketebalan dan Tipe *Spoke* Terhadap Nilai Defleksi *Lateral* Ban Tanpa Udara

Pengaruh tebal dan tipe *spoke* terhadap nilai defleksi *lateral* bisa dilihat pada grafik berikut.



Gambar 4.7 Defleksi *lateral* ban tanpa udara

Dari gambar di atas terlihat bahwa nilai defleksi pada ban tanpa udara semakin berkurang untuk setiap penambahan tebal *spoke*. Penurunan terjadi karena semakin bertambahnya luasan yang menahan beban dari kendaraan akibat penambahan tebal pada *spoke*. Nilai defleksi juga mengalami penurunan pada masing-masing tipe *spoke*. Hal ini dikarenakan jumlah bangun penyusun *spoke* semakin banyak, sehingga rongga pada *spoke* semakin berkurang. Hal ini menyebabkan nilai defleksi *lateral*-nya semakin rendah (bentuk dari *spoke* semakin *rigid*).

4.3.3. Kekakuan Ban Tanpa Udara

4.3.3.1 Kekakuan *Radial* Ban Tanpa Udara

Kekakuan dari ban merupakan fungsi dari beban dan defleksi. Nilai dari kekakuan ban dapat dicari dengan menurunkan persamaan 3.1 sebagai berikut:

$$F = k x$$

$$dF = k dx$$

$$k = dF/dx$$

Untuk mendapatkan persamaan gaya (beban) sebagai fungsi dari defleksi ban, dilakukan simulasi dengan beban yang divariasikan untuk mendapatkan nilai defleksi pada ban tanpa udara. Pada simulasi tugas akhir ini gaya (beban) yang dipakai adalah 500 N sampai 7000 N.

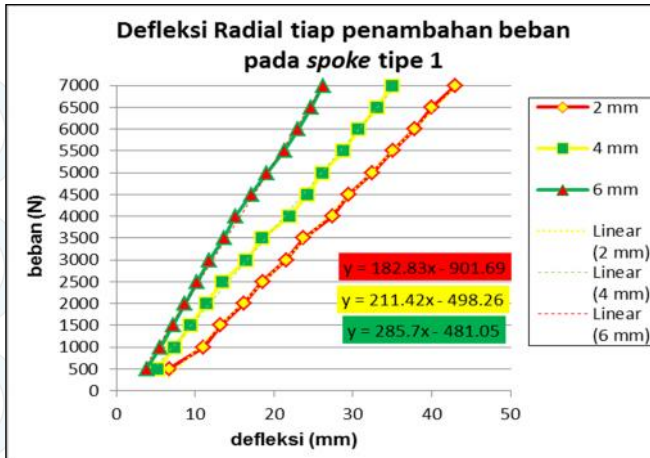
Berikut ini adalah tabel 4.3 berupa hasil simulasi penambahan beban terhadap nilai defleksi *radial* dengan tebal *spoke* 2 mm, 4 mm dan 6 mm, tipe *spoke* 1, 2 dan 3.

Tabel 4.3 Hasil Simulasi Penambahan Beban Terhadap Nilai Defleksi *Radial*

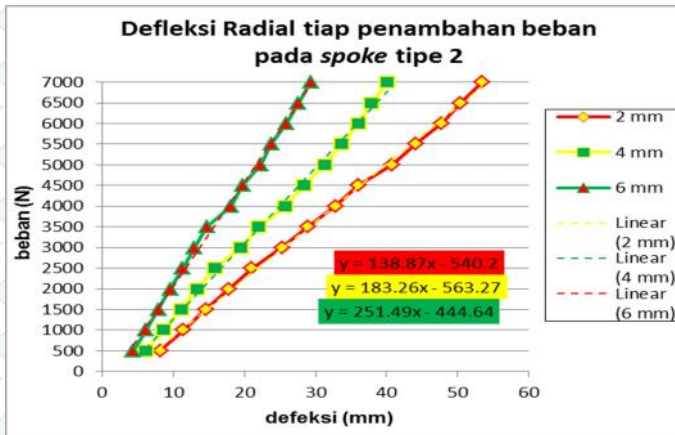
step	gaya	tipe 1			tipe2			tipe 3		
		2mm	4mm	6mm	2mm	4mm	6mm	2mm	4mm	6mm
		defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]
1	500	6.698	5.190	3.814	8.123	6.065	4.316	8.822	5.630	4.376
2	1000	11.032	7.340	5.523	11.397	8.659	6.143	14.596	10.724	6.265
3	1500	13.193	9.371	7.143	14.591	11.113	7.876	17.627	12.626	8.062
4	2000	16.122	11.355	8.667	17.833	13.373	9.563	20.641	14.048	9.752
5	2500	18.543	13.426	10.248	21.049	15.833	11.278	23.931	16.438	11.522
6	3000	21.511	16.443	11.803	25.266	19.483	12.959	28.191	19.295	13.846
7	3500	23.769	18.473	13.658	28.884	22.006	14.688	31.753	21.874	15.781
8	4000	27.383	21.887	15.061	32.817	25.703	18.096	35.999	24.863	18.513
9	4500	29.520	24.204	17.110	35.986	28.347	19.731	40.263	27.529	20.613
10	5000	32.510	26.152	19.101	40.812	31.253	22.263	44.206	30.708	22.136
11	5500	35.032	28.772	21.313	44.111	33.725	23.732	47.766	32.963	24.730
12	6000	37.830	30.677	23.002	47.803	35.984	25.914	50.961	34.958	26.275
13	6500	40.057	33.076	24.686	50.436	37.860	27.608	53.934	37.380	28.410
14	7000	42.998	34.954	26.206	53.409	40.097	29.343	56.774	39.192	30.220

Dari Tabel 4.3 di atas, dapat dilihat seiring dengan penambahan beban maka defleksi yang terjadi juga semakin besar, sehingga menyebabkan kekakuannya cenderung konstan.

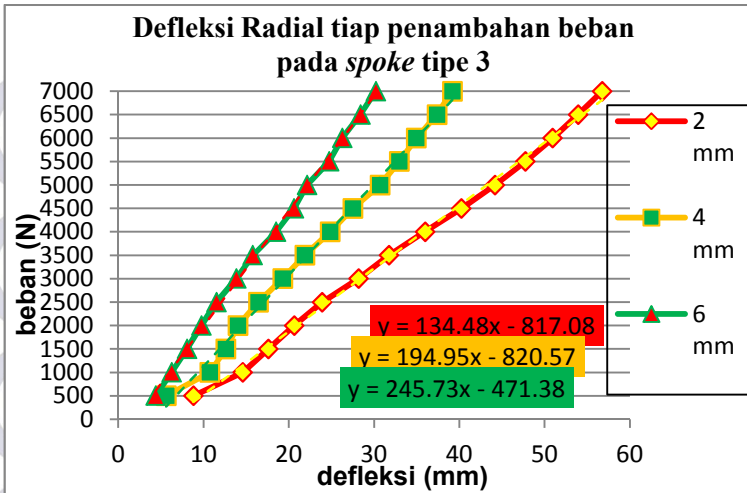
Dengan memanfaatkan fasilitas *trandline* yang ada pada *Microsoft Excel* bisa diketahui gaya (beban) fungsi defleksi sebagai berikut:



Gambar 4.8 Defleksi *radial* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 1



Gambar 4.9 Defleksi *radial* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 2



Gambar 4.10 Defleksi *radial* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 3

Dari gambar 4.8-4.10 menunjukkan, bahwa seiring dengan penambahan beban maka defleksi yang terjadi juga semakin besar. Adapun persamaan beban sebagai fungsi dari defleksi dapat dilihat pada *trendline equation*. Dimana Y= nilai beban (F) dan X adalah nilai defleksi pada saat mendapat pembebanan (x). Sedangkan nilai kekakuan merupakan turunan pertama dari persamaan tersebut.

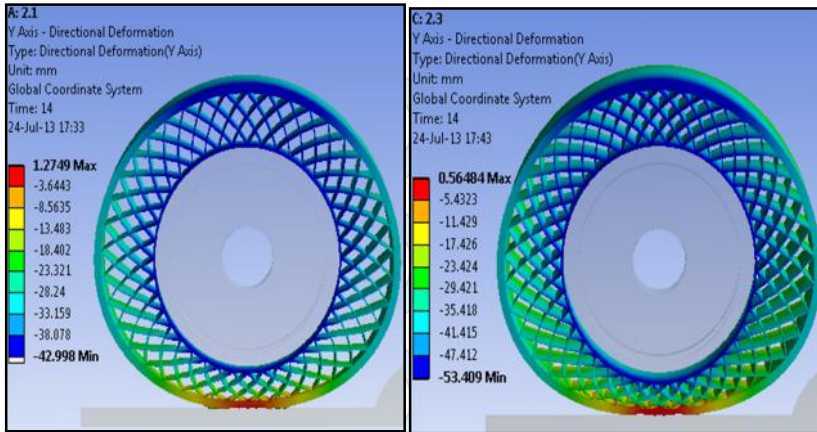
Dari persamaan-persamaan *trendline* pada gambar 4.8-4.10, dapat diketahui nilai kekakuan *radial* dari masing-masing variasi ban tanpa udara. Adapun kekakuan *radial* dari ban tanpa udara ditunjukkan seperti tabel 4.4.

Tabel 4.4 Penentuan Kekakuan Ban Tanpa Udara.

spoke		pesamaan garis	kekakuan [N/mm]
tipe	tebal		
1	2mm	$y = 182.83x - 901.69$	182.83
	4mm	$y = 211.42x - 498.26$	211.42
	6mm	$y = 285.7x - 481.05$	285.70
2	2mm	$y = 138.87x - 540.2$	138.87
	4mm	$y = 183.26x - 563.27$	183.26
	6mm	$y = 251.49x - 444.64$	251.49
3	2mm	$y = 134.48x - 817.08$	134.48
	4mm	$y = 194.95x - 820.57$	194.95
	6mm	$y = 245.73x - 471.38$	245.73

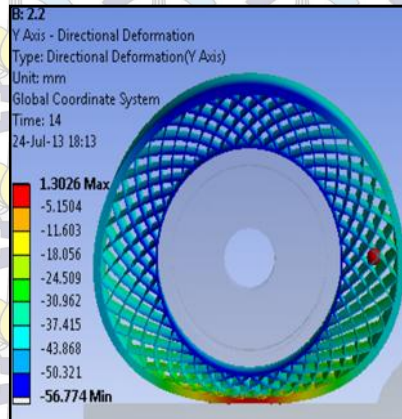
Dari tabel 4.4, dapat diketahui nilai kekakuan *radial* dari ban tanpa udara yang mendekati kekakuan *radial* ban udara (225,99 N/mm). Adapun ban tanpa udara tersebut adalah pada *spoke* tipe 1 dengan tebal 4 mm, *spoke* tipe 2 dengan tebal 6 mm dan *spoke* tipe 3 dengan tebal 6 mm.

Hasil dari simulasi *software*, pengaruh penambahan beban terhadap nilai defleksi *radial* seperti terlihat pada gambar 4.11-4.13.



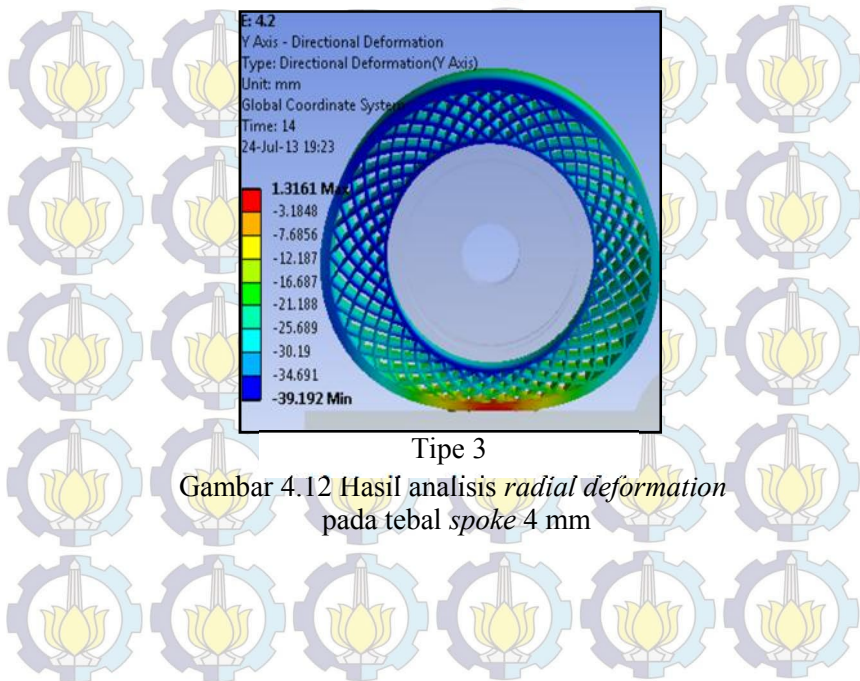
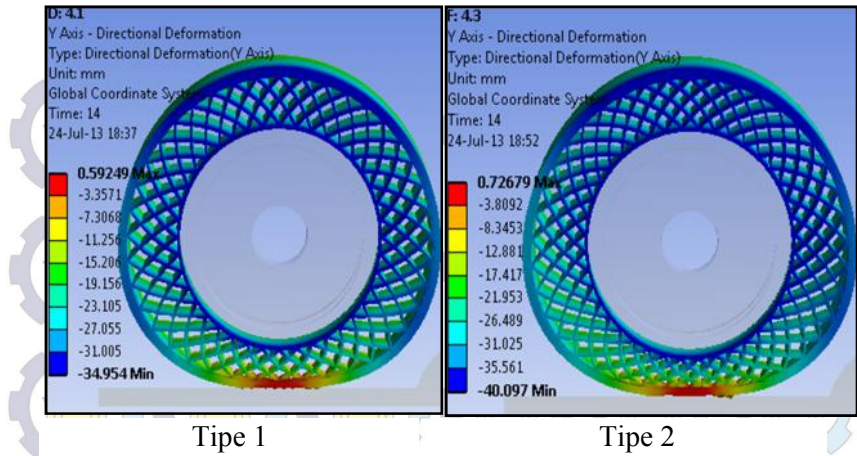
Type 1

Type 2

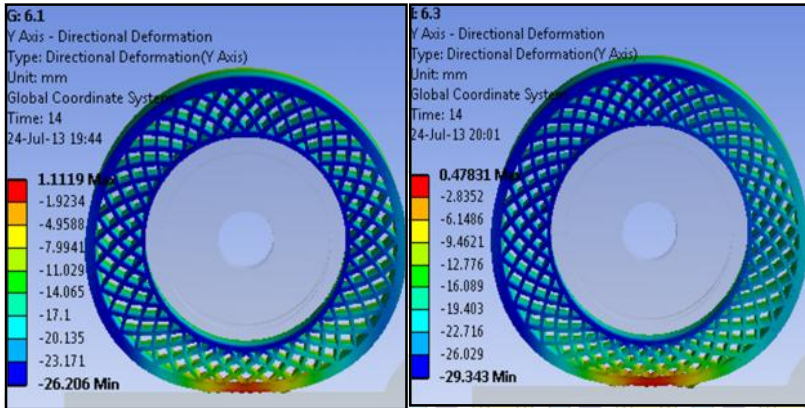


Type 3

Gambar 4.11 Hasil analisis *radial deformation* pada tebal *spoke* 2 mm

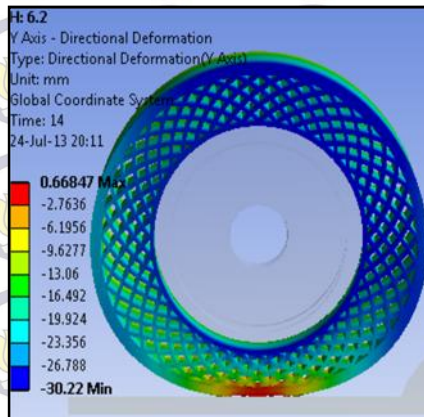


Gambar 4.12 Hasil analisis *radial deformation* pada tebal *spoke* 4 mm



Tipe 1

Tipe 2



Tipe 3

Gambar 4.13 Hasil analisis *radial deformation* pada tebal *spoke* 6 mm

4.3.3.2 Kekakuan *Lateral* Ban Tanpa Udara

Analisis ban tanpa udara berikutnya terlihat pada tabel 4.5 yang berupa hasil simulasi penambahan beban terhadap nilai

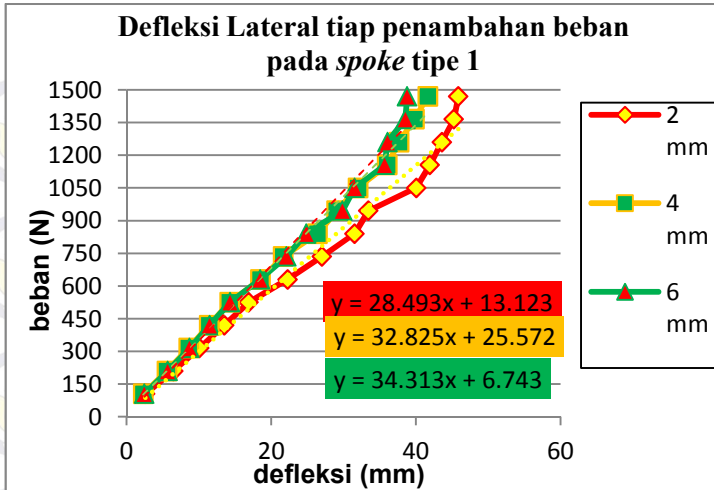
defleksi *lateral* dengan tebal *spoke* 2 mm, 4 mm dan 6 mm, tipe *spoke* 1, 2 dan 3.

Tabel 4.5 Hasil Simulasi Penambahan Beban Terhadap Nilai Defleksi *Lateral*

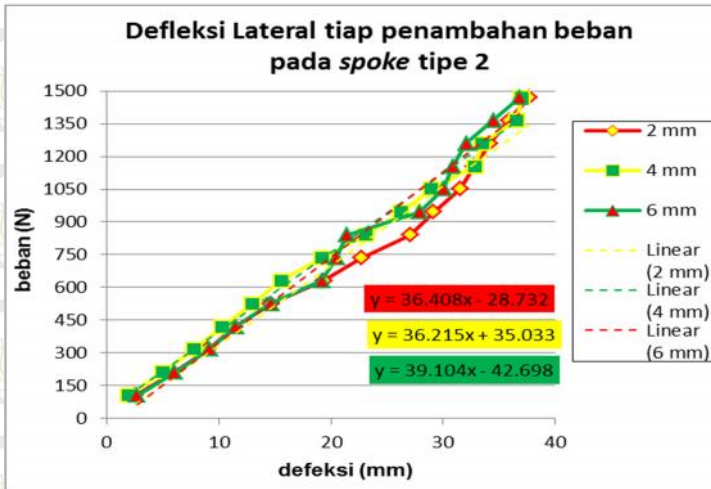
step	gaya	tipe 1			tipe2			tipe 3		
		2mm	4mm	6mm	2mm	4mm	6mm	2mm	4mm	6mm
		defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]	defleksi [mm]
1	105.041	2.601	2.323	2.463	2.525	1.930	2.698	2.285	1.890	1.866
2	210.082	6.481	5.597	5.683	5.968	4.977	6.046	6.127	4.571	3.804
3	315.123	10.083	8.598	8.715	9.009	7.748	9.152	9.637	7.053	6.047
4	420.164	13.542	11.446	11.508	11.430	10.335	11.498	12.835	9.475	7.710
5	525.206	16.893	14.259	14.334	14.662	12.984	14.622	16.231	11.904	9.875
6	630.247	22.264	18.516	18.481	19.377	15.546	19.166	22.780	14.250	12.090
7	735.288	27.022	21.684	22.113	22.704	19.167	20.483	24.029	17.198	14.964
8	840.329	31.546	26.414	24.843	27.069	23.091	21.416	25.096	21.754	17.434
9	945.370	33.447	29.058	29.856	29.173	26.303	27.924	30.848	25.113	20.502
10	1050.411	40.068	32.000	31.540	31.525	28.918	30.043	34.871	27.027	20.274
11	1155.452	41.941	36.066	35.703	32.780	32.852	30.866	36.614	28.629	23.281
12	1260.493	43.604	37.671	36.072	34.200	33.529	32.106	37.696	30.644	23.682
13	1365.534	45.260	39.818	38.564	35.915	36.559	34.503	37.250	31.519	24.483
14	1470.576	45.887	41.647	38.806	37.646	37.069	36.814	37.451	33.016	27.065

Dari Tabel 4.6 di atas, dapat dilihat seiring dengan penambahan beban maka defleksi yang terjadi juga semakin besar, sehingga menyebabkan kekakuan-nya cenderung konstan.

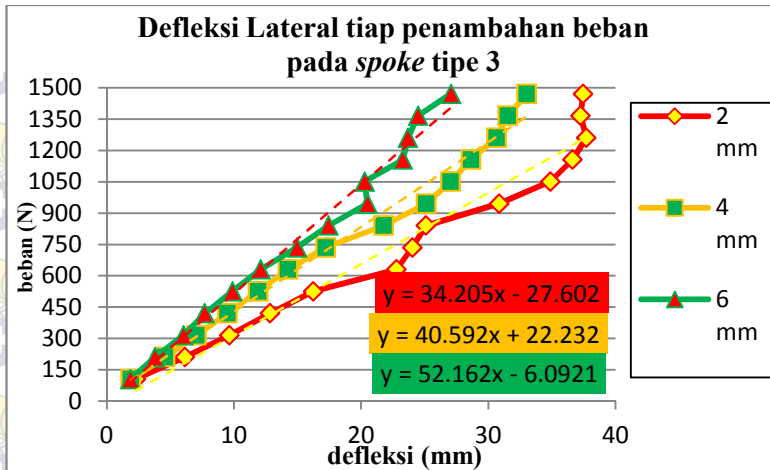
Dengan memanfaatkan fasilitas *trandline* yang ada pada *Microsoft Excel* bisa diketahui gaya (beban) fungsi defleksi sebagai berikut:



Gambar 4.14 Defleksi *lateral* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 1



Gambar 4.15 Defleksi *lateral* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 2



Gambar 4.16 Defleksi *lateral* terhadap penambahan beban pada *spoke* tipe 3

Dari gambar 4.14-4.16 menunjukkan, bahwa seiring dengan penambahan beban maka defleksi yang terjadi juga semakin besar. Adapun persamaan beban sebagai fungsi defleksi dari dapat dilihat pada *trendline equation*. Dimana Y= nilai beban (F) dan X adalah nilai defleksi pada saat mendapat pembebanan. Sedangkan nilai kekakuan merupakan turunan pertama dari persamaan tersebut.

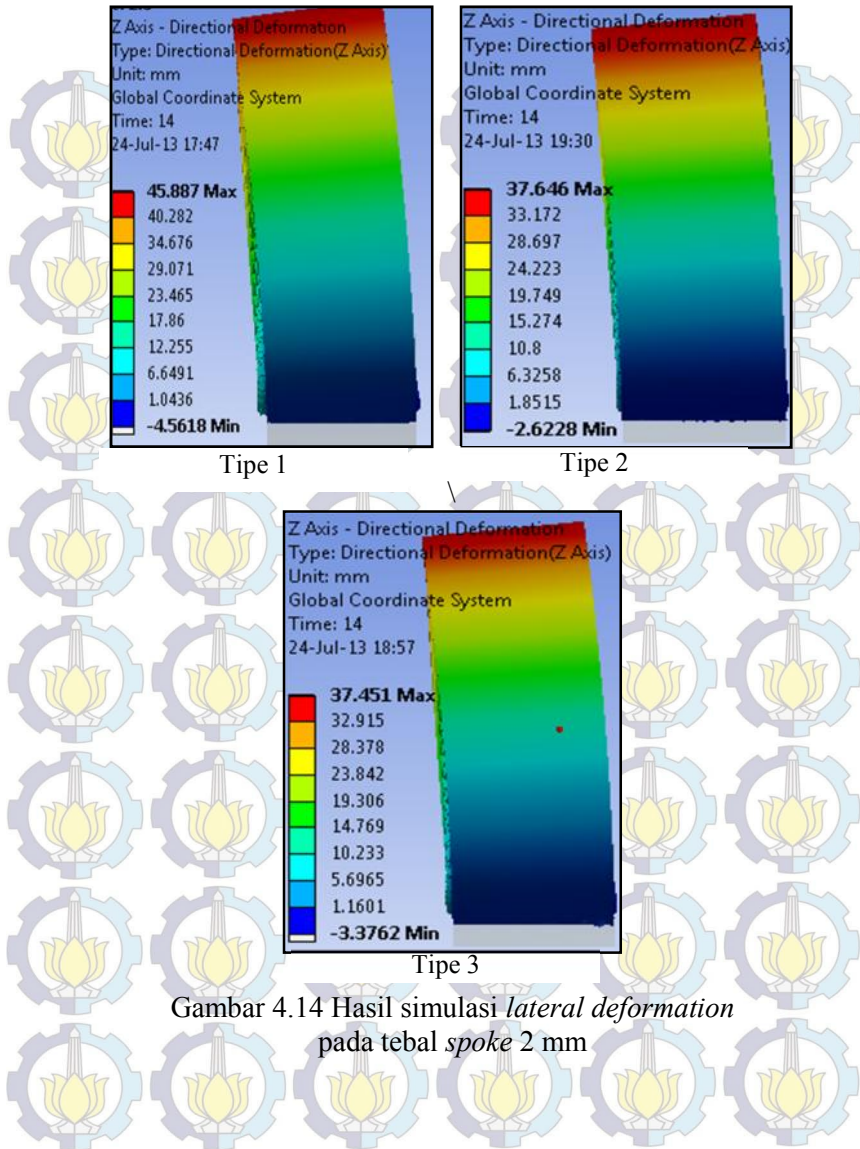
Dari persamaan-persamaan *trendline* pada gambar 4.14-4.16, dapat diketahui nilai kekakuan *lateral* dari masing-masing variasi ban tanpa udara. Adapun kekakuan *lateral* dari ban tanpa udara ditunjukkan seperti tabel 4.6.

Tabel 4.6 Penentuan Kekakuan Ban Tanpa Udara.

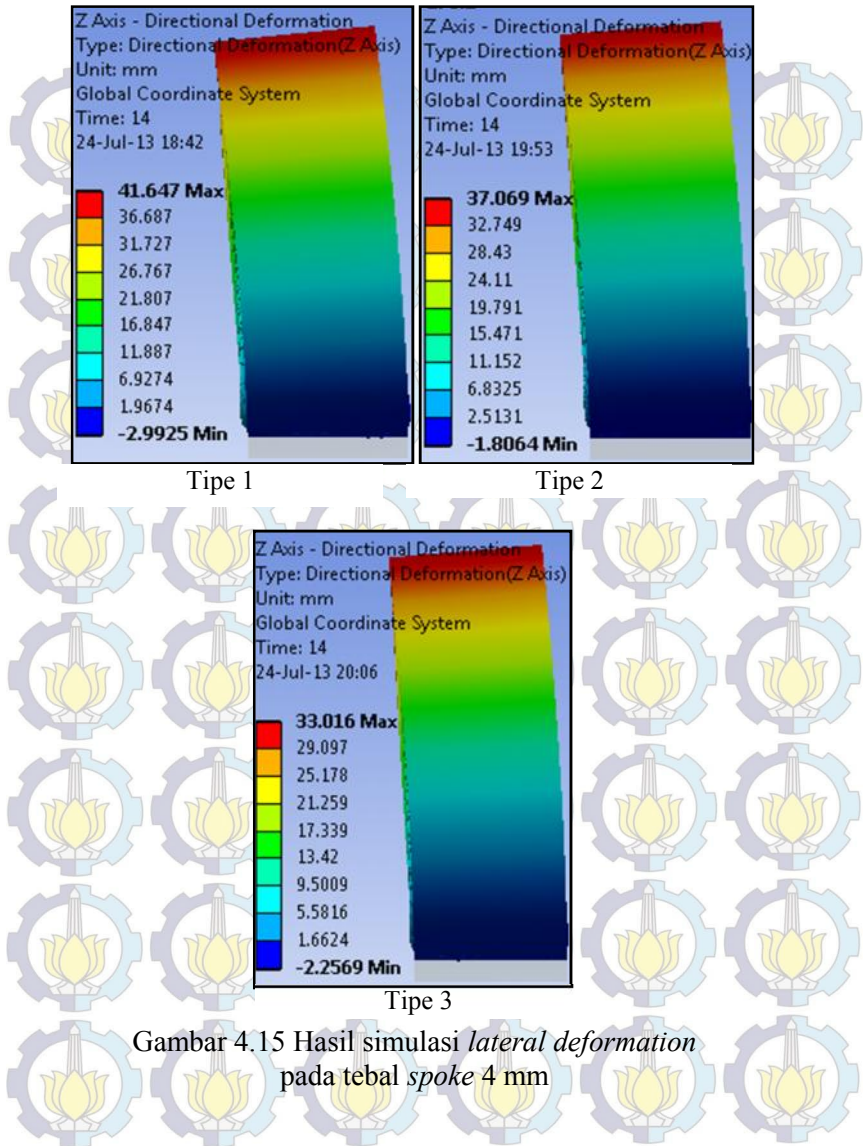
spoke		pesamaan garis	kekakuan
tipe	tebal		[N/mm]
1	2mm	$y = 28.493x + 13.123$	28.493
	4mm	$y = 32.825x + 25.572$	32.825
	6mm	$y = 34.313x + 6.743$	34.313
2	2mm	$y = 36.408x - 28.732$	36.408
	4mm	$y = 36.215x + 35.033$	36.215
	6mm	$y = 39.104x - 42.698$	29.104
3	2mm	$y = 34.205x - 27.602$	34.205
	4mm	$y = 40.592x + 22.232$	40.592
	6mm	$y = 52.162x - 6.0921$	52.162

Dari tabel 4.6, dapat diketahui nilai kekakuan *lateral* dari ban tanpa udara yang mendekati kekakuan *lateral* ban udara (74,629 N/mm). Adapun ban tanpa udara tersebut adalah pada *spoke* tipe 3 dengan tebal 4 mm dan 6 mm.

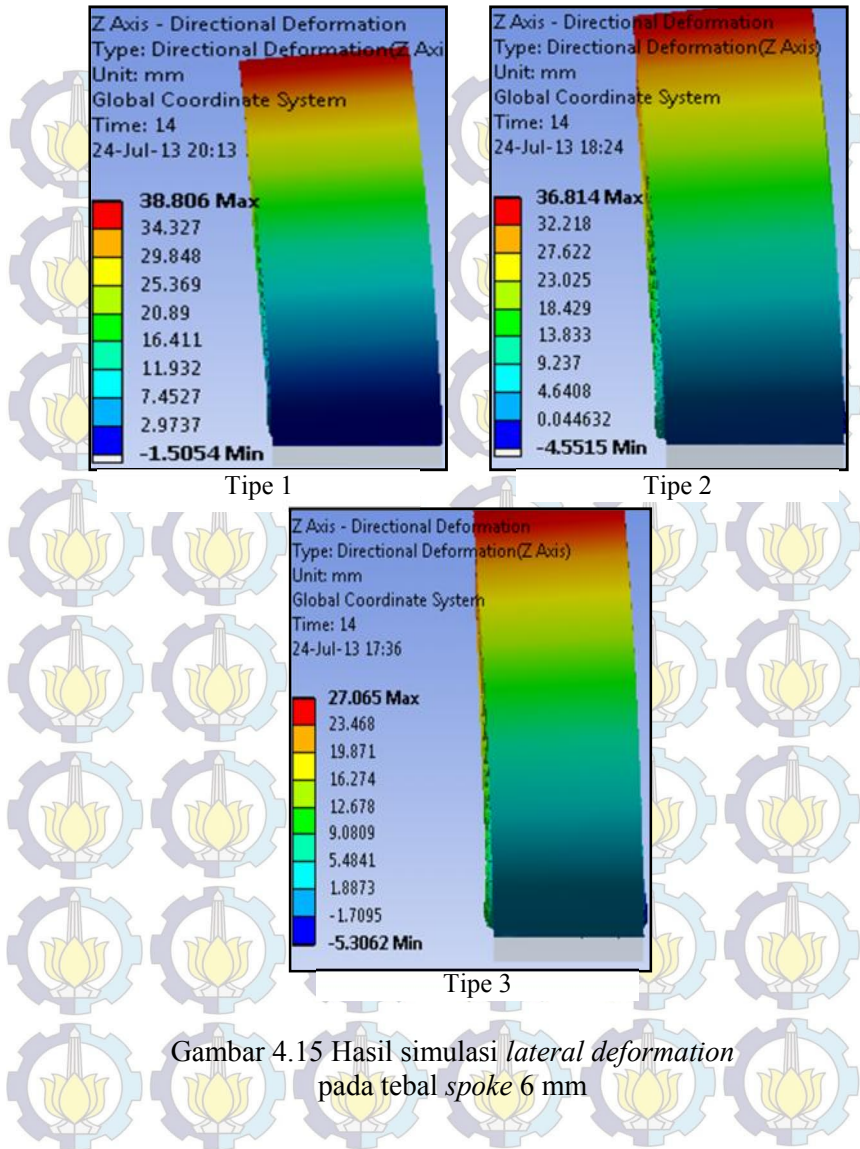
Data hasil dari simulasi dapat dilihat pada gambar 4.14-4.16 sebagai berikut.



Gambar 4.14 Hasil simulasi *lateral deformation* pada tebal *spoke* 2 mm



Gambar 4.15 Hasil simulasi lateral deformation pada tebal spoke 4 mm



Gambar 4.15 Hasil simulasi *lateral deformation* pada tebal *spoke* 6 mm

4.3.4 Nilai Tegangan Ban Tanpa Udara

Tebal dan tipe *spoke* sangat mempengaruhi nilai dari tegangan ban tanpa udara. Tegangan sendiri dapat menentukan apakah ban tersebut aman atau tidak. Adapun hasil analisis tegangan ban tanpa udara seperti terlihat pada tabel 4.7 berikut.

Tabel 4.7 Hasil Analisa Tegangan Ban Tanpa Udara.

<i>spoke</i> tipe	tebal	Tread [MPa]	Hook [MPa]	Spoke [MPa]	Ring [MPa]	Velg [MPa]	Tegangan Maksimum untuk SF=3					Keterangan
							Tread	Hook	Spoke	Ring	Velg	
1	2mm	2.96	175.78	2.22	50.03	8.03	5.97 MPa	400 MPa	5.97 MPa	100 MPa	100 MPa	aman
	4mm	2.11	272.20	1.12	103.67	11.42						ring tidak aman
	6mm	2.11	232.10	1.00	99.85	15.06						aman
2	2mm	5.90	264.42	2.13	102.11	5.92						ring tidak aman
	4mm	3.08	371.44	1.17	84.55	12.31						aman
	6mm	2.96	261.39	0.96	94.12	9.28						aman
3	2mm	2.00	257.60	2.09	85.50	4.69						aman
	4mm	3.25	208.77	1.23	89.48	6.87						aman
	6mm	2.32	261.37	1.03	65.23	4.52						aman

Dari tabel 4.8, didapatkan nilai tegangan maksimal yang dapat diterima masing-masing komponen ban tanpa udara dengan SF=3. Nilai tegangan yang diambil pada tabel 4.8 adalah pada saat ban tanpa udara menerima gaya (beban) radial sebesar 7000 N. Besar gaya tersebut merupakan gaya terbesar yang diterima ban pada analisis Tugas Akhir ini. Untuk ban tanpa udara dengan *spoke* tipe 1 dengan tebal 4 mm dan *spoke* tipe 2 dengan tebal 2 mm, ternyata menghasilkan nilai tegangan pada *ring* yang melebihi nilai tegangan maksimal. Sehingga ban tanpa udara tersebut tidak aman.

Sementara itu, untuk ban tanpa udara pada *spoke* tipe 3 dengan tebal 6 mm memiliki nilai kekakuan *radial* dan *lateral* mendekati ban udara. Dimana dari tabel 4.8, ban tanpa udara tersebut memiliki nilai tegangan yang aman pada setiap komponen ban.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari hasil analisis yang telah dilakukan untuk menentukan defleksi ban tanpa udara dengan tipe *spoke* belah ketupat, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Kekakuan *radial* pada ke-3 tipe *spoke* naik $\pm 30\%$ seiring dengan penambahan tebal *spoke* dari 2 mm ke 6 mm. Dari tipe *spoke* 1 ke tipe *spoke* 2 terjadi penurunan kekakuan *radial* sebesar $\pm 25\%$, akan tetapi pada tipe *spoke* 2 ke tipe *spoke* 3 tidak terjadi perubahan kekakuan yang signifikan hanya sekitar $\pm 5\%$ untuk setiap ketebalannya. Untuk kekakuan *lateral* terjadi kenaikan pada setiap penambahan tebal *spoke* pada masing-masing tipe *spoke* sekitar $\pm 10\%$.
2. Pada perhitungan ban udara memiliki nilai kekakuan *radial* = 225,99 N/mm. Adapun ban tanpa udara yang mendekati nilai kekakuan *radial* tersebut adalah pada *spoke* tipe 1 dengan tebal 4 mm (211,42 N/mm), *spoke* tipe 2 dengan tebal 6 mm (254,49 N/mm) dan *spoke* tipe 3 dengan tebal 6 mm (245,73 N/mm). Pada perhitungan ban udara memiliki nilai kekakuan *lateral* = 74,629 N/mm. Adapun ban tanpa udara yang mendekati nilai kekakuan *lateral* tersebut adalah pada *spoke* tipe 3 dengan tebal 4 mm (40,592 N/mm) dan 6 mm (52,162 N/mm). Kekakuan *lateral* dan *radial* dari ban tanpa udara yang sesuai dengan ban udara pada mobil Toyota Altis adalah ban udara dengan tipe *spoke* 3 dengan tebal 6 mm.

5.2 SARAN

Saran yang diberikan pada tugas akhir ini demi tersempurnanya analisis selanjutnya diantaranya:

1. Perlu dilakukan penelitian lanjutan di kondisi yang lebih ekstrim untuk menguji kelayakan dari ban tanpa udara ini.
2. Perlu adanya kombinasi material pada ban tanpa udara agar ban semakin sempurna.



(halaman ini sengaja dikosongkan)