TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS *INTERFERENCE FIT* ANTARA BAN *AIRLESS* DAN *VELG* SEPEDA MOTOR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

RAIHAN ARIQ PRATHAMA
NRP 02111640000128

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS *INTERFERENCE FIT* ANTARA BAN *AIRLESS* DAN *VELG* SEPEDA MOTOR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

RAIHAN ARIQ PRATHAMA
NRP 02111640000128

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

FINAL PROJECT - TM184835

INTERFERENCE FIT ANALYSIS BETWEEN AIRLESS TIRE AND MOTORCYCLE RIM USING FINITE ELEMENT METHOD

RAIHAN ARIQ PRATHAMA
NRP 02111640000128

Advisory Lecturer
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2020

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISIS *INTERFERENCE FIT* ANTARA BAN *AIRLESS* DAN *VELG* SEPEDA MOTOR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

RAIHAN ARIQ PRATHAMA

NRP. 02111640000128

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. (Pembimbing)
   NIP. 196508101991021001
2. Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T. .....(Penguji I)
   NIP. 196807061999031004
3. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., PhD. .....(Penguji II)
   NIP. 197909262005011001
4. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc. .....(Penguji III)
   NIP. 196511031990021001

SURABAYA
AGUSTUS 2020

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

ANALISIS *INTERFERENCE FIT* ANTARA BAN *AIRLESS* DAN *VELG* SEPEDA MOTOR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Raihan Ariq Prathama
NRP : 02111640000128
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRAK

Ban merupakan bagian dari kendaraan yang berperan penting dalam kenyamanan dan keamanan dalam proses berkendara. Sebagai bentuk dari perkembangan teknologi kendaraan, ban airless dihadirkan untuk mengatasi permasalahan yang ada pada ban radial. Namun, ban airless belum bisa diproduksi secara massal karena masih dalam tahap penelitian, salah satunya terkait ukuran fitting ban airless pada velg. Apabila fitting ban pada velg terlalu longgar, velg tidak mampu mentransmisikan gaya dan torsi pada ban sehingga terjadi slip. Apabila fitting ban pada velg terlalu rapat, pemasangan ban ke velg akan lebih sulit serta memungkinkan timbulnya tegangan berlebih yang mengakibatkan ban mengalami kerusakan (crack). Maka dari itu, perlu dilakukan analisis interference fit antara ban airless dengan velg.

Pada penelitian ini dilakukan analisis interference fitting ban airless pada velg ban sepeda motor menggunakan software ANSYS Workbench 18.1: Static Structural. Tahapan penelitian ini dimulai dengan membuat desain assembly ban airless dan velg menggunakan SOLIDWORKS 2018. Desain ban airless mengacu pada penelitian dari Agus Sigit Pramono et al. pada tahun 2019 sedangkan desain velg mengacu pada ukuran velg yang digunakan untuk sepeda motor matic. Kemudian, desain tersebut disimulasikan menggunakan software ANSYS Workbench 18.1 dengan metode static structural. Simulasi dilakukan dengan variasi fitting allowance dari ukuran 0,2 mm hingga 2 mm dengan

perbedaan ukuran tiap simulasinya sebesar 0,2 mm. Hasil yang diamati yaitu total deformation, von-mises stress, dan contact pressure. Dari hasil contact pressure tersebut, dengan rumus perhitungan yang ada didapatkan nilai torsi akibat interference fit. Nilai torsi ini kemudian dibandingkan dengan torsi roda sepeda motor, yaitu sebesar 290822 N.mm untuk mengetahui apakah terjadi slip pada ban airless terhadap velg.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai tegangan terkecil didapatkan ketika fitting allowance 0,2 mm yaitu sebesar 0,0462 MPa sedangkan nilai tegangan terbesar didapatkan ketika fitting allowance 2 mm yaitu sbesar 0,5691 MPa. Selain itu, didapatkan bahwa ukuran minimum fitting ban airless pada velg agar menghasilkan nilai torsi yang sama dengan nilai torsi roda sehingga tidak terjadi slip pada ban airless terhadap velg yaitu sebesar 0,7216 mm.

Kata Kunci: Ban Airless, Velg, Interference Fit, Finite Element Method, ANSYS Workbench 18.1

INTERFERENCE FIT ANALYSIS BETWEEN AIRLESS TIRE AND MOTORCYCLE RIM USING FINITE ELEMENT METHOD

Student Name : Raihan Ariq Prathama
Student's ID : 02111640000128
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRACT

Tyres are part of vehicle that plays an important role in comfort and safety in the driving process. As a form of vehicle technology developments, airless tires are presented to overcome the problems that exist in radial tires. However, airless tires have not been mass-produced because they are still in the research phase, one of them is related to the size of airless tire fittings on the rim. When the tire fittings on the rim are too loose, the wheels are not able to transmit the force and torque of the tires so that the slip occurs. If the tire fittings on the rim are too tightly, the mounting of the tire to the rim will be more difficult and allow the occurance excess stress resulting in the tire experiencing damage (crack). Therefore, an interference fit analysis is required using the finite element method.

In this research, interference fitting analysis of airless tire on motorcycle tire rim was conducted using ANSYS Workbench 18.1: Static Structural software. The phase of the research began with the design of airless tire and the rim assembly using SOLIDWORKS 2018. The airless tire design refers to the research of Agus Sigit Pramono et al. in 2019 while the rim design refers to the size of the rim used for matic motorcycle. Then, the design was simulated using ANSYS Workbench 18.1 software with static structural method. The simulation was done with a variation of the fitting allowances from 0.2 mm to 2 mm with the difference of each simulation of 0.2 mm. The results observed were total deformation, von-mises stress, and contact pressure. From the result of the

contact pressure, with the existing calculation formula, torque value due to interference fit obtained. This torque value was then compared with the wheel torque, which is 290822 N.mm to determine wether there is an airless tire slip against the rim.

The result shows that the smallest stress value is obtained with the fitting allowance of 0.2 mm that is 0.0462 MPa while the largest stress value is obtained with the fitting allowance of 2 mm that is 0.5691 MPa. In addition, it is obtained that the minimum size of the airless tire fitting in the rim to produce the same torque value as the wheel torque so that there is no slip on the airless tire against the rim is 0.7216 mm.

Keywords: Airless tire, rim, interference fit, finite element method, ANSYS Workbench 18.1

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S-1 Teknik Mesin FTIRS-ITS. Laporan tugas akhir ini saya susun sesuai dengan bidang studi saya yaitu Desain (Mekanika Benda Padat). Saya menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan, dan dorongan dari berbagai pihak. Untuk itu, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Robi Supriadi dan Ibu Heny Sulistyo Rini, selaku orangtua penulis yang selalu memberikan semangat dan do'a sepenuh hati hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan arahan, bimbingan, dan nasihat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T., Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D., dan Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc., selaku dosen penguji yang telah banyak memberikan saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen dan staff karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS
5. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
6. Teman-teman mahasiswa Departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS khususnya angkatan M59.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini dan jauh dari kata sempurna. Untuk itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang

bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan terima kasih.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN vi
ABSTRAK ix
ABSTRACT xi
KATA PENGANTAR xiii
DAFTAR ISI xv
DAFTAR GAMBAR xix
DAFTAR TABEL xxi
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusah Masalah 3
1.3 Tujuan Penelitian 3
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Manfaat Penelitian 4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Penelitian Terdahulu 5
2.2 Dasar Teori 13
2.2.1 Ban 13
2.2.1.1 Ban Pneumatik 15
2.2.1.1.1 Keuntungan dan Kerugian Ban Pneumatik 15
2.2.1.2 Ban Non-Pneumatik 16
2.2.1.2.1 Keuntungan dan Kerugian Ban Non-Pneumatik 17
2.2.1.3 Perbandingan antara Ban Pneumatik dan Non-Pneumatik 18

2.2.2 Ukuran Ban 18
2.2.3 Material Ban 20
2.2.3.1 Karet 20
2.2.3.2 *Polyurethane* (PU) 21
2.2.4 *Interference Fits* 24
2.2.4.1 Menemukan Besarnya Interferensi yang Diperlukan 26
2.2.4.2 *Interference Fits* antara Tabung Berdinding Tipis 27
2.2.4.3 *Interference Fits* antara Tabung Berdinding Tebal 29
2.2.5 *Finite Element Method* 32
2.2.6 Analisis Kontak di ANSYS 35
2.2.6.1 Jenis dan Perilaku Kontak 36
2.2.6.2 Algoritma Formulasi Kontak 38
BAB III METODE PENELITIAN 41
3.1 *Flowchart* Penelitian 41
3.2 Observasi 42
3.3 Perumusan Masalah 42
3.4 Studi Literatur 43
3.5 Penentuan Data Awal 43
3.5.1 Menghitung Torsi Roda 44
3.6 Proses Desain 45
3.7 Simulasi *Finite Element Method* 46
3.7.1 Menghitung Torsi yang Dihasilkan akibat *Interference Fit* 51

3.7.2 Variasi *Fitting Allowance* 53
3.8 Validasi Hasil Simulasi 53
3.8.1 Uji Konvergensi 53
3.8.2 Validasi Hasil 55
3.9 Evaluasi 57
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN 58
4.2 Data Hasil Simulasi 59
4.2 Analisis Tegangan Hasil Simulasi 61
4.3 Analisis Tekanan Kontak Hasil Simulasi 62
4.4 Analisis Pengaruh Ukuran *Fitting* terhadap Terjadinya Slip 63
4.5 Menentukan Ukuran *Minimum Fitting* 65
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 67
5.1 Kesimpulan 67
5.2 Saran 67
DAFTAR PUSTAKA 69
BIODATA PENULIS 71

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 (a) Desain Ban *Airless* yang Diajukan, (b) Ilustrasi Ketebalan *Spoke* (t) dan Sudut *Spoke* (θ) 5
Gambar 2. 2 Hasil Simulasi (a) Defleksi, (b) Tegangan Total 6
Gambar 2. 3 (a) Posisi Sambungan *Interference Fit* pada Perpindahan 0 mm (b) *Interference Fit* pada Perpindahan 1,7 mm..... 7
Gambar 2. 4 Grafik Hubungan antara *Allowance* dan Tegangan Von-Mises 8
Gambar 2. 5 (a) *Meshing* Elemen Hingga pada Penampang Aksisimetri, (b) Simulasi Permukaan Kontak dengan Beban Kontak Virtual (*Virtual Contact Loads*) 10
Gambar 2. 6 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh *Interference Fitting*..... 11
Gambar 2. 7 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh Ketebalan *Hub*..... 11
Gambar 2. 8 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh Geometri Poros..... 11
Gambar 2. 9 Distribusi Tegangan Kontak yang Dihasilkan oleh *Interference Fitting* dan Beban Vertikal..... 12
Gambar 2. 10 Distribusi Tekanan Kontak pada Lingkar Dekat Ujung Dalam 12
Gambar 2. 11 Ban Radial..... 13
Gambar 2. 12 Ban Padat 14
Gambar 2. 13 Ban *Airless* 15
Gambar 2. 14 Prinsip Kerja Ban Non-Pneumatik..... 17
Gambar 2. 15 Pembacaan Ukuran Ban 18
Gambar 2. 16 Kodefikasi Ban..... 19
Gambar 2. 17 Skala Kekerasan pada Durometer 23
Gambar 2. 18 *Interference Fits* (a) *Ideal Case*, (b) *Worst Case for Loose Fit*, (c) *Worst Case for Tight Fit* 25
Gambar 2. 19 Tabung Berdinding Tipis dengan Tekanan Internal P..... 28

Gambar 2. 20 Potongan Bagian dari Silinder Berdinding Tebal yang Mengalami Tekanan Internal dan Eksternal 30
Gambar 2. 21 Jenis Kontak pada ANSYS Workbench.....36
Gambar 2. 22 Algoritma Formulasi Kontak pada ANSYS Workbench 38
Gambar 3. 1 *Flowchart* Penelitian.....42
Gambar 3. 2 Ban *Airless* 45
Gambar 3. 3 *Velg* Ban.....45
Gambar 3. 4 *Assembly* Ban *Airless* dan *Velg* 46
Gambar 3. 5 Penentuan *Engineering Data* 47
Gambar 3. 6 Impor Geometri pada *Design Modeler*.....47
Gambar 3. 7 Penentuan Jenis Kontak 48
Gambar 3. 8 Penentuan *Fixed Support* 49
Gambar 3. 9 Proses *Meshing* 49
Gambar 3. 10 Hasil Simulasi 50
Gambar 3. 11 Potongan Bagian *Assembly* Ban *Airless* dan *Velg* 51
Gambar 3. 12 Grafik Uji Konvergensi.....54
Gambar 3. 13 *Mesh Quality* 4,5 mm.....55
Gambar 4. 1 Hasil Simulasi dengan *Fitting Allowance* 1 mm...60
Gambar 4. 2 Grafik Pengaruh *Fitting Allowance* terhadap Tegangan Ekivalen pada Ban *Airless* 61
Gambar 4. 3 Grafik Pengaruh *Fitting Allowance* terhadap Tekanan Kontak.....62
Gambar 4. 4 Tekanan Kontak antara Ban *Airless* dan *Velg* dengan *Fitting Allowance* 0,8 mm 63

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Tegangan Von-Mises untuk Beberapa Nilai *Allowance* 8
Tabel 2. 2 Perbandingan antara Ban Pneumatik dan Non-Pneumatik 18
Tabel 2. 3 Indeks Kecepatan dan Beban pada Kodefikasi Ban .. 20
Tabel 2. 4 *Properties* Karet Alam dan Sintetis 21
Tabel 2. 5 Tabel Sifat Mekanis *Polyurethane Rubber* 24
Tabel 3. 1 Dimensi Komponen 43
Tabel 3. 2 *Properties* Material Komponen 43
Tabel 3. 3 Spesifikasi Honda Vario 125 44
Tabel 3. 4 Analisis dengan Variasi *Fitting Allowance* 53
Tabel 3. 5 Uji Konvergensi 54
Tabel 4. 1 Hasil Simulasi *Interference Fit* 59
Tabel 4. 2 Torsi akibat *Interference Fitting* dengan *Variasi Fitting Allowance* 64

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia menjadi salah satu negara dengan jumlah pengguna kendaraan bermotor terbesar di dunia. Penggunaan kendaraan bermotor di Indonesia terus mengalami peningkatan di tiap tahunnya. Data dari Badan Pusat Statistik Indonesia menunjukkan jumlah kendaraan bermotor, yang terdiri dari mobil penumpang, mobil bis, mobil barang, dan sepeda motor, dari tahun 2016 hingga 2018 berturut-turut sebanyak 129.281.079 unit, 137.211.818 unit, dan 146.858.759 unit. Bertambahnya jumlah penggunaan kendaraan bermotor ini tentunya diiringi dengan meningkatnya produksi komponen dari kendaraan tersebut, salah satunya yaitu ban.

Ban merupakan bagian dari kendaraan yang berperan penting dalam kenyamanan dan keamanan dalam proses berkendara. Jenis ban yang paling banyak diproduksi dan digunakan pada kendaraan bermotor yaitu ban radial. Ban ini dipilih karena memiliki kemampuan yang baik dalam meningkatkan kenyamanan dalam berkendara. Namun, ban ini sangat bergantung pada tekanan udara yang ada di dalamnya dan dapat rusak apabila terkena paku, sekrup, dan lain-lainnya. Dengan meningkatnya jumlah produksi dan pemakaian ban ini tentunya menimbulkan limbah ban bekas yang terus meningkat pula. Michelin menyebutkan bahwa sebanyak 200 juta ban dibuang tiap tahunnya karena kerusakan. Limbah ban bekas ini menjadi persoalan yang cukup serius berbagai negara di dunia, tak terkecuali Indonesia karena proses pengolahannya yang tidak mudah dan banyak dilakukan penelitian untuk menemukan alternatif lain pada proses pengolahan limbah ban bekas.

Ban *airless*, sebagai bentuk dari perkembangan teknologi kendaraan dihadirkan untuk mengatasi persoalan tersebut. Beberapa produsen ban seperti Michelin, Bridgestone, Goodyear, dan General Motors (GM) telah melakukan penelitian terhadap ban

tanpa udara dan berhasil memproduksi ban tanpa udara milik mereka. Ban *airless* memanfaatkan desain *spokes* untuk menahan beban dan menggantikan peran tekanan udara pada ban radial. *Spokes* didesain sedemikian rupa agar memiliki tingkat keamanan dan kenyamanan yang sama dengan penggunaan ban radial. Ban ini juga tidak akan rusak apabila terkena paku dan sejenisnya sehingga umur ban pun menjadi lebih panjang, dua hingga tiga kali dari umur ban radial. Dengan begitu, ban *airless* mampu menekan jumlah limbah ban bekas yang dihasilkan. Namun, saat ini ban *airless* masih perlu untuk terus diteliti agar tingkat keamanan dan kenyamanannya semakin tinggi, salah satunya yaitu terkait ukuran *fitting* ban *airless* pada *velg*.

Apabila dua buah komponen akan dirakit, akan terjadi suatu hubungan yang ditimbulkan karena adanya perbedaan ukuran antara pasangan komponen tersebut. Hubungan itu disebut *fit* atau suaian. Ada tiga jenis suaian, salah satunya yaitu *interference fit*. *Interference Fit* atau biasa disebut suaian paksa adalah suaian antara dua komponen yang dipasangkan di mana akan selalu menghasilkan kerapatan. Beberapa contoh umum *interference fit* dalam kehidupan sehari-hari yaitu pemasangan *fitting* poros ke bantalan, *fitting* bantalan ke *housing*, pemasangan koneksi kedap air ke kabel, dan *fitting* pipa ketika dipasang dan dikencangkan. Pemasangan ban pada *velg* juga dipasang secara *interference fitting*. Apabila *fitting* terlalu longgar, *velg* tidak mampu mentransmisikan gaya dan torsi kepada ban sehingga terjadi slip. Sebaliknya, apabila *fitting* terlalu rapat atau sesak, proses pemasangan ban ke *velg* akan mengalami kesulitan, memungkinkan timbulnya tegangan yang melebihi tegangan *yield* sehingga ban mengalami kerusakan (*crack*).

Maka dari itu, perlu dilakukan penelitian terkait *interference fit* pada pasangan ban *airless* dengan *velg*. Untuk menyelesaikan permasalahan *interference fit* ini akan digunakan simulasi menggunakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga yaitu *ANSYS Workbench 18.1*. Dari hasil simulasi diharapkan mampu mendapatkan ukuran *fitting* yang sesuai untuk

ban *airless* pada *velg* sehingga dapat memudahkan dalam proses perakitannya serta tidak terjadi slip saat ban dioperasikan.

1.2 Perumusah Masalah

Dari latar belakang di atas, penulis dapat merumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh besar *fitting* terhadap tegangan pada ban *airless* sebagai tegangan awal akibat pemasangan pada *velg*?
2. Bagaimana ukuran *fitting* yang sesuai untuk ban *airless* pada *velg*?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh besar *fitting* terhadap tegangan pada ban *airless* sebagai tegangan awal akibat pemasangan pada *velg*.
2. Mengetahui ukuran *fitting* yang sesuai untuk ban *airless* pada *velg* sehingga memudahkan dalam proses perakitan dan tidak terjadi slip saat ban dioperasikan pada sepeda motor.

1.4 Batasan Masalah

Agar masalah yang muncul dapat dianalisa dengan baik, dapat mencapai tujuan, dan tidak melebar dari sudut pandang permasalahan, maka diperlukan batasan-batasan masalah, antara lain:

1. Dimensi awal ban *airless* menyesuaikan ukuran *velg*.
2. Material yang digunakan untuk ban *airless* adalah *polyurethane L100*.
3. Tipe spoke dari ban *airless* adalah belah ketupat dengan *rhombic angle* sebesar $107{,}0^0$ dan ketebalan spoke sebesar 4 mm.

4. *Velg* yang digunakan memiliki lebar 67,52 mm dan diameter 374,87 mm. Dimensi ini merupakan ukuran *velg* untuk sepeda motor *matic*.
5. Analisa dilakukan pada kondisi ban telah terpasang pada *velg* dan tanpa ada tambahan beban eksternal.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

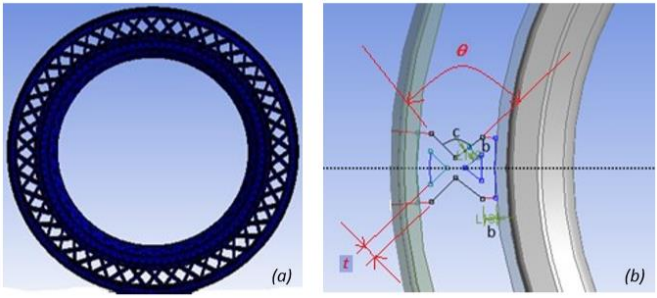
1. Sebagai media pengembangan ilmu pengetahuan khususnya pada teknologi ban *airless*.
2. Menjadi referensi untuk menganalisa permukaan kontak dan *interference fitting* pada pasangan ban *airless* dan *velg* sehingga nantinya bisa menjadi pertimbangan dalam proses produksi ban *airless*.
3. Mengembangkan kemampuan penggunaan dan penguasaan perangkat lunak metode elemen hingga, khususnya *ANSYS Workbench* dalam aplikasi masalah teknik sebagai metode alternatif di samping metode analitis dan eksperimentasi.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

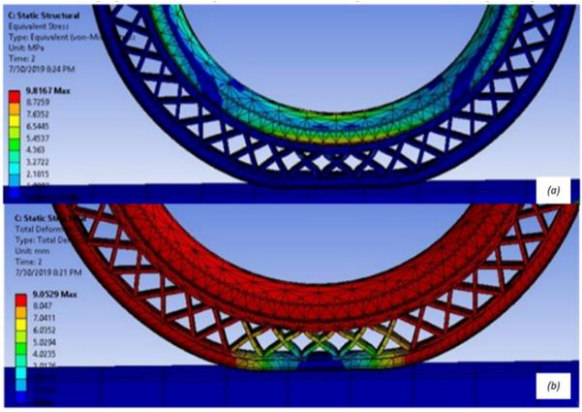
Penelitian sebelumnya yang masih terkait dengan penelitian penulis dan bisa dijadikan sebagai referensi yaitu penelitian dari Agus Sigit Pramono *et al.* pada tahun 2019, Rahul G. Karmankar pada tahun 2017, dan Hua Zhao pada tahun 1997.

Penelitian pertama dilakukan oleh Agus Sigit Pramono dari Indonesia dengan judul *Optimization in Airless Tires Design Using Backpropagation Neural Network (BPNN) and Genetic Algorithm (GA) Approaches*. Penelitian ini berfokus pada optimasi desain *spokes* ban airless dengan bentuk belah ketupat (*rhombic*). Parameter *input* yang akan dioptimasi yaitu ketebalan *spokes*, *rhombic angle*, dan tipe material *polyurethane* yang digunakan. Variasi ketebalan *spokes* yang akan diteliti yaitu 2 mm, 3mm, dan 4 mm. Lalu, untuk *rhombic angle* divariasikan dari 135°, 120°, dan 100°. Terakhir, untuk tipe *polyurethane* yang digunakan yaitu *Polyurethane L42*, *Polyurethane L100*, dan *Polyurethane L135*. Desain awal ban *airless* yang ditentukan memiliki dimensi lebar sebesar 135 mm dan diameter luar sebesar 798,6 mm, serta tekanan yang diberikan sebesar 30 psi.



Gambar 2. 1 (a) Desain Ban *Airless* yang Diajukan, (b) Ilustrasi Ketebalan *Spoke* (t) dan Sudut *Spoke* (θ)

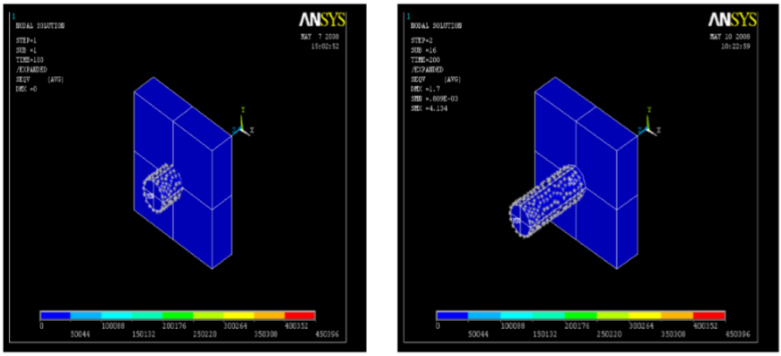
Desain ban *airless* dengan parameter yang ada kemudian dianalisa menggunakan *finite element method* menghasilkan respons berupa defleksi dan tegangan total. Hasil respons dari analisa tersebut kemudian digunakan pada *Backpropagation Neural Network* untuk dilakukan optimasi. Terakhir, hasil dari BPNN digunakan sebagai fungsi kecocokan untuk mendapatkan desain optimum dari ban *airless* menggunakan *Genetic Algorithm*.



Gambar 2. 2 Hasil Simulasi (a) Defleksi, (b) Tegangan Total

desain optimum ban *airless* dengan bentuk belah ketupat adalah menggunakan material *Polyurethane* L100, dengan ketebalan *spokes* sebesar 4 mm serta *rhombic angle* sebesar 107,778^{o}. Desain tersebut menghasilkan defleksi sebesar 5,842 mm dan tegangan total sebesar 9,287 MPa.

Penelitian kedua dilakukan oleh Rahul G.Karmankar dari India dengan judul *Analysis of Von-Mises Stress for Interference Fit and Pull-Out States by Using Finite Element Method*. Penelitian ini menunjukkan tegangan von-Mises yang terjadi pada permukaan pin yang ditarik keluar dari permukaan lubang dari jarak 0 mm sampai 1,7 mm.



(a) (b)

Gambar 2. 3 (a) Posisi Sambungan *Interference Fit* pada Perpindahan 0 mm (b) *Interference Fit* pada Perpindahan 1,7 mm

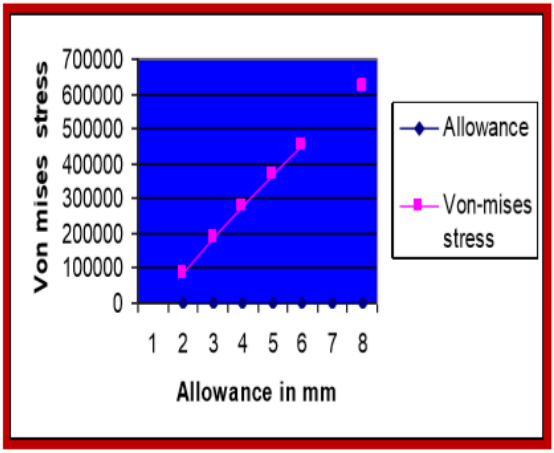
Ada dua langkah pembebanan pada penelitian ini, yaitu langkah pembebanan 1 dan langkah pembebanan 2. Pada langkah pembebanan 1, *interference fit*, solusi dilakukan tanpa kendala perpindahan tambahan. Pin dipaksa masuk dalam lubang karena geometrinya. Tegangan dihasilkan karena ketidakcocokan umum antara ukuran permukaan target (lubang) dan permukaan kontak (pin). Langkah pembebanan 2, *pull out*, yaitu memindahkan pin sejauh 1,7 unit keluar dari lubang menggunakan kondisi perpindahan DOF pada node yang berpasangan serta mengaktifkan *time stepping* secara eksplisit untuk menjamin konvergensi solusi.

Dengan menggunakan metode elemen hingga, nilai yang tepat dari tegangan von-Mises untuk *interference fit* dan *pull out* pin adalah sebagai berikut: tegangan von-Mises untuk *interference fit* pin sebesar 87394E-06 MPa dan tegangan von-Mises untuk *pull out* pin di mana D_{maks} = 1,7 mm sebesar 4,143E-06 MPa. Dengan begitu, dengan bantuan *software* ANSYS, *interference fit* dengan *allowance* sebesar 0,01 mm menunjukkan hasil terbaik dibandingkan dengan ukuran *allowance* lainnya untuk ukuran lubang 0,49 mm dan ukuran pin 0,50 mm.

Selain itu, dilakukan penelitian untuk beberapa *allowance* yang berbeda yang lebih kecil nilainya, dari 0,001 mm sampai 0,007 mm. Hasilnya dapat dilihat pada tabel di bawah, serta hubungan antara *allowance* dan tegangan von-Mises ditunjukkan pada grafik berikut.

Tabel 2. 1 Tegangan Von-Mises untuk Beberapa Nilai *Allowance*

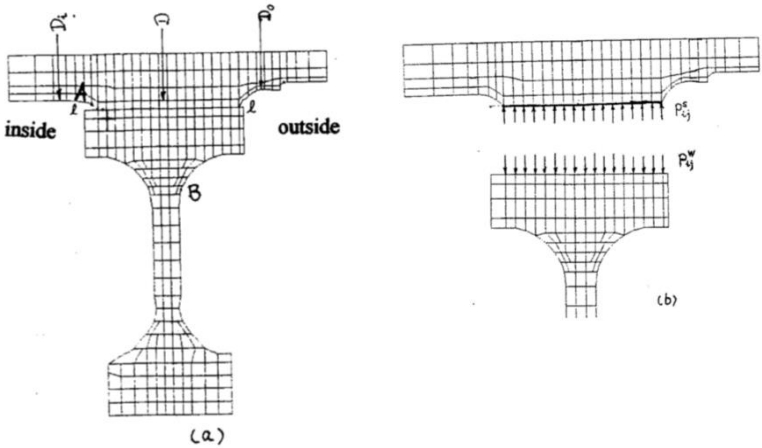
Allowance in mm	Contact stress in Mpa	Von-mises stress in MPa
0.001	2160 E-06	82779E-06
0.002	3717 E-06	189948 E-06
0.003	6598 E-06	280476 E-06
0.004	7139 E-06	366706 E-06
0.005	8861 E-06	452983 E-06
0.006	9961 E-06	552983 E-06
0.007	11092 E-06	622790 E-06



Gambar 2. 4 Grafik Hubungan antara *Allowance* dan Tegangan Von-Mises

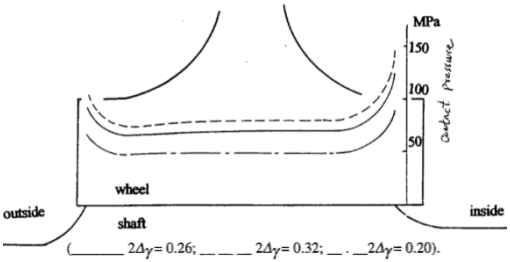
Dapat disimpulkan bahwa nilai tegangan von-Mises meningkat seiring dengan kenaikan nilai *allowance*. Tetapi, dari penelitian sebelum-sebelumnya, jelas bahwa nilai tegangan von-Mises berkurang apabila nilai *allowance* jauh meningkat. Maka dari itu, ada nilai standar untuk interferensi, harus diambil sesuai kebutuhan.

Penelitian ketiga dilakukan oleh Hua Zhao dari Cina dengan judul *Numerical Analysis of The Interference Fitting Stresses between wheel and shaft*. Dalam penelitian ini dilakukan analisis untuk mengetahui distribusi tegangan kontak pada permukaan pasangan roda dan poros pada kereta api. Dua prosedur analisis digunakan untuk mengetahui tegangan kontak tersebut. Pertama yaitu analisis tegangan kontak hanya diakibatkan *interference fitting* dan yang kedua yaitu analisis tegangan kontak akibat beban eksternal. Program berbasis elemen hingga linier umum yang diadopsi pada penelitian ini yaitu SAP5. Pada penelitian ini diberikan contoh kasus dengan parameter sebagai berikut: 3140 elemen solid dan 5125 node pada semua bagian *assembly* roda dan poros; diameter luar poros adalah D = 210 mm pada daerah pemasangan, D_o = 170 mm pada bagian luar, dan D_i = 186 mm pada bagian dalam; diameter dalam hub roda adalah 209,74 mm dan toleransi interferensi dalam diameter adalah 0,26 mm; diameter dalam poros berongga adalah 80 mm dan diameter luar roda 920 mm; ketebalan hub, h = 55 mm; modulus Young, E = 200.000 MPa; rasio Poisson adalah 0,3; beban vertikal $2F_v$ = 176,9 kN dan beban horizontal F = 88,45 kN.

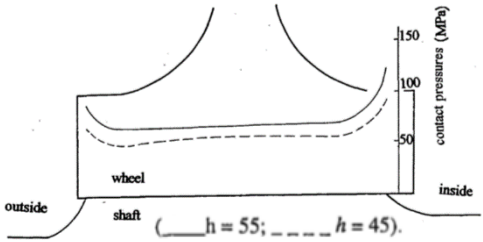


Gambar 2. 5 (a) *Meshing* Elemen Hingga pada Penampang Aksisimetri, (b) Simulasi Permukaan Kontak dengan Beban Kontak Virtual (*Virtual Contact Loads*)

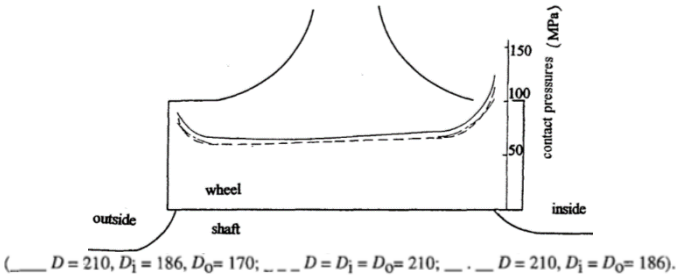
Pada analisis tegangan kontak hanya diakibatkan *interference fitting*, ada tiga parameter yang divariasikan yaitu toleransi interferensi (0,20 mm, 0,26 mm, dan 0,32 mm), ketebalan hub (h = 55 mm dan h = 45 mm), serta geometri poros (poros dengan $D_i = D_o = D = 210$ mm dan poros dengan $D_i = D_o = 186$ mm). Hasilnya, tekanan kontak seragam di bagian tengah permukaan pasangan tetapi ada peningkatan mendadak di kedua ujungnya. Semakin besar toleransi interferensi, semakin besar tekanan kontak pada permukaan kontak. Ketika ketebalan hub berkurang, kendala pada permukaan kontak menjadi lebih lemah dalam arah radial, akibatnya, tekanan kontak berkurang. Sebaliknya, tegangan melingkar mengalami beberapa peningkatan. Dibandingkan dengan besarnya toleransi interferensi dan ketebalan hub, perubahan bahu poros memiliki pengaruh yang lebih kecil pada tegangan kontak dan perubahan strukturalnya dapat diabaikan.



Gambar 2. 6 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh *Interference Fitting*

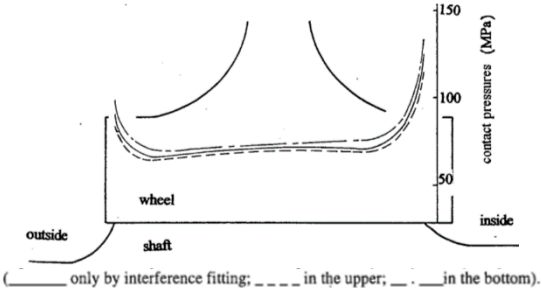


Gambar 2. 7 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh Ketebalan Hub

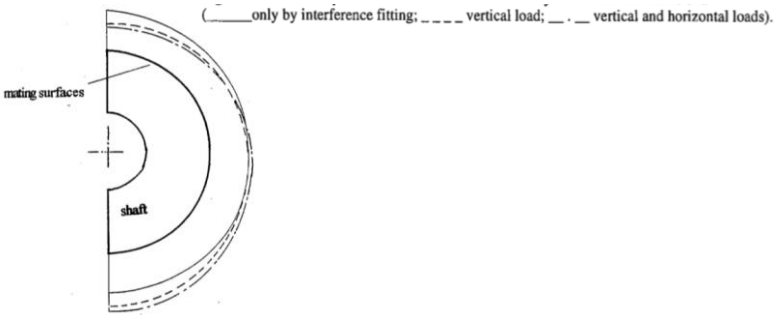


Gambar 2. 8 Distribusi Tekanan Kontak yang Dihasilkan oleh Geometri Poros

Pada analisis tegangan kontak akibat beban eksternal, diberikan pembebanan secara vertikal dan horizontal. Ditemukan bahwa tekanan kontak pada permukaan pasangan meningkat secara bertahap dari daerah atas ke bawah. Tekanan kontak maksimum terjadi di bagian dalam permukaan pasangan, yaitu sebesar 132,8 dan 135,2 MPa. Tegangan ekivalen maksimum (tegangan von-Mises) di poros berada di bagian dalam busur A yaitu sebesar 97,2 MPa dalam dua kasus pembebanan. Tegangan ekivalen maksimum di roda berada pada bagian busur B, dan secara terpisah yaitu sebesar 134,6 dan 145,8 MPa



Gambar 2. 9 Distribusi Tegangan Kontak yang Dihasilkan oleh *Interference Fitting* dan Beban Vertikal



Gambar 2. 10 Distribusi Tekanan Kontak pada Lingkar Dekat Ujung Dalam

Dari tinjauan penelitian sebelumnya, belum didapati penelitian tentang *interference fits* untuk ban pada *velg*, terlebih untuk ban *airless*.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Ban

Ban merupakan salah satu bagian dari sebuah kendaraan yang memiliki peran penting dalam keamanan dan kenyamanan dalam berkendara. Beberapa fungsi ban yaitu sebagai penahan beban, traksi dan pengereman, dan kemampuan manuver. Umumnya, macam-macam ban berdasarkan pasar dapat dikategorikan menjadi tiga yaitu ban radial (*radial tyres)*, ban padat (*solid tyres*), dan ban tanpa udara (*airless tyres*).

Ban radial sering digunakan untuk transportasi massal seperti bus, truk, dan mobil *van* juga pada sepeda maupun sepeda motor. Ban ini memiliki kemampuan dalam meningkatkan kenyamanan yang baik selama kendaraan dioperasikan. Namun, ban ini memiliki beberapa kekurangan antara lain proses *manufacturing* yang rumit, tingkat kenyamanan dan keamanan bergantung pada tekanan udara di dalam ban, serta dapat rusak apabila terkena paku, sekrup, dan lain-lain. Kemampuan untuk berdeformasi dan gesekan antara ban dengan jalan juga perlu diperhatikan dari persentase energi yang hilang, yang mana energi yang hilang akibat kedua faktor tersebut meningkat sekitar 80-90% dari total energi yang hilang.

Gambar 2. 11 Ban Radial

Ban padat biasanya digunakan untuk mengangkat beban yang berat, seperti pada *forklift* dan *dump truck*. Ban ini lebih aman terhadap benda tajam bila dibandingkan dengan ban radial, namun tingkat kenyamanannya lebih rendah. Desainya yang *solid* membuat tingkat kenyamanan rendah karena daya rendam goncangan yang buruk. Ban ini hanya dapat digunakan pada kecepatan yang rendah karena traksi antara ban dan jalan yang buruk. Selain itu, penggunaan pada kecepatan tinggi akan menyebabkan panas yang akan menurunkan *durability* ban ini.

Gambar 2. 12 Ban Padat

Ban tanpa udara (*airless tire*) didesain dan diproduksi untuk mengatasi permasalahan yang terjadi pada ban radial dan ban padat. Ban ini menyediakan keamanan dan kenyamanan di dalam kendaraan selama operasi. Ban ini tetap berfungsi ketika terhantam oleh benda tajam, sehingga ban ini biasa digunakan pada kendaraan militer. Selain itu, ban *airless* bebas perawatan sehingga dapat megurangi biaya perawatan ban selama dioperasikan. Tetapi ban ini juga memiliki beberapa kekurangan, yaitu biaya pembuatan yang mahal dan sulit diimplementasikan pada kendaraan dengan kecepatan lebih dari 50 mph. Ban *airless* ini menjadi hal yang penting di kalangan peneliti untuk mengembangkan ban yang baik guna meningkatkan kenyamanan dan keamanan pada kendaraan.

Gambar 2. 13 Ban *Airless*

2.2.1.1 Ban Pneumatik

Ban pneumatik adalah ban yang terbuat dari karet keras dan bekerja pada udara tekan. Pada bagian tapak biasanya diperkuat dengan sabuk baja atau bahan lainnya menutupi inti bagian dalam dan menyediakan area kontak dengan jalan. Tekanan udara yang ada di dalam ban ini lebih besar dari tekanan udara di atmosfer sehingga ban tetap menggembung bahkan dengan adanya berat kendaraan di atasnya. Tekanan udara dalam ban memberikan perlawanan terhadap kekuatan yang mencoba mendeformasi ban tersebut, tetapi memberikan efek bantalan sampai tingkat tertentu ketika ban menabrak gundukan di jalan (Rangdale et al., 2018).

2.2.1.1.1 Keuntungan dan Kerugian Ban Pneumatik

A. Keuntungan

1. Pemasangannya sederhana
2. Lebih aman
3. Kebocoran dapat dengan mudah diperbaiki
4. Pendinginan yang lebih baik
5. Memiliki berat yang lebih ringan
6. Umur *tread* (tapak) lebih panjang
7. *Rolling resistance* (tahanan guling) lebih rendah
8. Lebih nyaman

B. Kerugian

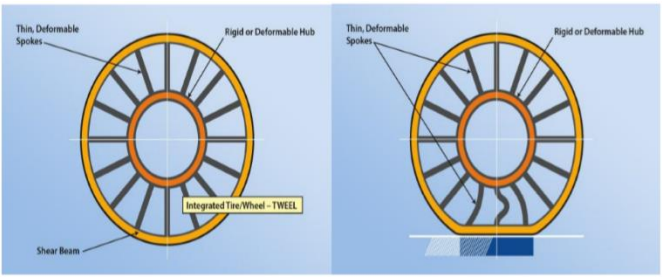
1. *Steering* lebih berat pada kecepatan rendah

2. Kurang nyaman ketika berkendara pada kecepatan rendah
3. Tidak stabil saat di tikungan

2.2.1.2 Ban Non-Pneumatik

Ban non-pneumatik, atau ban tanpa udara (*airless tyres*), adalah ban yang tidak didukung oleh tekanan udara. Ban *airless* umumnya memiliki gesekan guling yang lebih tinggi dan memberikan suspensi yang jauh lebih sedikit daripada ban pneumatik yang berbentuk dan berukuran serupa. Ban *airless* sering diisi dengan polimer terkompresi (plastik), bukan udara. *Resilient Technologies and Wisconsin Madison's Company*, yang berspesialisasi dalam rekayasa dan desain polimer, menciptakan "ban non-pneumatik" yang pada dasarnya adalah polimer bulat *honeycomb* yang dibungkus dengan tapak (tread) hitam tebal. Struktur *honeycomb* dirancang untuk menopang beban yang diletakkan di atas ban, menghilangkan panas, dan mengimbangi beberapa masalah ini. Menurut pengembang, desain *honeycomb* merupakan duplikat terbaik, untuk kenyamanan berkendara, dari ban pneumatik. Tujuannya adalah untuk mengurangi variasi kekakuan ban, untuk membuatnya mentransmisikan beban secara seragam dan menjadi lebih homogen (Rangdale et al., 2018).

Ban *airless* tidak menggunakan rakitan hub roda tradisional. Bagian dalam hub yang solid dipasang ke gandar dan dikelilingi oleh spoke *polyurethane* yang tersusun dalam pola irisan. *Shear band* direntangkan melintasi spoke membentuk tepi luar ban. Di atasnya diduduki tapak, bagian yang bersentuhan dengan permukaan jalan. Bantal yang dibentuk oleh udara yang terperangkap di dalam ban pneumatik digantikan oleh kekuatan spoke, yang menerima tegangan dari *shear band*. Ketika ban *airless* berjalan di jalan, spoke menyerap goncangan yang disebabkan oleh kecacatan jalan seperti halnya tekanan udara pada ban pneumatik. Saat guncangan terperangkap, spoke yang fleksibel tersebut akan terdeformasi dan guncanganpun diserap. Saat guncangan berakhir, spoke akan kembali ke bentuk semula (Borude et al., 2018).



Gambar 2. 14 Prinsip Kerja Ban Non-Pneumatik

2.2.1.2.1 Keuntungan dan Kerugian Ban Non-Pneumatik

A. Keuntungan

1. Tidak ada lagi katup udara
2. Tidak perlu lagi mengisi udara
3. Tidak ada lagi ban bocor
4. Menjanjikan tingkat kinerja yang lebih baik dari yang dimungkinkan dengan ban pneumatik konvensional
5. Memberikan kenyamanan saat berkendara dan meningkatkan *handling* kendaraan
6. Fleksibilitasnya memberikan peningkatan area permukaan kontak sehingga meningkatkan cengkeraman ban dengan tanah

B. Kerugian

1. Lebih mahal
2. Penggantian komponen apa pun pada ban ini hampir tidak mungkin, yaitu setiap kali ban aus atau mengalami kerusakan maka harus diganti seluruhnya
3. Dapat menahan paku polisi yang mungkin menyulitkan untuk penegakan hukum di jalan raya
4. Kurangnya penyesuaian, jika sekali diproduksi tidak dapat diubah ataupun disesuaikan

2.2.1.3 Perbandingan antara Ban Pneumatik dan Non-Pneumatik

Tabel 2. 2 Perbandingan antara Ban Pneumatik dan Non-Pneumatik

Parameter	***Pneumatic Tyre***	***Non-Pneumatic Tyre***
Life	*Life of tyre is less*	*Life of tyre is long as it was made of polymer*
Efficiency	*More efficiency about 80%*	*Less efficiency about 40%*
Cost	*Cheaper*	*High costlier*
Air	*Air is essentional factor*	*No need of air*
Air Valve	*Valve is needed*	*No need of valve*
Puncture	*Occured*	*No puncture occured*

2.2.2 Ukuran Ban

Ukuran ban memiliki variasi yang beragam. Ukuran ban biasanya ditunjukkan dengan angka, seperti 70/90-17. Penulisan tersebut mempunyai makna, bahwa ban memiliki lebar ban sebesar 70 mm, dengan presentase rasio antara lebar ban dengan tingginya sebesar 90%, dan diameter velg dalam yaitu 17 inch.

Pada gambar 2.15, gambar yang menunjukkan pembacaan ukuran ban, dapat diketahui secara jelas ukuran ban dari angka yang ditunjukkan.

Gambar 2. 15 Pembacaan Ukuran Ban

Gambar di atas menjelaskan ukuran ban 215/70 R15, yang memiliki makna bahwa lebar ban yaitu 215 mm, dengan ukuran velg 15 inch, dan ketinggian ban sebesar 150,5 mm yang didapat dari rasio 70%. Ketinggian dari keseluruhan ban adalah penjumlahan antara ukuran velg (15 inch) dan ketinggian ban pada sisi atas maupun bawah (2x150,5 mm).

Adapula, pembacaan ukuran ban yang lebih detil sesuai dengan gambar 2.16 yaitu gambar kodefikasi pada ban. Sedangkan tabel 2.3 merupakan gambar pendukung dari indeks kecepatan maupun beban yang terdapat pada kodefikasi ban.

Gambar 2. 16 Kodefikasi Ban

Dari gambar 2.16 di atas 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) menujukkan tipe ban yang ada 3 huruf, yaitu: R = ban radial, D = ban bias dan B = ban bias dengan sabuk.

5. Angka (16) setelah huruf menunjukan ukuran velg yang sesuai, atau ukuran diameter dalam ban.
6. Angka (95) merupakan kapasitas beban yang dapat ditumpu oleh ban sesuai dengan index yaitu 690 kg.
7. Huruf (V) merupakan simbol kecepatan yang diperbolehkan pada ban. V sendiri memiliki batas kecepatan yaitu 240 km/jam.

Tabel 2. 3 Indeks Kecepatan dan Beban pada Kodefikasi Ban

INDEX BEBAN	
KODE	BEBAN
30	106 kg
31	109 kg
32	118 kg
33	115 kg
38	132 kg
40	140 kg
41	*145 kg*
42	150 kg
43	155 kg
44	160 kg
45	165 kg
46	170 kg
47	175 kg
48	180 kg

INDEX SPEED	
KODE	SPEED
B	50 km/jam
C	60 km/jam
D	65 km/jam
E	70 km/jam
F	80 km/jam
G	90 km/jam
J	100 km/jam
K	110 km/jam
L	120 km/jam
M	130 km/jam
N	140 km/jam
P	*150 km/jam*
T	190 km/jam
U	200 km/jam

Speed Rating	Miles/Hour	Kilometers/Hour
U	124	200
H	130	210
V	149	240
Z	150+	240+
W	168	270
Y	186	300

Load index	Load in Kg per tyre	Load index	Load in Kg per tyre	Load index	Load in Kg per tyre	Load index	Load in Kg per tyre	Load index	Load in Kg per tyre
62	265	75	387	88	560	101	825	114	1180
63	272	76	400	89	580	102	850	115	1215
64	280	77	412	90	600	103	875	116	1250
65	290	78	425	91	615	104	900	117	1285
66	300	79	437	92	630	105	925	118	1320
67	307	80	450	93	650	106	950	119	1360
68	315	81	462	94	670	107	975	120	1400
69	325	82	475	95	690	108	1000	121	1450
70	335	83	487	96	710	109	1030	122	1500
71	345	84	500	97	730	110	1060	123	1550
72	355	85	515	98	750	111	1090	124	1600
73	365	86	530	99	775	112	1120	125	1650
74	375	87	545	100	800	113	1150	126	1700

2.2.3 Material Ban

2.2.3.1 Karet

Karet alam merupakan polimer isoprena (C5H8) diperoleh dari pohon *hevea brasiliensis*. Karet alam adalah bentuk alamiah dari 1,4–polyisoprene yang banyak digunakan untuk berbagai aplikasi (Tarachiwin et al. 1858-1863). Hal ini disebabkan sifat mekanik dan elastisitasnya sangat baik. Karet alam sebagai salah

satu bahan komposit utama untuk barang jadi memiliki sifat mekanik yang sangat baik antara lain untuk parameter kuat tarik (*tensile strength*), modulus, kuat sobek (*tear strength*) dan kekerasan (*hardness*). Karet alam sebagai polimer alami selain mempunyai keunggulan, pada keadaan tertentu mengalami kelemahan. Kelemahan karet alam antara lain tidak tahan terhadap bahan kimia, pelarut organik, serangan ozon, perubahan cuaca, oksigen, sinar matahari, sinar UV, dan kelembaban.

Karet sintesis adalah karet buatan yang diolah dari minyak bumi kemudian dipolimerisasi dan memiliki sifat yang menyerupai karet alam. Berikut merupakan perbandingan *properties* antara karet alam dan sintesis yang ditunjukkan pada tabel 2.4.

Tabel 2. 4 *Properties* Karet Alam dan Sintetis

Parameters	***Density* (kg/m^3)**	***Young Modulus* (MPa)**	***Poison Ratio***	***Allowable stress* (MPa)**
Natural Rubber (Karet Alam)	930	1,9	0,4997	31
Styrene Butadiene Rubber (Karet Sintesis)	992	0,48	0,49	36

2.2.3.2 *Polyurethane* (PU)

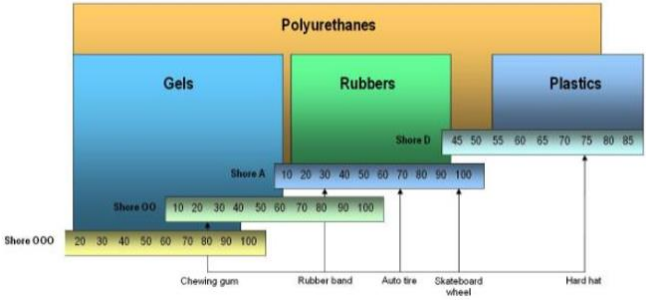
Polyurethane (PU) adalah bahan serba guna dengan potensi besar untuk digunakan dalam aplikasi yang berbeda, terutama berdasarkan pada hubungan struktur-properti mereka. Sifat mekanik, fisik, biologis, dan kimia spesifik mereka menarik perhatian penelitian yang signifikan untuk menyesuaikan PU untuk digunakan dalam aplikasi yang berbeda. Peningkatan sifat dan

kinerja bahan berbasis PU dapat dicapai melalui perubahan proses produksi atau bahan baku yang digunakan dalam pembuatannya atau melalui penggunaan teknik karakterisasi lanjutan. Modifikasi bahan baku dan proses produksi melalui metode yang tepat dapat menghasilkan PU yang cocok untuk beragam aplikasi spesifik.

Polyurethane (PU) terbuat dari *polyisocyanate* (OCN-R-NCO) dan senyawa *polyhydroxy* (HO-R-OH) dan terdapat sejumlah senyawa makromolekul -NHCOO yang berulang di rantai utama. *Polyurethane* dikenal sebagai 'plastik terbesar kelima'. Dalam industri modern lebih sering digunakan sebagai bahan organik polimer. Karena kinerjanya yang relatif unggul, ini dapat diterapkan secara luas dalam kehidupan sehari-hari. Sebagai contoh, penerapannya dalam metalurgi konstruksi bangunan, konstruksi mobil, industri ringan, industri tekstil, konstruksi bangunan, peralatan medis, energi, peralatan pertahanan dan kapal sudah di akui (Yanping, 2018).

Shore durometer merupakan instrumen yang digunakan untuk mengukur kekerasan material, umumnya karet, elastomer, dan polimer. Pengukuran kekerasan Shore A disebut 'durometer'. Pengujian dilakukan pada karet yang divulkanisasi menurut ASTM D2240, dan pada Cincin O lengkap menurut ASTM D1414. Instrumen Durometer terdiri dari batang baja yang dikeraskan dengan kerucut miring di ujungnya. Batang baja diisi pegas dan mengaktifkan pengukur dengan skala antara 1 dan 100. Sampel uji diposisikan lurus di bawah kerucut miring. Instrumen kemudian ditekan terhadap bahan sampai pelat logam rata di bagian bawah diratakan dengan sampel elastomer. Dalam skalanya, angka yang lebih tinggi menentukan resistensi yang lebih unggul terhadap indentasi dan karenanya bahan yang lebih sulit. Jadi, semakin sedikit kerucut merusak sampel, semakin tinggi kekerasan material. Secara berbeda, angka yang lebih rendah pada skala durometer menunjukkan resistensi yang lebih rendah terhadap indentasi dan material yang lebih lembut, sehingga semakin banyak kerucut yang merusak sampel, semakin kecil kekerasan

material (Barnwell, 2020). Berikut adalah grafik perbandingan antara skala kekerasan dari Durometer.



Gambar 2. 17 Skala Kekerasan pada Durometer (*Pittsburgh, 2018*)

Dari gambar 2.17 dapat dilihat tingkat kekerasan dari beberapa material plastik. Sebagai contoh pada gelang karet memiliki kekerasan 30 pada shore A, lalu ban kendaraan biasanya memiliki kekerasan 70 pada shore A dan ban sakteboard memiliki kekerasan sekitar 100 pada shore A. Untuk tipe *polyurethane* sendiri, jika dibandingkan berdasarkan kekerasan di atas, dibagi menjadi tiga yaitu berupa *gel*, karet, dan plastik. Untuk pembuatan ban *airless* sendiri kita akan menggunakan *polyurethane* yang berjenis karet (*polyurethane rubber*) dengan kekerasan 35 shore D karena memiliki sifat yang sesuai dengan ban pada umumnya dan yang paling banyak beredar di pasaran.

Polyurethane rubber adalah *polyurethane* yang memiliki sifat elastis seperti karet namun dengan proses produksi yang mudah, memiliki rentang kekerasan yang luas sehingga dapat disesuaikan dengan kebutuhan. *Polyurethane rubber* juga memiliki keunggulan berupa viskositas yang rendah sehingga tidak perlu menghilangkan udara yang terkandung dalam campuran. Dan keunggulan utama *polyurethane rubber* adalah memiliki ketahanan terhadap abrasi yang tinggi jika dibandingkan dengan karet.

Berikut adalah sifat mekanis dari *polyurethane rubber* dalam pasar:

Tabel 2. 5 Tabel Sifat Mekanis *Polyurethane Rubber*

Parameters	***Density*** **(kg/m^3)**	***Young Modulus*** **(MPa)**	***Poisson Ratio***	***Allowable Stress*** **(MPa)**
Polyurethane L42	1070	2.8	0.49	20.7
Polyurethane L100	1100	7.6	0.49	31
Polyurethane L130	1210	32	0.49	62

2.2.4 *Interference Fits*

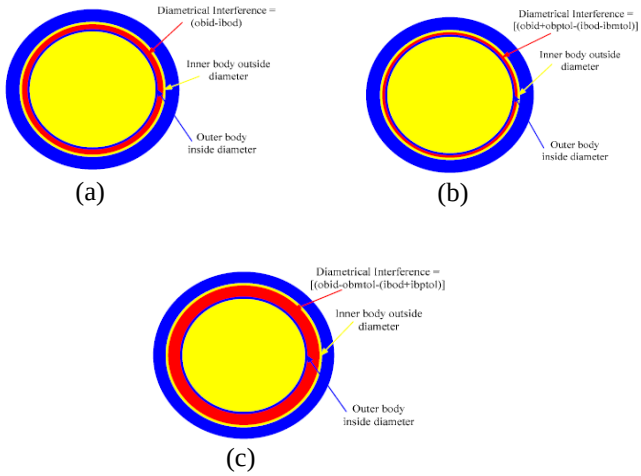
Interference adalah jumlah dimana ukuran sebenarnya dari poros lebih besar dari ukuran aktual dari ukuran lubang dalam suatu rakitan. *Fits* adalah tingkat kesesakan atau kelonggaran antara dua bagian yang digabungkan. Gangguan pada suatu rakitan dengan model *interference fits* memberikan kontak yang erat antara bagian-bagian yang tergabung, yang ditahan secara permanen oleh gaya gesek yang dihasilkan oleh tekanan kontak antara bagian-bagian tersebut. Secara luas, ada tiga jenis *fitting*, berdasarkan jumlah gangguan pada pasangan *pin-tube*; *clearance fits, transition fits,* dan *interference fits*. *Clearance fits* memungkinkan adanya pergerakan relatif sedangkan *interference fits* mengakibatkan sambungan yang erat antara kedua bagian (Hüyük et al., 2014).

Interference fits umumnya dicapai dengan membentuk dua bagian yang digabungkan sehingga bagian yang satu atau lainnya, atau bahkan keduanya sedikit menyimpang dalam ukuran dari dimensi nominal. Ketika poros ditekan ke dalam bantalan, dua bagian saling mengganggu pekerjaan masing-masing. Akibatnya, kedua bagian tersebut sedikit merusak secara plastis setiap bagian

yang ditekan, dan salah satu gangguan di antara kedua bagian itu adalah gesekan yang sangat tinggi sehingga torsi yang besar pun tidak dapat membuat salah satunya berputar relatif terhadap lainnya. Mereka terkunci dan berputar bersamaan. Formulasi diperlukan untuk menghitung kelonggaran yang akan menghasilkan kekuatan suaian, seperti suaian longgar, suaian sesak, dan suaian pas. Nilai kelonggaran tergantung dari material yang digunakan, seberapa besar ukuran bagian-bagiannya, dan seberapa besar derajat keketatan yang diinginkan.

Beberapa contoh umum *interference fits* dalam kehidupan sehari-hari adalah pemasangan *fitting* poros ke bantalan, bantalan ke *housing*, pemasangan koneksi kedap air ke kabel, dan pada *fitting* pipa ketika dipasang dan dikencangkan (Karmankar, 2017). *Interference fits* juga terjadi pada pemasangan ban pada *velg*, seperti yang akan dibahas pada penelitian ini.

Di bawah ini merupakan ilustrasi dari beberapa kasus *interference fits* pada dua buah silinder.



Gambar 2. 18 *Interference Fits* (a) *Ideal Case*, (b) *Worst Case for Loose Fit*, (c) *Worst Case for Tight Fit*

Dapat dilihat pada gambar 2.18(a) merupakan ilustrasi dari kasus *interference fits* yang ideal sedangkan pada 2.18(b) dan (c) adalah kasus terburuk dari *interference fits*. Pada 2.18(b) *fitting* terlalu longgar sehingga dapat menyebabkan komponen silinder bagian dalam tidak mampu mentransmisikan gaya dan torsi yang diharapkan. Sebaliknya, pada 2.18(c) *fitting* terlalu sesak sehingga akan mengalami kesulitan dalam proses pemasangan dan akan menimbulkan tegangan yang melebihi tegangan *yield* sehingga komponen silinder bagian luar mengalami kerusakan (*crack*). Ilustrasi di atas bisa juga diaplikasikan pada pemasangan ban pada *velg*.

2.2.4.1 Menemukan Besarnya Interferensi yang Diperlukan

Untuk menentukan interferensi yang diperlukan antara dua bagian, harus ditentukan tekanan apa yang diperlukan untuk mentransmisikan beban di seluruh *interface* dengan adanya koefisien gesek yang terbatas antara kedua material di *interface*. Empat langkah berikut dapat diikuti untuk menemukan besarnya interferensi yang diperlukan:

1. Mengukur komponen perakitan untuk memungkinkan keduanya membawa beban yang diterapkan (aksial, puntir, tekuk, geser, termal, dan beban inersia) dalam kombinasi apa pun yang ditentukan sesuai pengaplikasiannya.
2. Menemukan jumlah interferensi antara dua bagian yang akan menghasilkan tekanan *interface* yang bekerja pada area *interface* yang akan memungkinkan sistem untuk mendukung beban yang diterapkan. Untuk nilai interferensi yang diperlukan, tambahkan nilai kombinasi terburuk dari toleransi tertinggi dan terendah untuk kedua komponen. Jika kesalahan pabrikan pada sisi minus toleransi, rakitan komponen harus tetap memiliki daya cekam yang cukup. Jika kesalahan terjadi pada sisi positifnya, rakitan tidak boleh pecah karena tekanan interferensi yang meningkat.

3. Menghitung tegangan interferensi dalam rakitan dengan asumsi bahwa interferensi sama dengan masing-masing nilai tinggi dan rendah yang ditemukan pada langkah 2, ditambah dengan nilai absolut dari total perpindahan (yang disebabkan oleh beban) pada *inerface* yang ditemukan pada langkah 1.
4. Menghitung keadaan tegangan resultan dalam bodi komponen akibat beban yang diterapkan dan *interference fit*, menggunakan lingkaran Mohr atau kriteria hasil ekivalen, seperti von-Mises. Jika produk tegangan ekivalen dan faktor keamanan dan faktor kelelahan melebihi tegangan *yield* yang diijinkan, kita harus menambah ukuran komponen dan kembali ke langkah 2.

Sering kali, implementasi langkah 1 – 4 akan cukup kompleks untuk menjamin penggunaan komputer dan algoritma rekursif untuk mendapatkan nilai-nilai optimal. Langkah 1 – 4 di atas menguraikan struktur algoritma tersebut. Untuk menentukan apakah toleransi pada suatu *interference fit* diharuskan, kita harus memahami bagaimana menentukan tekanan pada *interface* dan tekanan yang dihasilkan di tiap bagiannya.

Kekuatan cekam dari *interference fit* bergantung pada koefisien gesekan dan kekasaran permukaan dari kedua bagian yang saling menusuk satu sama lain, membentuk ikatan mekanis.

2.2.4.2 Interference Fits antara Tabung Berdinding Tipis

Untuk menentukan interferensi yang diizinkan antara tabung luar tipis yang harus menyusut di atas tabung dalam tipis, perlu dipertimbangkan bahwa perubahan diameter hanyalah fungsi dari konstanta (C) yang harus ditentukan dan tekanan antarmuka yang diinginkan (P). Tekanan hanya dapat menyebabkan tekanan melingkar pada tabung dalam dan luar. Karena simetri, nilai tekanan harus konstan di arah melingkar sepanjang keliling.

Perubahan melingkar δ_θ sesuai dengan regangan melingkar ε_θ adalah

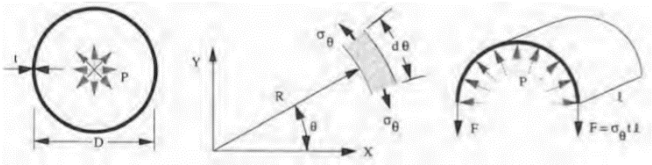
$$\delta_\theta = \pi D \varepsilon_\theta$$

Perubahan diameter ΔD sesuai dengan perubahan melingkar δ_θ adalah

$$\Delta D = \frac{\delta_\theta}{\pi}$$

Sehingga perubahan diameter yang disebabkan oleh regangan melingkar adalah

$$\Delta D = D \varepsilon_\theta$$



Gambar 2. 19 Tabung Berdinding Tipis dengan Tekanan Internal P

Dengan definisi tabung berdinding tipis $D \gg t$ dan dengan $\sigma_\theta \gg \sigma_r$ sehingga σ_r dapat diabaikan, dengan begitu regangan melingkar menjadi

$$\varepsilon_\theta = \frac{PD}{2tE}$$

Jadi, perubahan diameter ΔD dari tabung berdinding tipis yang disebabkan oleh tekanan yang bekerja pada tabung tersebut adalah

$$\Delta D = \frac{PD^2}{2tE}$$

Gaya diferensial dalam arah Y yang disebabkan oleh tekanan yang bekerja pada elemen diferensial dari satuan panjang $d\theta$ adalah $0.5D\theta P \sin\theta$, sehingga tegangan σ_θ adalah

$$\sigma_\theta = \int_0^\pi \frac{D \sin\theta}{2} d\theta = \frac{PD}{2t}$$

$$\sigma_{\theta o} = \frac{D_o t_i E_i E_o \Delta D}{D_i{}^2 (t_i E_i + t_o E_0)} \qquad \sigma_{\theta i} = \frac{D_i t_o E_i E_o \Delta D}{D_i{}^2 (t_i E_i + t_o E_0)}$$

Apabila tabung terbuat dari bahan yang sama dengan ketebalan dinding yang sama pula, maka persamaan di atas menjadi

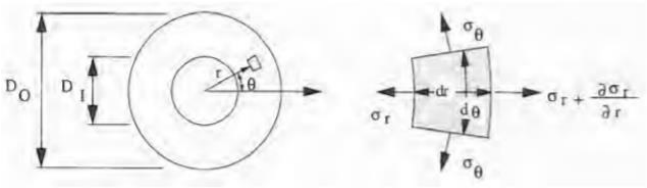
$$\sigma_{\theta max} = \frac{E(\Delta D/2)}{D_i}$$

Di mana:

$\sigma_{\theta max}$ = Tegangan Melingkar Maksimum (MPa)
E = Modulus Young (MPa)
ΔD = Perubahan Diameter (mm)
D_i = Diameter Dalam (mm)

2.2.4.3 Interference Fits antara Tabung Berdinding Tebal

Untuk benda berdinding tebal, tegangan melingkar bervariasi dengan jari-jari, dan ada komponen tegangan dalam arah radial yang tidak dapat diabaikan. Gambar 2.19 menunjukkan potongan bagian dari silinder berdinding tebal. Untuk menentukan interferensi minimum dan maksimum yang diperlukan, digunakan cara yang sama seperti yang dilakukan untuk tabung berdinding tipis. Asumsi utama adalah bahwa masalahnya adalah dua dimensi sehingga bidang penampang silinder tetap setelah deformasi.



Gambar 2. 20 Potongan Bagian dari Silinder Berdinding Tebal yang Mengalami Tekanan Internal dan Eksternal

Deformasi pada silinder berdinding tebal yang diberi beban berupa tekanan yang seragam adalah simetris dan karena itu hanya terdiri dari perpindahan radial semua titik dalam silinder. Karena simetri, perpindahan radial tidak dapat bervariasi secara melingkar (*circumferential*) tetapi dapat bervariasi secara radial.

Untuk silinder yang mengalami tekanan internal, perpindahan radial dari permukaan bagian dalam adalah

$$u_{inner} = \frac{D_{I,outer}P}{2E_{outer}}\left(\frac{{D_{I,outer}}^2 + {D_{O,outer}}^2}{{D_{O,outer}}^2 - {D_{I,outer}}^2} + \eta_{outer}\right)$$

Untuk silinder (atau poros saat $D_i = 0$) yang mengalami tekanan eksternal, perpindahan radial di permukaan luar adalah

$$u_{outer} = -\frac{D_{O,inner}P}{2E_{inner}}\left(\frac{{D_{I,inner}}^2 + {D_{O,inner}}^2}{{D_{O,inner}}^2 - {D_{I,inner}}^2} - \eta_{inner}\right)$$

Untuk *shrink fit*, perpindahan akan sama dan berlawanan. Perbedaan keduanya dengan demikian menjadi satu setengah dari interferensi diametris Δ. Dengan demikian, tekanan antarmuka adalah

$$P_{interface} = \frac{\Delta}{D_{interface}\left\{\frac{1}{E_o}\left(\frac{{D_{interface}}^2 + {D_o}^2}{{D_o}^2 - {D_{interface}}^2} + \eta_o\right) + \frac{1}{E_i}\left(\frac{{D_{interface}}^2 + {D_i}^2}{{D_{interface}}^2 - {D_i}^2} - \eta_i\right)\right\}}$$

Persamaan untuk tegangan pada silinder yang mengalami tekanan internal dan eksternal yaitu

$$\sigma_r = \frac{{D_i}^2 P_i - {D_o}^2 P_o}{{D_o}^2 - {D_i}^2} - \frac{(P_i - P_o){D_o}^2 {D_i}^2}{4r^2\left({D_o}^2 - {D_i}^2\right)}$$

$$\sigma_\theta = \frac{{D_i}^2 P_i - {D_o}^2 P_o}{{D_o}^2 - {D_i}^2} + \frac{(P_i - P_o){D_o}^2 {D_i}^2}{4r^2\left({D_o}^2 - {D_i}^2\right)}$$

Ketika silinder hanya mengalami tekanan internal P_i saja, persamaan tegangannya menjadi

$$\sigma_r = \frac{{D_{I,outer}}^2 P}{{D_{O,outer}}^2 - {D_{I,outer}}^2}\left(1 - \frac{{D_{O,outer}}^2}{{D_{I,outer}}^2}\right)$$

$$\sigma_\theta = \frac{{D_{I,outer}}^2 P}{{D_{O,outer}}^2 - {D_{I,outer}}^2}\left(1 + \frac{{D_{O,outer}}^2}{{D_{I,outer}}^2}\right)$$

Tegangan maksimum terjadi pada permukaan dalam silinder di mana r = $D_i/2$. Tegangan radial adalah tekan, dengan besarnya yaitu $-P_i$ sedangkan tegangan melingkar adalah tarik dan besarnya selalu lebih besar dari tegangan radial. Untuk kasus di mana silinder hanya mengalami tekanan eksternal P_o saja, persamaan tegangannya adalah

$$\sigma_r = -\frac{{D_{O,inner}}^2 P}{{D_{O,inner}}^2 - {D_{I,inner}}^2}\left(1 - \frac{{D_{I,inner}}^2}{{D_{O,inner}}^2}\right)$$

$$\sigma_\theta = -\frac{{D_{I,inner}}^2 P}{{D_{O,inner}}^2 - {D_{I,inner}}^2}\left(1 + \frac{{D_{I,inner}}^2}{{D_{O,inner}}^2}\right)$$

Perhatikan bahwa σ_r dan σ_θ keduanya adalah tekan. Persamaan ini memberikan keadaan tegangan ekivalen untuk permukaan bagian dalam dan luar kedua silinder. Untuk

menentukan tekanan *interface* maksimum yang diijinkan, kita harus menggabungkan tekanan ini dengan tegangan yang terbentuk pada permukaan dalam dan luar dari kedua bagian oleh beban lain yang diterapkan dengan menggunakan, misalnya, kriteria Mises.

2.2.5 *Finite Element Method*

Finite Element Method (metode elemen hingga) merupakan salah satu metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan berbagai masalah *engineering*. Hasil yang diberikan dari metode elemen hingga merupakan hasil prediktif menggunakan pendekatan matematis pada elemen-elemen bagiannya. Macam-macam masalah yang dapat diselesaikan dengan metode ini antara lain seperti analisis struktur, perpindahan panas dan massa, aliran fluida, dan potensial elektromagnetik.

Metode elemen hingga cukup baik dalam menyelesaikan masalah yang mencangkup geometri yang rumit dengan pembebanan dan sifat mekanis material yang sulit diselesaikan dengan metode matematika analitis. Penyelesaian dengan metode matematika analitis akan membutuhkan persamaan diferensial yang lebih terperinci pada setiap detail geometri. Metode matematika analitis akan lebih menguras pikiran dan waktu yang lebih lama dalam melakukan analisis terhadap suatu geometri khusus yang rumit. Begitu juga pada penyelesaian masalah dengan metode eksperimental. Pada geometri yang besar akan banyak menghabiskan biaya dan waktu dalam menganalisis suatu tinjauan. Maka dari itu, digunakan metode elemen hingga sebagai pendekatan penyelesaian masalah *engineering* yang dapat dipertanggung-jawabkan kehandalan dan keakuratannya untuk menghemat biaya dan waktu dalam proses analisis.

Saat ini, metode elemen hingga sudah banyak berkembang di berbagai bidang. Dalam dunia pendidikan, metode elemen hingga telah dijadikan sebagai metode dari berbagai macam penelitian. Sementara dalam dunia perindustrian, metode elemen hingga sering kali dijadikan dasar perancangan suatu produk hingga dijadikan sebagai alat analisis dari berbagai permasalahan,

dibuktikan dengan kerjasama antara beberapa perusahaan dengan penyedia perangkat lunak metode elemen hingga. Saat ini, telah banyak perangkat lunak berbasis elemen hingga untuk menyelesaikan berbagai permasalahan, antara lain *Solidworks*, *Ansys*, *Abaqus*, *Catia*, dan lain-lain.

Inti dari penyelesaian masalah menggunakan metode elemen hingga adalah membagi suatu objek yang akan dianalisis menjadi beberapa bagian atau elemen-elemen dengan ukuran dan geometri tertentu. Setiap bagian atau elemen yang telah dibagi-bagi kemudian dihubungkan dengan *node*, kemudian persamaan matematis yang terkandung dalam elemen dipergunakan untuk merepresentasikan permasalah objek tersebut. Tujuan penyelesaian menggunakan metode elemen hingga adalah menyelesaikan permasalahan analisis pada suatu persamaan diferensial geometri dan pembebanan yang rumit, sehingga sulit untuk diselesaikan secara analitis. Karena perhitungan analitis membutuhkan besaran yang harus diketahui pada setiap titik objek yang dikaji, sedangkan pada geometri yang rumit memiliki banyak besaran yang tidak diketahui. Selain itu, metode elemen hingga juga dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dinamik atau bergantung pada perubahan waktu .

Dalam menyelesaikan suatu permasalahan analisis suatu struktur menggunakan metode elemen hingga, setidaknya prosedur yang harus dipenuhi antara lain:

1. Membuat model atau geometri awal suatu struktur yang akan dianalisis.
2. Menentukan jenis material yang digunakan pada model yang akan dianalisis. Penentuan jenis material juga diikuti dengan penentuan sifat mekanik material, seperti modulus elastis, *poisson ratio*, kekuatan tarik, dan lain-lain.
3. Membuat elemen dari model yang akan dianalisis, meliputi jenis elemen, jumlah elemen yang diberikan pada model geometri, dan juga ukuran elemen.
4. Memberi kondisi batas (*Boundary Condition*) pada model atau geometri yang akan dianalisis. Kondisi batas

diberikan pada model sebagai representasi tumpuan dari keadaan yang sesungguhnya sedemikian rupa, sehingga model geometri pada perangkat lunak dapat sesuai hasil yang seharusnya.

5. Memberikan kondisi pembebanan. Berbagai macam pembebanan yang dapat diberikan, antara lain seperti *force*, *moment*, *pressure*, dan lain-lain. Kondisi pembebanan disesuaikan dengan keadaan sesungguhnya atau keadaan yang ingin dicoba pada suatu permasalahan suatu model.
6. Analisis hasil setelah berjalan proses simulasi terhadap suatu model. Analisis hasil merupakan tahap terakhir dalam melakukan simulasi menggunakan perangkat lunak metode elemen hingga. Hasil yang didapatkan yang paling umum meliputi tegangan, regangan, dan lain-lain sesuai hasil yang diharapkan dalam simulasi. Beberapa perangkat lunak yang mampu menyelesaikan simulasi dengan hasil analisis antara lain *ANSYS mechanical APDL*, *Autodyn*, dan lain-lain.

Penyelesaian metode elemen hingga umumnya menggunakan metode matriks. Setiap elemen memiliki persamaan masing-masing, yang kemudian digabungkan menjadi persamaan dari keseluruhan sistem. Memodelkan suatu elemen dengan memberikan beban, dibutuhkan persamaan yang menghubungkan antara beban berupa gaya yang diberikan pada nodal elemen dengan perpindahan berupa translasi pada nodal tersebut. Persamaan matriks yang menghubungkan antara gaya dan deformasi adalah matriks kekakuan sebagai berikut:

$$\{F\} = [K]\ x\ \{d\}$$

Di mana:

{F} = Gaya
[K] = Matriks kekakuan
{d} = Deformasi

Penyelesaian metode elemen hingga merupakan pendekatan matematis. Dibutuhkan verifikasi dan validasi untuk memastikan bahwa hasil yang didapat dari metode elemen hingga sesuai dan mendekati hasil yang seharusnya. Verifikasi merupakan proses untuk memastikan apakah suatu simulasi dapat menyelesaikan suatu persamaan atau tidak. Proses tersebut dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi yang dilakukan dengan hasil simulasi sejenis yang sudah pernah dilakukan. Menurut Hoover dan Perry (1989), proses verifikasi merupakan proses pemeriksaan kesesuaian model logika operasional dengan logika diagram alur. Sedangkan menurut Law dan Keaton (1991), verifikasi merupakan suatu proses untuk memeriksa kesesuaian jalannya program komputer simulasi dengan yang diinginkan dengan cara melakukan pemeriksaan program komputer, selain itu verifikasi dapat diartikan sebagai proses penerjemahan model simulasi konseptual ke dalam bahasa pemrograman secara benar.

Kemudian, setelah memastikan kesesuaian dengan berjalannya program komputer, perlu dilakukan pemeriksaan kesesuaian dengan keadaan yang sesungguhnya. Validasi merupakan suatu proses untuk memastikan bahwa hasil simulasi yang telah dilakukan sesuai dengan kondisi nyata. Menurut Law dan Keaton (1991), validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Suatu model dapat dikatakan valid ketika tidak memiliki perbedaan yang signifikan dengan sistem nyata yang diamati baik dari karakteristiknya maupun dari perilakunya.

2.2.6 Analisis Kontak di ANSYS

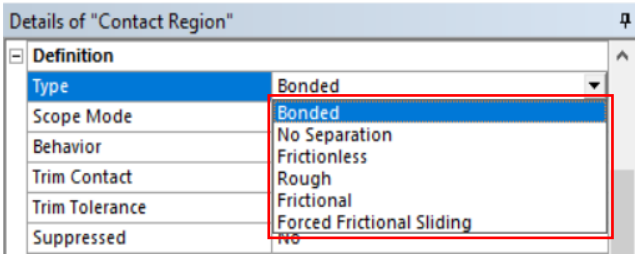
Kontak adalah jenis koneksi antara dua benda padat, permukaan, atau garis. Kondisi kontak dibuat ketika sebuah rakitan diimpor ke dalam *software* dan dideteksi bahwa dua benda berbeda saling bersinggungan. Dua benda yang bersentuhan tersebut tidak saling melakukan penetrasi, dapat mentransmisikan gaya normal

tekan dan gaya gesek tangensial, dapat diikat bersama (linier), serta mampu berpisah dan bertabrakan (nonlinier).

Masalah kontak terbagi dalam dua kelas umum: *rigid-to-flexible* dan *flexible-to-flexible*. Dalam masalah kontak *rigid-to-flexible*, satu atau lebih dari permukaan yang kontak diperlakukan sebagai *rigid body*, yaitu memiliki kekakuan yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan benda yang dipasangkan. Secara umum, setiap kali material lunak kontak dengan material keras, permasalahan dapat dianggap *rigid-to-flexible*. Banyak permasalahan pembentukan logam termasuk dalam kelas ini.

2.2.6.1 Jenis dan Perilaku Kontak

Memilih jenis kontak tergantung pada jenis permasalahan yang kita coba selesaikan. Jenis kontak yang tersedia di ANSYS tercantum di bawah ini. Sebagian besar berlaku untuk wilayah kontak yang hanya terdiri dari sisi saja.



Gambar 2. 21 Jenis Kontak pada ANSYS Workbench

A. *Bonded*

Pengaturan ini adalah konfigurasi *default* dan berlaku untuk semua daerah kontak (permukaan, padatan, garis, sisi, tepi). Jika daerah kontak terikat, tidak ada pergeseran atau pemisahan yang diperbolehkan antara sisi atau tepi. Jenis kontak ini memungkinkan untuk solusi linier karena panjang atau area kontak tidak akan berubah selama pembebanan. Jika kontak ditentukan pada model

matematika, setiap celah akan ditutup dan penetrasi awal apa pun akan diabaikan.

B. *No Separation*

Pengaturan kontak ini mirip dengan kasus *bonded*. Pengaturan ini hanya berlaku untuk daerah sisi (untuk benda 3D) atau tepi (untuk pelat 2D). Pemisahan geometri pada kontak tidak diperbolehkan.

C. *Frictionless*

Pengaturan ini memodelkan kontak unilateral standar, yaitu tekanan normal sama dengan nol jika terjadi pemisahan. Dengan demikian, celah antara dua benda dapat terbentuk, bergantung pada pembebanan. Solusi ini termasuk nonlinier karena bidang kontak dapat berubah saat diberi pembebanan. Koefisien gesekan nol diasumsikan sehingga memungkinkan pergeseran bebas pada kedua benda tersebut. Model harus dibatasi dengan baik saat menggunakan pengaturan kontak ini. Pemodelan pegas yang lemah ditambahkan ke rakitan untuk membantu menstabilkan model untuk mencapai solusi yang masuk akal.

D. *Rough*

Sama seperti pengaturan *frictionless*, model pengaturan ini kontak gesekan sangat kasar di mana tidak terjadi pergeseran. Pengaturan ini hanya berlaku untuk daerah sisi (untuk benda padat 3D) atau tepi (untuk pelat 2D). Secara *default*, tidak ada penutupan celah otomatis yang dilakukan. Kasus ini sesuai dengan koefisien gesekan tak terbatas antara kedua benda yang saling bersinggungan.

E. *Frictional*

Dalam pengaturan ini, dua geometri yang saling berhubungan dapat membawa tegangan geser hingga besaran tertentu pada bagian *interface* sebelum keduanya mulai bergeser relatif satu sama lain. Keadaan ini dikenal

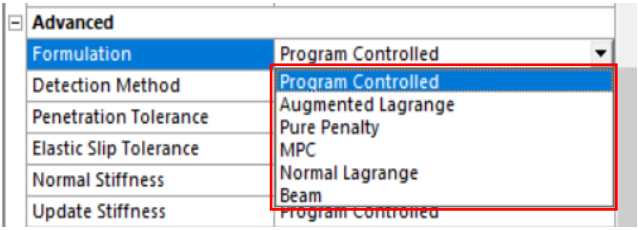
sebagai "menempel". Model mendefinisikan tegangan geser yang setara di mana geser pada geometri dimulai sebagai sebagian kecil dari tekanan kontak. Saat tegangan geser terlampaui, kedua geometri akan bergeser relatif satu sama lain. Koefisien gesekan dapat berupa nilai nonnegatif.

F. *Forced Frictional Sliding*

Dalam pengaturan ini, gaya penangkal tangensial diterapkan pada setiap titik kontak. Gaya tangensial berbanding lurus dengan gaya normal. Pengaturan ini mirip dengan *frictional* tetapi tidak ada status "menempel".

2.2.6.2 Algoritma Formulasi Kontak

Dalam properti perilaku kontak, kita dapat menentukan algoritma mana yang digunakan *software* untuk perhitungan pasangan kontak tertentu dengan memilih pada kolom *formulation*. Tidak semua algoritma formulasi bisa digunakan untuk semua jenis kontak. Berikut beberapa algoritma formulasi yang tersedia di ANSYS:



Gambar 2. 22 Algoritma Formulasi Kontak pada ANSYS Workbench

A. *Augmented Lagrange*

Metode berbasis penalti yang biasanya mengarah pada pengondisian yang lebih baik dan kurang sensitif terhadap besarnya koefisien kekakuan kontak daripada metode *Pure*

Penalty. Namun, dalam beberapa analisis, metode *Augmented Lagrange* mungkin memerlukan iterasi tambahan, terutama jika *mesh* yang terdeformasi menjadi terlalu terdistorsi.

B. *Pure Penalty*

Pure Penalty merupakan formulasi kontak dasar berdasarkan metode penalti yang berguna untuk kontak yang hanya terjadi pada tepi atau sudut.

C. *Multi-Point Constraint (MPC)*

Formulasi ini mencegah kekakuan buatan ketika ada celah antara permukaan melengkung untuk tipe kontak *bonded* dan *no separation*. *Multi-Point Constraint* paling sensitif terhadap kendala sehingga harus dihindari ketika ada kontak lain atau kondisi batas yang tumpang tindih. Formulasi ini tidak menyediakan pengaturan kekakuan, ini adalah cara yang murni linier untuk menghubungkan dua benda. Persamaan MPC ini dibuat secara internal selama penyelesaian untuk mengikat kedua benda bersama. Hal ini dapat membantu apabila kontak linier benar-benar diharapkan, atau jika perlu untuk menangani masalah mode non nol untuk getaran bebas yang dapat terjadi jika fungsi penalti digunakan. Perhatikan bahwa hasil berbasis kontak (seperti tekanan) akan menjadi nol.

D. *Normal Lagrange*

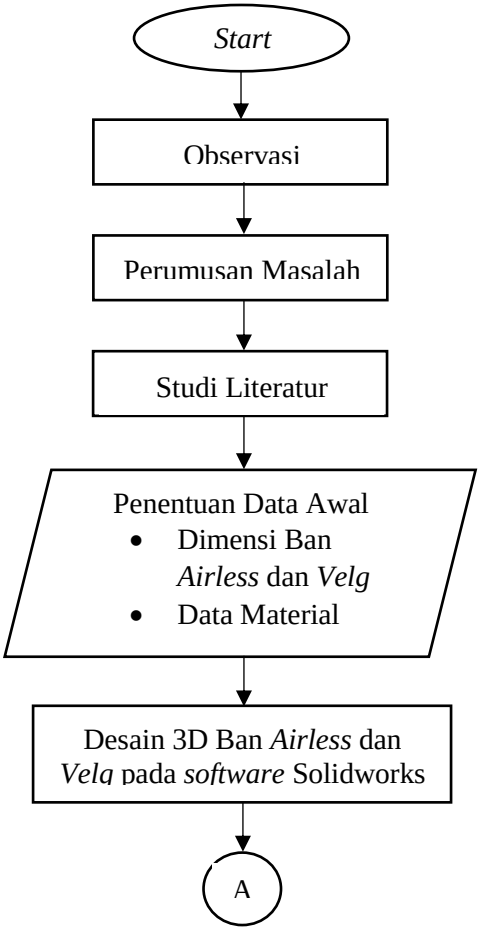
Formulasi ini memaksa penetrasi nol ketika kontak ditutup dengan menggunakan pengali Lagrange pada arah normal dan metode penalti pada arah tangensial. Hal ini memberikan akurasi tertinggi dari setiap formulasi. Formulasi ini memungkinkan kontak dengan bahan nonlinier, memungkinkan *interference fit*, dan memungkinkan pergeseran yang besar. *Normal Lagrange* menambahkan traksi kontak ke model sebagai derajat kebebasan tambahan, sebagai akibatnya membutuhkan

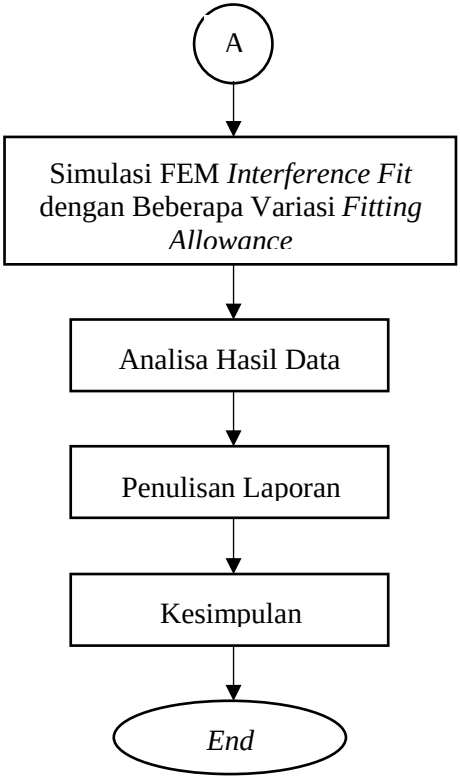
interasi tambahan untuk menstabilkan kondisi kontak. Hal ini sering meningkatkan biaya komputasi dibandingkan dengan pengaturan *Augmented Lagrange*. Kekakuan normal tidak berlaku pada metode ini.

BAB III
METODE PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Berikut adalah *flowchart* yang digunakan pada penelitian ini:





Gambar 3. 1 *Flowchart* Penelitian

3.2 Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan penulis dalam penelitian ini. Tujuan dilakukannya observasi adalah menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan dijadikan bahan penelitian. Dalam hal ini, observasi dilakukan pada lingkup ban *airless* dan *interference fitting*.

3.3 Perumusan Masalah

Setelah melakukan observasi, penulis merumuskan masalah yang terdapat pada lingkup observasi yang dilakukan.

Permasalahan akan berfokus tentang membuat permodelan atau simulasi tiga dimensi terkait interaksi yang terjadi antara ban *airless* dengan *velg* pada sepeda motor serta menentukan *fitting* yang sesuai agar ban mampu mencekam *velg* tanpa terjadi slip saat roda berputar pada kecepatan tertentu.

3.4 Studi Literatur

Studi literatur bertujuan untuk mendapatkan informasi secara lebih detil serta menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi yang dicari penulis berupa dasar teori ban, analisa kontak pada ANSYS, teori *interference fits*, metode elemen hingga, dan penelitian terdahulu yang dirangkum penulis.

3.5 Penentuan Data Awal

Data awal yang diperoleh untuk penelitian ini berupa desain, dimensi, dan material ban *airless* serta dimensi dan material *velg*. Secara lebih detail, data awal dapat dilihat pada tabel 3.1 dan 3.2 di bawah ini.

Tabel 3. 1 Dimensi Komponen

Komponen	Parameter	Nilai	Satuan
Ban *Airless*	Lebar	67.52	mm
	Tinggi	63.14	mm
	Diameter	374.87	mm
Velg	Lebar	67.52	mm
	Diameter	374.87	mm

Tabel 3. 2 *Properties* Material Komponen

Komponen	Material	Density (kg/m^3)	*Young Modulus* (MPa)	*Poisson Ratio*	*Allowable Stress* (MPa)
Ban *Airless*	*Polyurethane L100*	1100	7.6	0.49	31

Velg	*Aluminium Alloy*	2770	71000	0.33	280

3.5.1 Menghitung Torsi Roda

Untuk mencari nilai torsi roda yang nantinya menjadi acuan perbandingan dengan torsi yang dihasilkan dari *interference fitting* antara ban *airless* dengan *velg*, digunakan rumus sebagai berikut:

$$T_r = T_m . i_t . i_g . \eta$$

Di mana:

Tr = Torsi Roda (N.m)
Tm = Torsi Mesin (N.m)
i_t = Rasio Transmisi
i_g = Rasio *Final Drive*
η = Efisiensi

Untuk nilai dari tiap parameter pada perhitungan di atas, diambil data spesifikasi dari sepeda motor Honda Vario 125 terbaru yaitu sebagai berikut:

Tabel 3. 3 Spesifikasi Honda Vario 125

Parameter	**Nilai**
Torsi Mesin (N.mm)	10800
Rasio Transmisi	2,64
Rasio *Final Drive*	1:12
Efisiensi Transmisi	0,85

Dengan data pada tabel 3.3 di atas dan dengan perhitungan menggunakan rumus, didapatkan nilai torsi roda yang akan menjadi acuan yaitu sebesar 290822 N.mm.

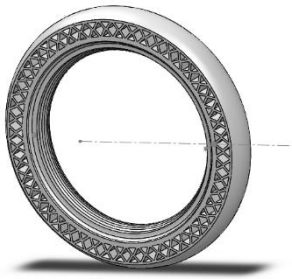
3.6 Proses Desain

Proses desain ban *airless* dan *velg* tidak dilakukan langsung di *software* ANSYS tetapi menggunakan *software* SOLIDWORKS 2018. Berikut langkah-langkah dalam proses desain:

1. Membuat Tiap Komponen dalam 3D

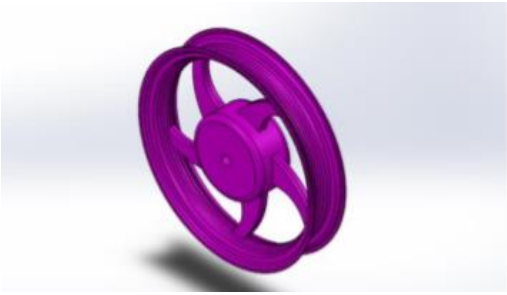
   Komponen yang akan digunakan untuk penelitian, yaitu ban *airless* dan *velg* dibuat secara masing-masing. Pembuatan komponen mengacu pada dimensi sesuai penentuan data awal di atas. Berikut adalah desain dari kedua komponen tersebut.

   a. Ban *Airless*



Gambar 3. 2 Ban *Airless*

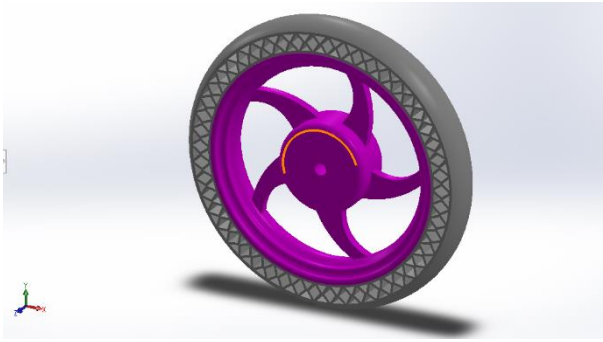
   b. *Velg* Ban



Gambar 3. 3 *Velg* Ban

2. Melakukan *Assembly* Komponen

   Setelah membuat kedua komponen di atas, komponen tersebut digabungkan menjadi satu dengan fitur *assembly part*. Hasil *assembly* ban *airless* dan *velg* dapat dilihat pada gambar 3.4 di bawah ini.



Gambar 3. 4 *Assembly* Ban *Airless* dan *Velg*

3.7 Simulasi *Finite Element Method*

Pada penelitian ini, penulis melakukan simulasi dan analisis menggunakan *software ANSYS Workbench 18.1* dengan metode analisis *static structural*. Untuk mendapatkan hasil analisis yang akurat dalam simulasi ini, dilakukan beberapa pengaturan pada proyeknya, meliputi:

1. Mendefinisikan *Engineering Data*

   Engineering data merupakan data dari material yang akan digunakan untuk simulasi. Sesuai dengan tabel 3.2 material yang digunakan yaitu *polyurethane L100* untuk ban *airless* dan *aluminium alloy* untuk *velg*. Maka dari itu, ditambahkan data sifat mekanis dari kedua material tersebut pada *engineering data*.

Outline of Schematic A2: Engineering Data

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Aluminum Alloy			G	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Polyurethane L100				
5	Structural Steel			G	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
*	Click here to add a new material				

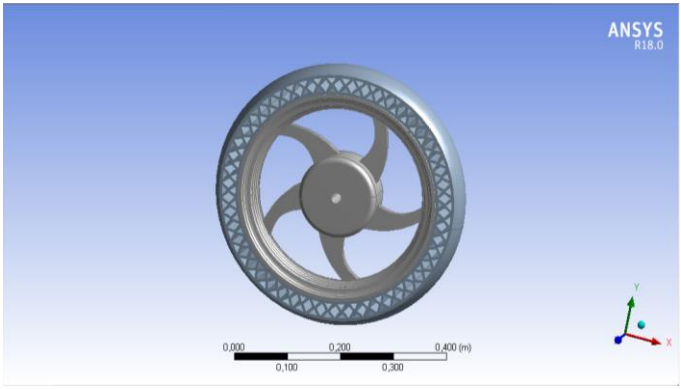
Properties of Outline Row 4: Polyurethane L100

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	1100	kg m^-3		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's Modulu...			
6	Young's Modulus	7,6	MPa		
7	Poisson's Ratio	0,49			
8	Bulk Modulus	1,2667E+08	Pa		
9	Shear Modulus	2,5503E+06	Pa		
10	Tensile Yield Strength	31	MPa		

Gambar 3. 5 Penentuan *Engineering Data*

2. Mengimpor Geometri

Setelah menentukan *engineering data*, langkah selanjutnya yaitu mengimpor geometri yang sebelumnya telah dibuat dari *solidwork*.

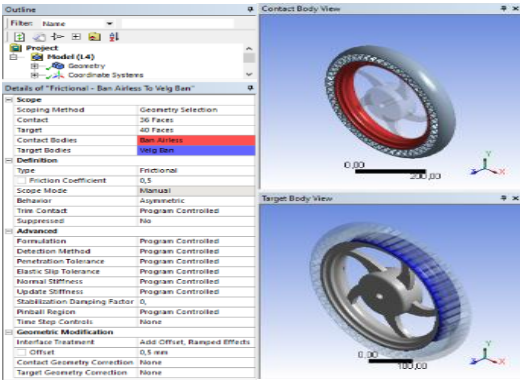


Gambar 3. 6 Impor Geometri pada *Design Modeler*

3. Melakukan Pemodelan

a. Menentukan Kontak

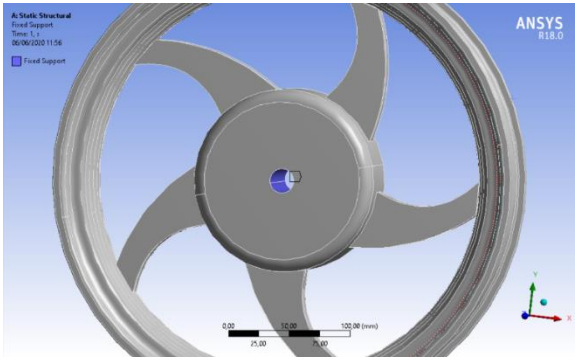
Menentukan kontak antara ban *airless* dengan *velg* ban, di mana ban *airless* sebagai *contact bodies* sedangkan *velg* ban sebagai *target bodies*. Tipe kontak yang digunakan yaitu *frictional* dengan *friction coefficient* sebesar 0,5. Untuk *interface treatment* nya yaitu *add offset, ramped effect*.



Gambar 3. 7 Penentuan Jenis Kontak

b. Menentukan *Boundary Condition*

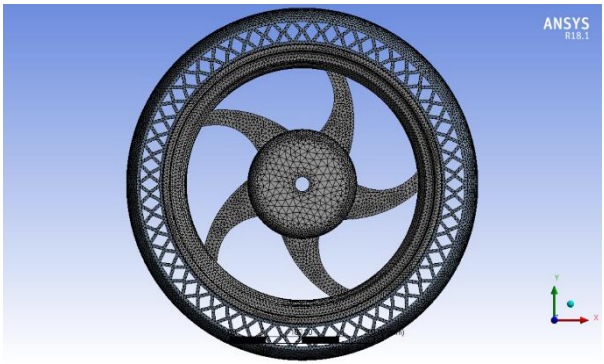
Pemodelan *boundary condition* dilakukan dengan menentukan permukaan dalam *velg* sebagai *fixed support*.



Gambar 3. 8 Penentuan *Fixed Support*

4. Proses *Meshing*

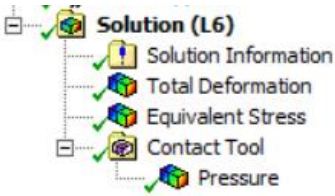
Proses *meshing* berguna untuk membagi model 3D menjadi model diskrit yang mana merupakan inti dari *finite element method*. Semakin banyak elemen *meshing* maka akan semakin baik dan hasilnya akan semakin mendekati nilai *real*. *Sizing* pada proses *meshing* ini menggunakan *size function: Proximity and Curvature* dengan *relevance center: Fine* dan *span angle: Fine*. Selain itu, diberi *contact sizing* sebesar 4,5 mm.



Gambar 3. 9 Proses *Meshing*

5. Mendefinisikan Hasil

Karena hasil yang diinginkan adalah mengetahui tegangan pada permukaan kontak antara ban *airless* dan *velg* akibat *interference fitting*, maka dipilih *solution* yaitu *total deformation* dan *equivalent von-mises stress* serta *contact tool* untuk menunjukkan *pressure* yang terjadi di permukaan kontak tersebut.



Gambar 3. 10 Hasil Simulasi

6. Validasi Hasil

Sebelum melakukan simulasi dengan berbagai variasi ukuran *fitting*, perlu dilakukan validasi terlebih dahulu agar dapat diketahui seberapa akurat nilai yang didapatkan dari hasil simulasi yang dilakukan. Validasi yang dilakukan penulis yaitu dengan memodelkan ban *airless* dan *velg* sebagai pasangan silinder berdinding tebal, kemudian menghitung nilai tekanan antarmuka akibat *interference fit* dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P_{interface} = \frac{\Delta}{\frac{D_{I,outer}}{E_o}\left(\frac{{D_{O,outer}}^2 + {D_{I,outer}}^2}{{D_{O,outer}}^2 - {D_{I,outer}}^2} + \eta_o\right) + \frac{D_{O,inner}}{E_I}\left(\frac{{D_{O,inner}}^2 + {D_{I,inner}}^2}{{D_{O,inner}}^2 - {D_{I,inner}}^2} - \eta_i\right)}$$

Di mana:

$P_{interface}$ = Tekanan antarmuka akbiat *Interference Fit* (MPa)

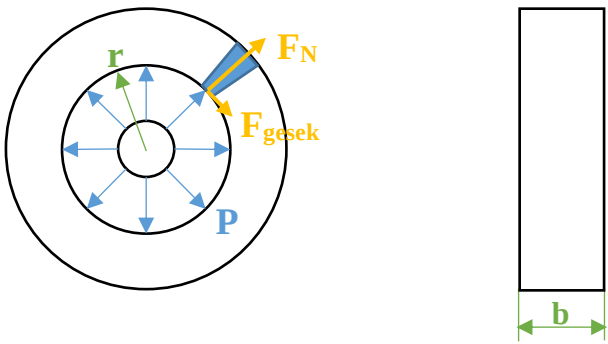
Δ = Interferensi Diametris (*Fitting Allowance*) (mm)

$D_{O,outer}$ = Diameter Luar Ban *Airless* (mm)

$D_{I,outer}$ = Diameter Dalam Ban *Airless* (mm)
$D_{O,inner}$ = Diameter Luar *Velg* (mm)
$D_{I,inner}$ = Diameter Luar *Velg* (mm)
E_o = Modulus Young Material Ban *Airless* (MPa)
E_I = Modulus Young Material *Velg* (MPa)
η_o = Rasio Poisson Material Ban *Airless*
η_i = Rasio Poisson Material *Velg*

3.7.1 Menghitung Torsi yang Dihasilkan akibat *Interference Fit*

Setelah mendapatkan nilai tekanan antarmuka akibat *interference fit*, dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai torsi yang dihasilkan akibat *interference fit* tersebut. Gambar 3.10 menunjukkan potongan bagian dari *assembly* ban *airless* dan *velg*.



Gambar 3. 11 Potongan Bagian *Assembly* Ban *Airless* dan *Velg*

Perhitungan torsi dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Menghitung gaya normal pada elemen kecil ban *airless*.

$$dF_N = P.dA$$

Di mana:

$$dA = r.d\theta.b$$

Sehingga:

$$dF_N = P.r.d\theta.b$$

2. Menghitung gaya gesek yang terjadi antara ban *airless* dan *velg*.

$$dF_{gesek} = \mu.dF_N$$

$$dF_{gesek} = \mu.P.r.d\theta.b$$

3. Menghitung torsi.

$$dT = r.dF_{gesek}$$

$$dT = r.(\mu.P.r.d\theta.b)$$

$$dT = \mu.P.r^2.b.d\theta$$

$$\int dT = \int \mu.P.r^2.b.d\theta$$

$$T = \mu.P.2\pi.r^2.b$$

Di mana:

P	= Tekanan antarmuka akibat *Interference Fit*
r	= Jari-Jari *Velg*
b	= Lebar Ban *Airless*
μ	= Koefisien Gesek Statis antara Ban *Airless* dan *Velg*
$d\theta$	= Sudut Kecil
dF_N	= Gaya Normal
dF_{gesek}	= Gaya Gesek
T	= Torsi yang Dihasilkan akibat *Interference Fit*

3.7.2 Variasi *Fitting Allowance*

Berikut adalah tabel analisis *interference fit* dengan beberapa variasi *fitting allowance*:

Tabel 3. 4 Analisis dengan Variasi *Fitting Allowance*

***Fitting Allowance* (mm)**	***Total Deformation* (mm)**	***Equivalent Von-Mises Stress* (MPa)**	***Contact Pressure* (MPa)**
0,2			
0,4			
0,6			
0,8			
1			
1,2			
1,4			
1,6			
1,8			
2			

3.8 Validasi Hasil Simulasi

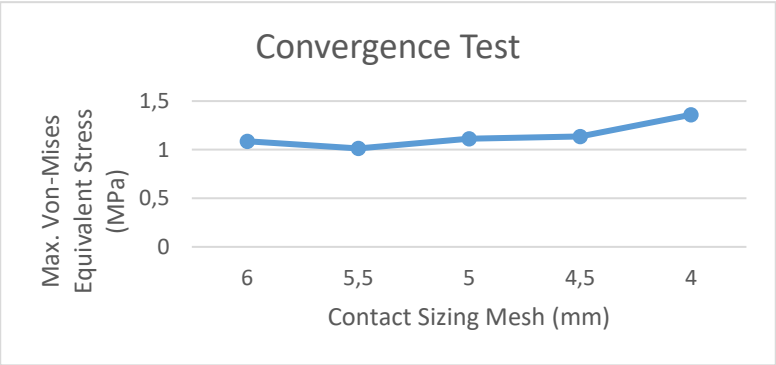
3.8.1 Uji Konvergensi

Uji konvergensi merupakan pengujian yang dilakukan terhadap bentuk, jumlah, dan ukuran *mesh* untuk mengetahui seberapa akurat *meshing* yang diterapkan pada model pengujian dalam *software* ANSYS Workbench. Semakin kecil ukuran *mesh* menjadikan jumlah elemen semakin banyak, dengan begitu nilai yang didapat akan semakin akurat. Namun, jumlah elemen yang digunakan dalam simulasi akan mempengaruhi waktu yang dibutuhkan untuk proses simulasi. Semakin banyak jumlah elemen, waktu yang digunaka untuk proses simulasi akan semakin lama. Maka dari itu, dibutuhkan uji konvergensi agar didapatkan hasil yang telah merepresentasikan kondisi yang sesungguhnya dengan jumlah elemen yang tepat dan tanpa banyak menghabiskan waktu dalam proses simulasi.

Uji konvergensi dilakukan secara manual dengan menggunakan variasi *contact sizing mesh* sebesar 0,5 mm dimulai dari ukuran 6 mm hingga 4 mm. Nilai yang dijadikan acuan pada uji konvergensi adalah nilai maksimum dari *Von-Mises Equivalent Stress*. Berikut hasil uji konvergensi yang dilakukan:

Tabel 3. 5 Uji Konvergensi

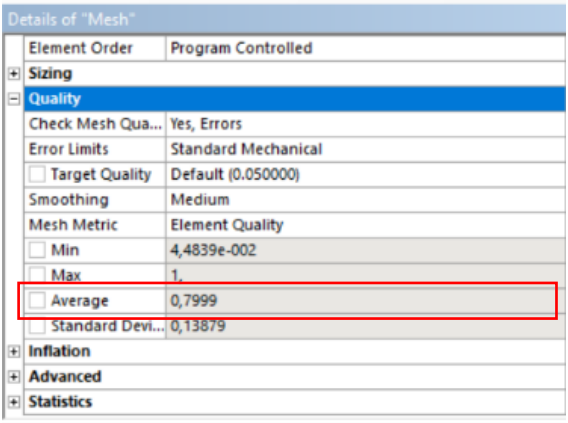
***Contact Sizing* (mm)**	***Nodes***	***Elements***	***Time* (s)**	***Max Eq. Stress* (MPa)**
6	437933	262855	3913	1,0862
5,5	511830	308806	7057	1,0128
5	614985	376948	6236	1,1123
4,5	771212	479298	13926	1,1359
4	1062740	673986	16521	1,3592



Gambar 3. 12 Grafik Uji Konvergensi

Dari tabel 3.5 dan gambar 3.12 di atas, dapat diketahui bahwa pada awalnya terjadi penurunan sebesar 7,25% dari ukuran 6 mm ke 5,5 mm. Kemudian, grafik mengalami kenaikan kembali sebesar 8,95% dari ukuran 5,5 mm ke 5 mm. Setelah itu, grafik masih mengalami kenaikan sebesar 2,08% ketika dibandingkan hasil dari ukuran 5 mm ke 4,5 mm. Lalu, grafik mengalami

kenaikan kembali ketika pengecekan dengan ukuran 4,5 mm ke 4 mm sebesar 16,43%. Oleh karena itu, *contact size* yang digunakan oleh penulis yaitu ukuran 4,5 mm.



Details of "Mesh"	
Element Order	Program Controlled
Sizing	
Quality	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
Min	4,4839e-002
Max	1,
Average	0,7999
Standard Devi...	0,13879
Inflation	
Advanced	
Statistics	

Gambar 3. 13 *Mesh Quality* 4,5 mm

Ukuran 4,5 mm dianggap sudah mendekati nilai konvergen karena perubahannya hanya sebesar 2,08%, cukup signifikan apabila dibandingkan dengan lainnya. Apabila dilakukan pengecekan *mesh quality* seperti gambar 4.2 di atas, maka didapatkan rata-rata sebesar 79,99% sehingga semakin menguatkan bahwa *contact size* 4,5 mm yang digunakan pada simulasi sudah akurat dan bisa menghasilkan nilai yang mendekati nilai sebenarnya.

3.8.2 Validasi Hasil

Validasi hasil dilakukan agar diketahui seberapa akurat nilai yang didapatkan dari hasil simulasi. Belum ada studi eksperimental terkait *interference fitting* ban *airless* pada *velg* yang dapat digunakan untuk validasi. Oleh karena itu, validasi yang dilakukan yaitu dengan memodelkan ban *airless* dan *velg* sebagai pasangan silinder berdinding tebal, kemudian menghitung nilai

tekanan kontak akibat *interference fit* dengan rumus sebagai berikut:

$$P = \frac{\Delta}{\frac{D_{I,outer}}{E_o}\left(\frac{{D_{O,outer}}^2 + {D_{I,outer}}^2}{{D_{O,outer}}^2 - {D_{I,outer}}^2} + \eta_o\right) + \frac{D_{O,inner}}{E_I}\left(\frac{{D_{O,inner}}^2 + {D_{I,inner}}^2}{{D_{O,inner}}^2 - {D_{I,inner}}^2} - \eta_i\right)}$$

Di mana:

P = Tekanan Kontak akbiat *Interference Fit* (MPa)
Δ = Interferensi Diametris (*Fitting Allowance*) (mm)
$D_{O,outer}$ = Diameter Luar Ban *Airless* (mm)
$D_{I,outer}$ = Diameter Dalam Ban *Airless* (mm)
$D_{O,inner}$ = Diameter Luar *Velg* (mm)

Pengecekan dilakukan dengan menggunakan simulasi pertama di mana *fitting allowance* sebesar 0,2 mm. Dengan data awal yang telah ada, berikut hasil perhitungan tekanan kontak dengan rumus di atas:

$$P = \frac{(0{,}2\ mm)}{\frac{(374{,}67\ mm)}{(7{,}6\ MPa)}\left(\frac{(500{,}95\ mm)^2 + (374{,}67\ mm)^2}{(500{,}95\ mm)^2 - (374{,}67\ mm)^2} + (0{,}49)\right) + \frac{(374{,}87\ mm)}{(71000\ MPa)}\left(\frac{(374{,}87\ mm)^2 + (50\ mm)^2}{(374{,}87\ mm)^2 - (50\ mm)^2} - (0{,}33)\right)}$$

$$P = 1{,}0069x10^{-3}\ MPa$$

Sedangkan hasil yang ditunjukkan oleh simulasi menggunakan *software* ANSYS Workbench 18.1 nilai tekanan kontak adalah 0,0686 MPa.

Dapat dilihat bahwa perbedaan nilai tekanan kontak sangat signifikan antara perhitungan analitis dengan rumus dan analisis numerik dengan *software* ANSYS Workbench 18.1. Hasil yang ditunjukkan pada simulasi jauh lebih besar dari hasil perhitungan menggunakan rumus. Hal ini menunjukkan bahwa perhitungan rumus dengan memodelkan ban *airless* dan *velg* sebagai pasangan silinder berdinding tebal memiliki keterbatasan khususnya pada geometrinya. Hasil perhitungan dengan permodelan seperti itu belum bisa merepresentasikan hasil yang sebenarnya karena pada

kenyataannya pasangan ban *airless* dan *velg* memiliki geometri yang lebih kompleks. Oleh karena itu, analisis menggunakan *software* berbasis metode elemen hingga akan memberikan hasil yang lebih baik dan representatif.

3.9 Evaluasi

Setelah dapat didefinisikan, hasil simulasi dianalisis dan dievaluasi. Pertama, mengevaluasi apakah tegangan yang dihasilkan oleh *interference fitting* ban *airless* dan *velg* dengan beberapa variasi *fitting allowance* tergolong aman atau tidak. Kedua, mengevaluasi nilai torsi yang dihasilkan dengan membandingkannya dengan nilai torsi roda yang telah dihitung sebelumnya untuk mengetahui apakah terjadi slip atau tidak. Analisa hasil data akan dibahas lebih lengkap pada bab selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

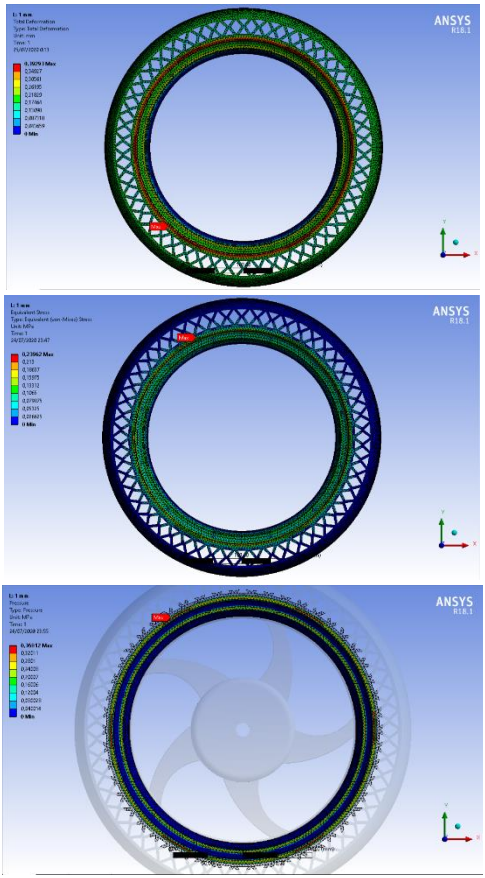
BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.2 Data Hasil Simulasi

Berikut merupakan hasil simulasi *interference fit* dengan beberapa variasi *fitting allowance*:

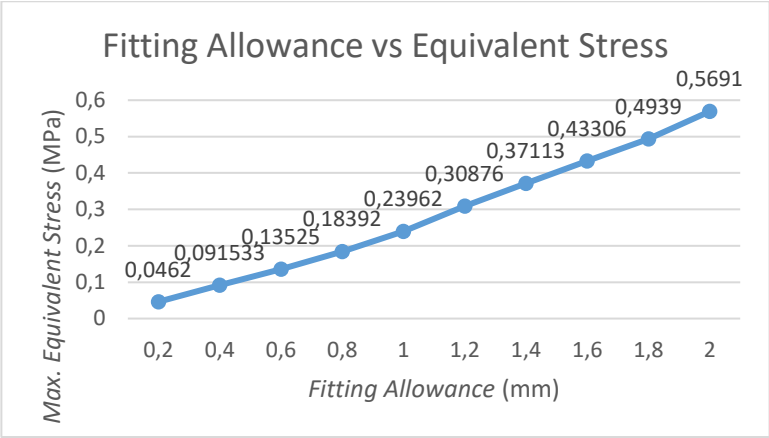
Tabel 4. 1 Hasil Simulasi *Interference Fit*

Fitting Allowance (mm)	Total Deformation (mm)	Max Equivalent Stress (Mpa)	Contact Pressure (Mpa)
0,2	0,071955	0,0462	0,0686
0,4	0,1428	0,091533	0,1346
0,6	0,21425	0,13525	0,19961
0,8	0,29862	0,18392	0,2746
1	0,39293	0,23962	0,36012
1,2	0,49127	0,30876	0,44726
1,4	0,5922	0,37113	0,53666
1,6	0,6957	0,43306	0,62546
1,8	0,8038	0,4939	0,7186
2	0,9111	0,5691	0,8125



Gambar 4. 1 Hasil Simulasi dengan *Fitting Allowance* 1 mm

4.2 Analisis Tegangan Hasil Simulasi



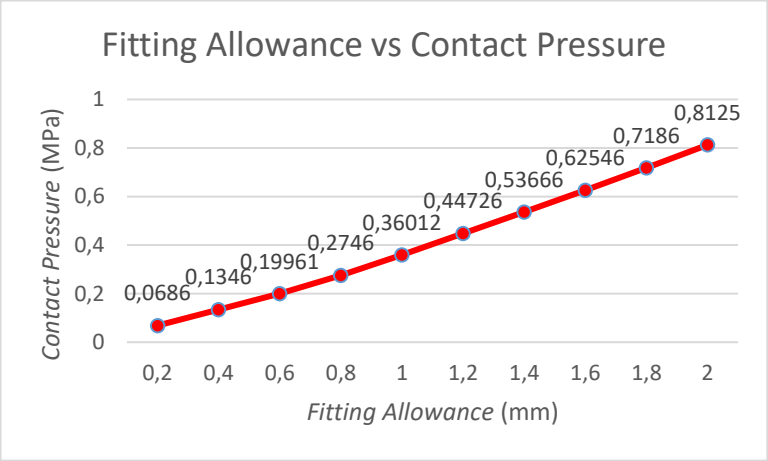
Gambar 4. 2 Grafik Pengaruh *Fitting Allowance* terhadap Tegangan Ekivalen pada Ban *Airless*

Gambar 4.2 di atas menunjukkan grafik hubungan antara ukuran *fitting allowance* dengan tegangan ekivalen yang terjadi pada ban *airless*. Dapat dillihat bahwa *trendline* dari grafik yang terus mengalami kenaikan dari simulasi dengan ukuran *fitting allowance* sebesar 0,2 mm hingga simulasi dengan ukuran 2 mm. Kenaikan pada grafik cenderung linier dengan rata-rata kenaikan sebesar 0,0581 MPa. Nilai tegangan ekivalen terkecil didapatkan pada simulasi dengan ukuran *fitting allowance* 0,2 mm yaitu sebesar 0,0462 MPa sedangkan nilai tegangan ekivalen terbesar didapatkan pada simulasi dengan ukuran *fitting allowance* 2 mm yaitu sebesar 0,5691 MPa.

Dari gambar 4.2 terlihat jelas bahwa semakin besar ukuran *fitting allowance*, nilai tegangan ekivalen akan semakin besar pula, begitu juga sebaliknya. Dengan demikian, dapat dikatakan bahwa pada kasus *interference fit* ukuran *fitting allowance* memiliki pengaruh terhadap besarnya tegangan yang terjadi pada suatu *assembly* komponen, di mana hubungan antara keduanya yaitu

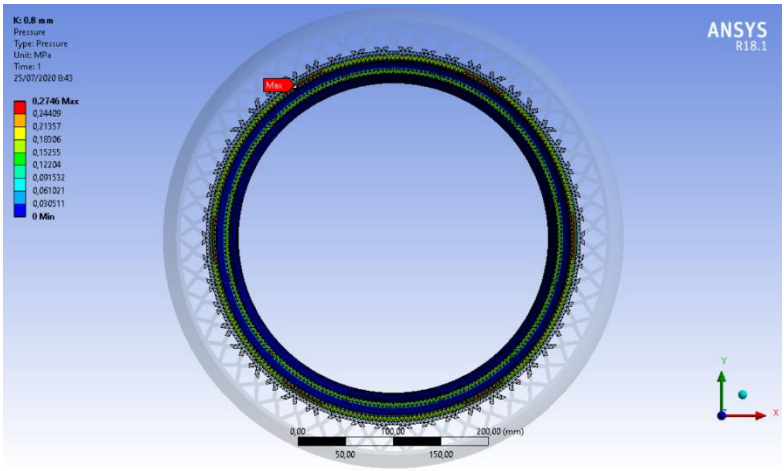
berbanding lurus. Hal ini sudah sesuai dengan teori dan juga penelitian terdahulu yang terkait dengan *interference fit*.

4.3 Analisis Tekanan Kontak Hasil Simulasi



Gambar 4. 3 Grafik Pengaruh *Fitting Allowance* terhadap Tekanan Kontak

Gambar 4.3 di atas menunjukkan grafik hubungan antara ukuran *fitting allowance* dengan tekanan kontak yang terjadi pada permukaan kontak antara ban *airless* dan *velg*. Dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik yang selalu naik dari simulasi pertama dengan ukuran *fitting allowance* sebesar 0,2 mm hingga simulasi dengan ukuran 2 mm. Kenaikan pada grafik cenderung linier dengan rata-rata kenaikan sebesar 0,0826 MPa. Nilai tekanan kontak terkecil didapatkan pada simulasi dengan ukuran *fitting allowance* 0,2 mm yaitu sebesar 0,0686 MPa sedangkan nilai tekanan kontak terbesar didapatkan pada simulasi dengan ukuran *fitting allowance* 2 mm yaitu sebesar 0,8125 MPa.



Gambar 4. 4 Tekanan Kontak antara Ban *Airless* dan *Velg* dengan *Fitting Allowance* 0,8 mm

Pada gambar 4.4 di atas, terlihat bahwa tekanan kontak antara ban *airless* dan *velg* cenderung konstan dalam arah melingkar. Tekanan kontak maksimal terjadi pada permukaan kontak paling luar. Hal ini sudah sesuai dengan teori di mana pada *interference fit*, nilai tekanan kontak akan konstan dalam arah melingkar dan nilai tekanan kontak maksimal terjadi pada permukaan kontak paling luar dari suatu *assembly*.

4.4 Analisis Pengaruh Ukuran *Fitting* terhadap Terjadinya Slip

Terjadinya slip dapat diketahui dengan membandingkan torsi yang dihasilkan dari *interference fitting* dengan torsi roda sepeda motor yang menjadi acuan. Apabila torsi akibat *interference fitting* lebih kecil dari torsi roda, maka terjadi slip antara ban *airless* dengan *velg*. Sebaliknya, apabila torsi akibat *interference fitting* melebihi torsi roda, maka tidak terjadi slip. Nilai torsi roda yang menjadi acuan sesuai dengan spesifikasi dan perhitungan pada bab 3 yaitu sebesar 290822 N.mm.

Untuk mencari nilai torsi akibat *interference fitting*, diambil data *contact pressure* dari hasil simulasi, kemudian dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$T = \mu . P . 2\pi . r^2 . b$$

Di mana:

P = *Contact Pressure* (MPa)
r = Jari-Jari *Velg* (187,435 mm)
b = Lebar Ban *Airless* (67,52 mm)
μ = Koefisien Gesek Statis antara Ban *Airless* dan *Velg* (0,5)
T = Torsi yang Dihasilkan akibat *Interference Fit* (N.mm)

Berikut adalah hasil perhitungan torsi akibat *interference fitting* dengan variasi *fitting allowance*.

Tabel 4. 2 Torsi akibat *Interference Fitting* dengan Variasi *Fitting Allowance*

***Fitting Allowance* (mm)**	**Torsi akibat *Interference Fitting* (N.mm)**
0,2	81363,2
0,4	159643
0,6	236748
0,8	325690
1	427121
1,2	530474
1,4	636507
1,6	741828
1,8	852297
2	963667

Dari tabel 4.2 di atas, dapat dilihat bahwa nilai torsi berbanding lurus dengan nilai *fitting allowance*. Nilai torsi yang dihasilkan akibat *interference fitting* semakin besar seiring meningkatnya nilai *fitting allowance*. Nilai torsi terkecil didapatkan ketika *fitting allowance* 0,2 mm yaitu sebesar 81363,2

N.mm sedangkan nilai torsi terbesar didapatkan ketika *fitting allowance* 2 mm yaitu sebesar 963667 N.mm.

Dari tabel 4.2 dapat dilihat pula bahwa *fitting allowance* 0,2 mm, 0,4 mm, dan 0,6 mm menghasilkan nilai torsi yang lebih kecil dari torsi roda yang menjadi acuan yaitu 290822 N.mm. Hal ini menunjukkan bahwa terjadi slip pada ban *airless* terhadap *velg*. Sebaliknya, untuk *fitting allowance* 0,8 mm hingga 2 mm, nilai torsi yang dihasilkan lebih besar dari torsi roda. Dengan demikian, tidak terjadi slip pada ban *airless* terhadap *velg*.

Sesuai dengan pembahasan di atas, dapat dikatakan bahwa pada kasus *interference fitting* ban *airless* pada *velg*, besar *fitting allowance* berpengaruh terhadap terjadinya slip antara ban *airless* terhadap *velg*. *Fittig allowance* yang terlalu kecil akan menghasilkan torsi yang kecil pula, lebih kecil dari torsi roda sehingga terjadi slip. Apabila *fitting allowance* terlalu besar, torsi yang dihasilkan akan besar pula, bisa jadi jauh lebih besar dari torsi roda. Dengan nilai torsi yang sudah lebih besar dari torsi roda, slip pada ban *airless* terhadap *velg* memang tidak terjadi. Namun, *fitting allowance* yang terlalu besar akan berpengaruh terhadap proses pemasangan ban *airless* pada *velg* yang mana akan lebih sulit pemasangannya.

4.5 Menentukan Ukuran *Minimum Fitting*

Minimum Fitting merupakan ukuran *fitting allowance* minimal untuk ban *airless* pada *velg* ban, di mana akan menghasilkan nilai torsi akibat *interference fit* yang sama besarnya dengan torsi roda sehingga tidak terjadi slip pada ban *airless* terhadap *velg*. Dari hasil simulasi, untuk *fitting allowance* 0,6 mm menghasilkan torsi yang lebih kecil dari torsi roda yaitu sebesar 236748 N.mm sedangkan untuk *fitting allowance* 0,8 mm menghasilkan torsi yang lebih besar dari torsi roda yaitu sebesar 325690 N.mm. Nilai torsi roda, yaitu sebesar 290822 berada di antara kedua data simulasi tersebut. Maka dari itu, dilakukan interpolasi untuk mendapatkan ukuran *fitting allowance* yang bisa

menghasilkan nilai torsi akibat *interference fit* sebesar nilai torsi roda tersebut. Berikut adalah perhitungan interpolasinya:

$$\frac{(minimum\ fitting - 0{,}6)}{(0{,}8 - 0{,}6)} = \frac{(290822 - 236748)}{(325690 - 236748)}$$

$$minimum\ fitting = 0{,}6 + \frac{(290822 - 236748)}{(325690 - 236748)} x(0{,}8 - 0{,}6)$$

$$minimum\ fitting = 0{,}6 + 0{,}1216$$

$$minimum\ fitting = 0{,}7216\ mm$$

Jadi, ukuran *minimum fitting* ban *airless* pada *velg* agar tidak terjadi slip antar keduanya yaitu sebesar 0,7216 mm.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Besar *fitting allowance* memiliki pengaruh terhadap tegangan yang terjadi pada ban *airless*. Semakin besar *fitting allowance*, nilai tegangan yang terjadi akan semakin besar. Nilai tegangan terkecil didapatkan ketika *fitting allowance* 0,2 mm yaitu sebesar 0,0462 MPa sedangkan nilai tegangan terbesar didapatkan ketika *fitting allowance* 2 mm yaitu sebesar 0,5691 MPa. Tegangan hasil simulasi ini menunjukkan tegangan awal akibat pemasangan ban *airless* pada *velg*.
2. Ukuran *minimum fitting* ban *airless* pada *velg* yang dibutuhkan agar menghasilkan nilai torsi yang sama dengan nilai torsi roda sehingga tidak terjadi slip pada ban *airless* terhadap *velg* yaitu sebesar 0,7216 mm.

5.2 Saran

Dari penelitian tugas akhir yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran yang diusulkan penulis untuk pengembangan penelitian selanjutnya, antara lain:

1. Diperlukan tindak lanjut berupa validasi dengan hasil eksperimen sehingga dapat dibandingkan dengan hasil simulasi pada penelitian ini dan dapat dipelajari pola dalam melakukan simulasi perhitungan elemen hingga untuk penelitian selanjutnya.
2. Melakukan simulasi dengan memperhitungkan beban eksternal seperti berat kendaraan, berat pengendara, dan tekanan ban pada jalan.

3. Melakukan simulasi dengan metode analisis *dynamics* dengan memberikan beban berupa torsi sehingga terjadi atau tidaknya slip pada ban *airless* terhadap *velg* dapat lebih diketahui.

DAFTAR PUSTAKA

Barnwell. (2020). Barnwell. Diakses pada tanggal 27 Februari 2020. Barnwell.co.uk.

Borude, R. A., Kadmude, S. M., Ansari, M. R., Patil, N. U., & Deotale, P. L. (2018). Non-Pneumatic Tyres (NPT). *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, *5*(4), 434–439. https://doi.org/2348-4470

Cook, R. D. (1990). Konsep dan Aplikasi Metode Elemen Hingga. Terjemahan Ir. Bambang Suryoatmono. Bandung: PT ERESCO.

Hoover, S. V., & Perry, R. F. (1989). Simulation A Problem – Solving Approach. Digital Equipment Corporation & Northeastern University.

Hüyük, H., Music, O., Koç, A., Karadoɨan, Ç., & Bayram, Ç. (2014). Analysis of elastic-plastic interference-fit joints. *Procedia Engineering*, *81*(October), 2030–2035. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.10.276

Karmankar, R. G. (2017). Analysis of Von- Mises-Stress for Interference Fit and Pull- Out States By Using Finite Element Method. *International Research Journal of Engineering & Technology*, *4*(11), 1367–1374.

Law, A. M., & Kelton, W. D. (1991). Simulation Modeling & Analysis, Second Edition. International: McGraw-Hill.

Michelson, A. A. (n.d.). *Chapter 1 Introduction to Precision Machine Design*.

Pittsburgh, Plastic Manufacturing. (2018). Pittsburgh Plastic Manufacturing. Diakses pada tanggal 27 Februari 2020. http://www.pittsburghplastics.com/durometer-comparisonchart.html.

Pramono, A. S., & Effendi, M. K. (2019). Optimization in airless tires design using backpropagation neural network (BPNN) and genetic algorithm (GA) approaches. *AIP Conference Proceedings*, *2187*(December). https://doi.org/10.1063/1.5138331

Prasandy, C. G. (2016). Analisa dan Studi Eksperimen terhadap Pengaruh Variasi Sudut Kontak Kemiringan Drive Pulley pada Continuously Variable Transmission (CVT) dengan Variasi Sudut 14, 13, dan 12 derajat pada Vario 125 PGM-FI. *Jurnal Teknik ITS*, 1–71.

Rangdale, P. A., Chandak, K. R., & Bagade, G. M. (2018). Non Pneumatic Tyre. *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*, *7*(2), 61–68.

Yanping, Y. (2018). The development of polyurethane. *Materials Science: Materials Review*, *1*(1), 1–8. https://doi.org/10.18063/msmr.v1i1.507

Zhao, H. (1997). Numerical analysis of the interference fitting stresses between wheel and shaft. *International Journal of Materials and Product Technology*, *12*(4–6), 514–526. https://doi.org/10.1504/IJMPT.1997.036385

BIODATA PENULIS

Raihan Ariq Prathama dilahirkan di Surabaya pada 23 Mei 1998 yang merupakan anak ketiga dari 5 bersaudara. Penulis menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Al-Azhar Syifa Budi Surabaya selama 6 tahun (2004 - 2010), Sekolah Menengah Pertama di SMPN 1 Surabaya selama 3 tahun (2010 - 2013), dan Sekolah Menengah Atas di SMAN 5 Surabaya selama 3 tahun (2013 - 2016). Setelah itu, penulis melanjutkan pendidikan S1 di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya (2016 - 2020).

Di masa perkuliahan, penulis aktif mengikuti berbagai kegiatan kemahasiswaan. Penulis pernah menjabat sebagai staff departemen kaderisasi Ash-Shaff selama satu periode kepengurusan pada tahun 2017-2018. Kemudian, menjadi ketua umum Ash-Shaff pada periode kepengurusan selanjutnya pada tahun 2018-2019. Untuk informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui *email* raihanariq07@gmail.com.