



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI NUMERIK MODIFIKASI *LEAD*
TERHADAP KEKUATAN *INVOLUTE GEAR*
UNTUK MEMINIMALKAN EFEK
MISALIGNMENT.**

**Achmad Nur Husaini
NRP 21 10 100 122**

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

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT – TM141585

**NUMERICAL STUDY OF LEAD MODIFICATION TO
THE STRENGTH OF INVOLUTE GEAR TO
MINIMALIZE MISALIGNMENT EFFECT**

**Achmad Nur Husaini
NRP 21 10 100 122**

**Academic Supervisor
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**STUDI NUMERIK MODIFIKASI *LEAD* TERHADAP
KEKUATAN *INVOLUTE GEAR* UNTUK
MEMINIMALKAN EFEK *MISALIGNMENT***

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

ACHMAD NUR HUSAINI
NRP. 2110 100 122

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

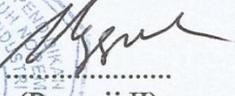
1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
(NIP. 196508101991021001)


.....
(Pembimbing)

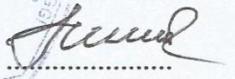
2. Alief Wikarta, ST, M.Sc, PhD
(NIP. 198202102006041002)


.....
(Penguji I)

3. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc
(NIP. 196508101991021001)


.....
(Penguji II)

4. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD
(NIP. 195106051978031002)


.....
(Penguji III)

SURABAYA
Juli, 2016

**STUDI NUMERIK MODIFIKASI LEAD TERHADAP
KEKUATAN INVOLUTE GEAR UNTUK MEMINIMALKAN
EFEK MISALIGNMENT**

Nama Mahasiswa : Achmad Nur Husaini
NRP : 2110100122
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstrak

Roda gigi merupakan salah satu komponen utama dalam sebuah sistem transmisi daya. Roda gigi memiliki kegunaan yang sangat luas, misalnya transmisi pada kendaraan, mesin mekanis, sistem pembangkit, dan lain sebagainya. Proses assembly roda gigi yang kurang baik akan mengakibatkan misalignment. Terdapat beberapa penelitian yang menyimpulkan bahwa semakin besar misalignment (Angular maupun lateral) akan menyebabkan konsentrasi tegangan yang semakin besar. Konsentrasi tegangan yang semakin besar akan menurunkan umur pemakaian dari roda gigi. Solusi dengan penggantian gear menyebabkan kerugian secara ekonomis. Oleh karena itu, diperlukan modifikasi pada gigi-gigi agar dapat beroperasi secara normal walaupun dalam kondisi yang tidak ideal seperti terjadi misalignment. Mengacu pada kesimpulan beberapa penelitian yang dilakukan selama ini, modifikasi pada lead roda gigi seperti crowning dapat meminimalkan konsentrasi tegangan yang diakibatkan oleh misalignment. Namun besaran reduksi maksimal untuk modifikasi tersebut tidak dapat ditentukan secara asal karena dapat menurunkan tegangan ijin roda gigi. Oleh karena itu, tugas akhir ini ditujukan untuk menganalisa besaran dimensi reduksi maksimal yang dapat dilakukan pada modifikasi lead suatu roda gigi lurus untuk mengurangi kerugian-kerugian yang diakibatkan adanya misalignment.

Penelitian ini dilakukan dengan pemodelan menggunakan software 3D CAD dengan variabel bebas angular misalignments dengan nilai $\alpha = 0^\circ; 0,5^\circ; 1^\circ; 1,5^\circ; \text{ dan } 2^\circ$. Sedangkan variabel bebas dimensi modifikasi lead yaitu $C_c = 0 \text{ in}; 0.00025 \text{ in}; 0.0005 \text{ in}; 0.00075 \text{ in}; 0.001 \text{ in}; 0.002 \text{ in}; 0.003 \text{ in}; 0.004 \text{ in}; \text{ dan } 0.008 \text{ in}$. Kemudian dilakukan simulasi 3D dengan metode implicit dynamic pada software FEA. Dari proses simulasi tersebut, didapatkan data tegangan yang terjadi pada permukaan kontak roda gigi. Langkah selanjutnya adalah mengambil data b/b' sebagai data distribusi tegangan pada permukaan gigi. Data lainnya adalah angka keamanan dari roda gigi. Sedangkan pembebanan yang diterapkan pada penelitian ini adalah pembebanan akibat gravitasi, pembebanan daya 105 kW, dan pembebanan kecepatan putar 2029.4 rpm.

Setelah simulasi, diperoleh hasil grafik hubungan tegangan ekuivalen dengan besaran crowning pada satu kondisi angular misalignment, plot distribusi tegangan pada masing-masing variasi besaran crowning pada satu kondisi misalignment, serta tabel angka kewanaman roda gigi. Hasil yang didapatkan adalah tegangan Von Mises minimal pada kondisi angular misalignment 0.5° sebesar 517.07 MPa yang terjadi pada besaran crowning 0.004 in. Tegangan Von Mises minimal pada kondisi angular misalignment 1° sebesar 501.22 MPa yang terjadi pada besaran crowning 0.004 in. Tegangan Von Mises minimal pada kondisi angular misalignment 1.5° sebesar 481.18 MPa yang terjadi pada besaran crowning 0.004 in. Tegangan Von Mises minimal pada kondisi angular misalignment 2° sebesar 563.65 MPa yang terjadi pada besaran crowning 0.008 in. Hasil plot distribusi tegangan pada kondisi $\alpha = 0.5^\circ$ menunjukkan bahwa distribusi tegangan mulai berpindah ke bagian tengah permukaan kontak pada $C_c = 0.002 \text{ in}$; kondisi $\alpha = 1^\circ$ pada $C_c = 0.003 \text{ in}$; kondisi $\alpha = 1.5^\circ$ pada $C_c = 0.004 \text{ in}$, dan kondisi $\alpha = 2^\circ$ pada $C_c = 0.008 \text{ in}$. Sedangkan hasil angka keamanan menunjukkan pada kondisi $\alpha = 0.5^\circ$ dan 1° , roda gigi bekerja aman pada $C_c = 0.003 \text{ in}$ dan 0.004 in . Pada kondisi $\alpha = 1.5^\circ$, roda gigi bekerja aman pada C_c

= 0.004 in. Sedangkan pada kondisi $\alpha = 2^\circ$, tidak ditemukan angka keamanan yang cukup dengan rentang Cc pada penelitian ini.

Kata kunci: crowning, distribusi tegangan, kekuatan gear, misalignment, tegangan Von Mises.

**NUMERICAL STUDY OF LEAD MODIFICATION TO THE
STRENGTH OF INVOLUTE GEAR TO MINIMALIZE
MISALIGNMENT EFFECT**

Name : Achmad Nur Husaini
NRP : 2110100122
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Supervisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstract

Gear is one of main component in transmission system. Gear have a broad usefulness, such as vehicle transmission, mechanical engine, power plant, etc. The error in assembly process of gear give a result in misalignment. There are many research conclude that the greater misalignment (angular and lateral) give a greater stress on gear. The greater stress concentration would result in decrease of age of gear. It would be an economical loss if its solution is a gear substitution. Therefore, it's a necessary to give a modification toward gear for a normal operation although there are non ideal situation like misalignment. According to previous research, lead modification of gear can minimize stress concentration because of misalignment. But maximum material reduction for this modification can not determined randomly because it can be lead to increase of stress on gear. Therefore, this final project aimed to analyze how many maximum material reduction to minimize misalignment effect.

This final project is done by using 3D CAD with $\alpha = 0^\circ$; $0,5^\circ$; 1° ; $1,5^\circ$; and 2° as variable of misalignment. While $C_c = 0$ in; 0.00025 in; 0.0005 in; 0.00075 in; 0.001 in; 0.002 in; 0.003 in; 0.004 in; and 0.008 in as variable of crowning modification. Then 3D simulation is done by using implicit dynamic method in FEA software. From that simulation, the stress data of gear can

be gained. The next step is taking b/b' value as stress distribution data on the contact surface of gear. The other data that could be gained is safety factor of gear. The loads that applied to the simulation are gravitation load, power load 105 kW, and rotating load 2029.4 rpm.

After simulation, the relation of equivalent stress and crowning graphic in one misalignment condition, stress distribution plot of each crowning variation in one misalignment condition, and safety factor data table of gear, are obtained. The result that gained from the simulation are minimum Von Mises stress of 0.5° angular misalignment is 517.07 MPa at 0.004 in crowning. The minimum Von Mises stress of 1° angular misalignment is 501.22 MPa at 0.004 in crowning. The minimum Von Mises stress of 1.5° angular misalignment is 481.18 MPa at 0.004 in crowning. The minimum Von Mises stress of 2° angular misalignment is 563.65 MPa at 0.008 in crowning. The stress distribution data gave result that at 0.5° misalignment, stress distribution move into middle of contact surface at $C_c = 0.002$ in crowning. Stress distribution of 1° misalignment is move into middle of contact surface at $C_c = 0.003$ in. Stress distribution of 1.5° misalignment is move into middle of contact surface at $C_c = 0.004$ in. And stress distribution of 2° misalignment is move into middle of contact surface at $C_c = 0.008$ in. The safety factor result indicated that gear is safe with 0.5° and 1° misalignment at $C_c = 0.003$ and 0.004 in. For the 1.5° misalignment condition, gear is safe at $C_c = 0.004$ in. And for the 2° misalignment, the safe gear condition can not be found.

Keywords: crowning, gear strength, misalignment, stress distribution, Von Mises stress.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1. 1 Latar Belakang.....	1
1. 2 Perumusan Masalah.....	2
1. 3 Batasan Masalah.....	3
1. 4 Tujuan Penelitian.....	3
1. 5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2. 1 Roda Gigi <i>Symmetric Involute</i>	5
2. 2 Analisa Gaya pada Roda Gigi Lurus	7
2. 3 Teori Kegagalan	9
2. 4 Analisa Tegangan pada Roda Gigi Lurus.....	12
2. 5 <i>Misalignment</i> pada Roda Gigi Lurus.....	14
2. 6 Modifikasi pada Gigi Untuk Mengatasi Efek <i>Misalignment</i>	19
2. 6. 1 Modifikasi Profil Gigi	20
2. 6. 2 Modifikasi <i>Lead</i> Gigi	20
2. 6. 2. 1 Crowning.....	21
2. 6. 2. 2 End Relief.....	25
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	27
3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	27
3. 2 Studi Literatur.....	28
3. 3 Pengumpulan Data.....	29
3. 4 Pemodelan 3D	31
3. 5 Simulasi	34

3. 5. 1	<i>Input Engineering Data</i>	35
3. 5. 2	<i>Import Geometri</i>	36
3. 5. 3	Pendefinisian <i>Boundary Condition</i>	36
3. 5. 4	Proses <i>Meshing</i>	39
3. 5. 5	Pendefinisian <i>Time Setting</i>	40
3. 5. 6	Pendefinisian Output.....	41
3. 6	Evaluasi dan Perbandingan Hasil.....	41
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		43
4. 1	Konvergensi.....	44
4. 2	Tegangan Von Mises.....	47
4. 2. 1	Tegangan Von Mises pada Konfigurasi <i>Misalignment 0.5°</i>	50
4. 2. 2	Tegangan Von Mises pada Konfigurasi <i>Misalignment 1°</i>	51
4. 2. 3	Tegangan Von Mises pada Konfigurasi <i>Misalignment 1.5°</i>	53
4. 2. 4	Tegangan Von Mises pada Konfigurasi <i>Misalignment 2°</i>	54
4. 2. 5	Analisa Data Tegangan Von Mises.....	55
4. 3	Distribusi Tegangan.....	57
4. 3. 1	Distribusi Tegangan pada Kondisi Tanpa <i>Misalignment</i>	58
4. 3. 2	Distribusi Tegangan pada Kondisi <i>Angular</i> <i>Misalignment 0.5°</i>	59
4. 3. 3	Distribusi Tegangan pada Kondisi <i>Angular</i> <i>Misalignment 1°</i>	61
4. 3. 4	Distribusi Tegangan pada Kondisi <i>Angular</i> <i>Misalignment 1.5°</i>	64
4. 3. 5	Distribusi Tegangan pada Kondisi <i>Angular</i> <i>Misalignment 2°</i>	66
4. 3. 6	Analisa Data Distribusi Tegangan.....	69
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		71
5. 1	Kesimpulan.....	71
5. 2	Saran.....	72
DAFTAR PUSTAKA		73

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Istilah-istilah pada pasangan roda gigi.....	7
Gambar 2.2	Gaya-gaya pada roda gigi lurus	8
Gambar 2.3	Distribusi gaya pada roda gigi yang mengalami <i>misalignment</i>	9
Gambar 2.4	Analisa tegangan tiga dimensi	10
Gambar 2.5	Tegangan Von Mises yang tidak merata terjadi pada roda gigi yang mengalami <i>misalignment</i>	14
Gambar 2.6	Distribusi beban pada <i>gear</i> (a) tanpa <i>misalignment</i> (b) terdapat <i>misalignment</i>	15
Gambar 2.7	Ilustrasi pasangan <i>gear</i> yang sejajar	15
Gambar 2.8	Ilustrasi pasangan <i>gear</i> dengan <i>lateral misalignment</i>	16
Gambar 2.9	Ilustrasi pasangan <i>gear</i> dengan <i>angular misalignment</i>	16
Gambar 2.10	Grafik tegangan Von Mises dengan fungsi <i>lateral</i> dan <i>angular misalignment</i>	18
Gambar 2.11	<i>Pitting</i> pada permukaan gigi	18
Gambar 2.12	<i>Linear tip relief</i>	20
Gambar 2.13	<i>Crowning</i> pada gigi.....	21
Gambar 2.14	Radius kurva (a) <i>Circular crowning</i> (b) <i>Involute crowning</i>	22
Gambar 2.15	Skema <i>crowning</i> pada tiap metode. Sumbu x menggambarkan <i>facewidth</i>	24
Gambar 2.16	Skema variasi <i>crowning</i>	24
Gambar 2.17	Grafik fungsi tekanan vs <i>misalignment</i>	24
Gambar 2.18	<i>End relief</i> pada gigi.....	25
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian metode <i>crowning</i>	28
Gambar 3.2	Perbandingan Cc vs <i>facewidth</i>	33
Gambar 3.3	Pengambilan sampel geometri 3D	34
Gambar 3.4	Diagram alir proses simulasi	35
Gambar 3.5	<i>Import</i> geometri 3D ke dalam <i>software FEA</i>	36

Gambar 3.6	Pendefinisian kontak gigi-gigi pada <i>software FEA</i>	37
Gambar 3.7	Pendefinisian <i>joint</i> pada (a) <i>pinion</i> (b) <i>gear</i>	38
Gambar 3.8	Pembebanan pada model.....	38
Gambar 3.9	<i>Meshing</i> pada model 3D	39
Gambar 3.10	(a) Penerapan <i>face sizing</i> pada beberapa permukaan (b) Perbedaan kualitas ukuran elemen mesh pada permukaan dengan <i>face sizing</i> dan tanpa <i>face sizing</i>	40
Gambar 4.1	Contoh nilai tegangan Von Mises pada konfigurasi (a) Tanpa <i>misalignment</i> , (b) <i>Angular misalignment</i> 2°	43
Gambar 4.2	Pengaturan konvergensi pada simulasi	44
Gambar 4.3	Monitor <i>convergence criterion</i> dengan ukuran mesh 1 mm.....	45
Gambar 4.4	Rangkuman laporan <i>software FEA</i> dengan ukuran mesh 1 mm	45
Gambar 4.5	Monitor konvergensi dengan ukuran mesh 0.8 mm	46
Gambar 4.6	Rangkuman laporan <i>software FEA</i> dengan ukuran mesh 0.8 mm	46
Gambar 4.7	Contoh nilai dan distribusi tegangan Von Mises pada permukaan gigi terkontak dengan konfigurasi (a) Tanpa <i>misalignment</i> , (b) <i>Angular misalignment</i> 2°	47
Gambar 4.8	Grafik tegangan vs besaran <i>crowning</i> pada konfigurasi <i>angular misalignment</i> 0.5°	51
Gambar 4.9	Grafik tegangan vs besaran <i>crowning</i> pada konfigurasi <i>angular misalignment</i> 1°	52
Gambar 4.10	Grafik tegangan vs besaran <i>crowning</i> pada konfigurasi <i>angular misalignment</i> 1.5°	53
Gambar 4.11	Grafik tegangan vs besaran <i>crowning</i> pada konfigurasi <i>angular misalignment</i> 2°	55
Gambar 4.12	Distribusi gaya tangensial pada roda gigi tanpa <i>misalignment</i>	58

Gambar 4.13	Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi tanpa <i>misalignment</i>	58
Gambar 4.14	Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	59
Gambar 4.15	Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	60
Gambar 4.16	Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi <i>angular misalignment</i> 0.5°	61
Gambar 4.17	Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 1^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	62
Gambar 4.18	Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 1^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	62
Gambar 4.19	Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi <i>angular misalignment</i> 1°	63
Gambar 4.20	Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 1.5^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	64
Gambar 4.21	Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 1.5^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	65
Gambar 4.22	Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi <i>angular misalignment</i> 1.5°	66
Gambar 4.23	Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	67
Gambar 4.24	Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$ tanpa <i>crowning</i>	67
Gambar 4.25	Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi <i>angular misalignment</i> 2°	68
Gambar 4.26	Penentuan <i>contact surface ratio</i>	70

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tegangan Von Mises Akibat <i>Misalignment</i>	17
Tabel 3.1 Data Mekanika <i>Pinion</i> dan <i>Gear</i>	29
Tabel 3.2 Data Material <i>Pinion</i> dan <i>Gear</i>	29
Tabel 3.3 Data Geometri <i>Pinion</i> dan <i>Gear</i>	30
Tabel 3.4 Variasi Dimensi <i>Misalignment</i>	32
Tabel 3.5 Variasi Besaran <i>Crowning</i>	33
Tabel 3.6 Pengaturan Kontak pada <i>Software FEA</i>	37
Tabel 3.7 Detail Pengaturan <i>Meshing</i>	39
Tabel 3.8 Pengaturan Kontrol Elemen <i>Mesh</i>	40
Tabel 3.9 Pengaturan Analisa Simulasi dan <i>Time Setting</i>	41
Tabel 4.1 Data Tegangan Von Mises Hasil Simulasi pada Konfigurasi Tanpa <i>Misalignment</i>	48
Tabel 4.2 Data Tegangan Von Mises Maksimum	49
Tabel 4.3 Kondisi Kerja Roda Gigi dengan Tegangan Von Mises	57
Tabel 4.4 <i>Contact Surface Ratio</i> pada Variasi <i>Misalignment</i>	70

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan	Nilai
α	Sudut <i>misalignment</i>	$^{\circ}$	-
Cc	Besaran pengurangan material tepi roda gigi pada modifikasi <i>crowning</i>	Inch (British) mm (SI)	-
σ_{eq}	Tegangan ekuivalen (Von Mises)	Pa atau MPa	-
b	<i>Facewidth</i>	mm	-
b'	Lebar gigi yang dikenai tegangan	mm	-

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Gear adalah salah satu komponen utama dalam sebuah sistem transmisi daya. *Gear* memiliki kegunaan yang sangat luas, misalnya transmisi pada kendaraan, mesin mekanis, sistem pembangkit, dan lain sebagainya. Saat ini, sistem transmisi pada umumnya banyak menggunakan *spur gear* dengan profil gigi *symmetric involute* (*symmetric gear*).

Kekuatan dan umur gear sangat dipengaruhi oleh dimensi geometri dan jenis material yang digunakan. Oleh karena itu, kedua hal tersebut biasanya menjadi fokus utama dalam mendesain gear. Namun, proses *assembly* yang kurang baik juga akan menurunkan umur pemakaian gear. Roda gigi dengan proses *assembly gear* yang kurang sesuai akan mengakibatkan transmisi yang kurang baik dan akan terjadi *misalignment*. *Misalignment* pada *gear* biasanya disebabkan *misalignment* pada poros yang merupakan suatu masalah yang umum terjadi pada elemen mesin yang berputar (*rotating machineries*) [1]. Kesalahan ini tidak dapat dihindari karena proses *assembly* poros dan *gear* tidak bisa presisi secara sempurna.

Kesalahan *assembly* dapat menyebabkan getaran dan *noise* yang tinggi. Getaran transmisi yang tinggi akan mengakibatkan *engine* cepat panas dan menurunnya kekuatan material menerima beban. Selain itu, kesalahan *assembly* juga dapat menyebabkan konsentrasi tegangan pada gigi-gigi *gear* yang akhirnya akan menurunkan umur pemakaian *gear* tersebut [2]. Penelitian terdahulu juga menyimpulkan bahwa semakin besar *misalignment* (*Angular* maupun *lateral*) akan menyebabkan konsentrasi tegangan yang semakin besar pula [3].

Untuk mengatasi berbagai keadaan tersebut di atas, diperlukan modifikasi pada gigi-gigi *gear* tersebut. Hal ini

sangat penting, karena dalam dunia industri, solusi dengan penggantian *gear* akan menyebabkan kerugian yang besar secara ekonomi. Beberapa penelitian terdahulu mengajukan modifikasi bentuk gigi untuk menghindari konsentrasi tegangan. Cara termudah selama ini yang paling dikenal adalah dengan metode *crowning* pada gigi-gigi sebuah gear [4]. Metode lainnya adalah *end relief*. *Crowning* dan *end relief* adalah metode untuk mengatasi efek akibat kesalahan transmisi yang disebabkan oleh *axial misalignment*, yaitu dengan mereduksi gigi-gigi *gear* dengan profil tertentu [5].

Dimensi untuk modifikasi *crowning* dan *end relief* tidak dapat ditentukan secara asal karena pengurangan dimensi yang berlebih pada gigi-gigi *gear* akan menurunkan besar tegangan ijin yang mampu diterima oleh *gear*. Oleh karena itu, diperlukan penelitian untuk melakukan perhitungan terhadap dimensi reduksi maksimal pada gigi-gigi *gear* menggunakan metode *crowning*. Sehingga dapat ditentukan besarnya reduksi maksimum bagi gigi-gigi *gear* agar tetap dapat beroperasi sesuai dengan beban yang sudah dirancang sebelumnya. Dari uraian diatas, maka penulis melakukan penelitian tentang modifikasi roda gigi lurus dengan profil *symmetric involute* yang akan difokuskan pada metode *crowning* dengan kekuatan ijin sebagai pertimbangan utama.

Penelitian ini dilakukan secara numerik dan 3D. Dengan simulasi numerik menggunakan metode *FEA* dapat diperoleh nilai tegangan dan distribusi tegangan pada permukaan gigi yang mengalami kontak. Sedangkan pembebanan yang diterapkan pada penelitian ini adalah pembebanan akibat gravitasi, pembebanan daya 105 kW, dan pembebanan kecepatan putar 2029.4 rpm.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dirumuskan sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh dimensi *crowning* pada roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* terhadap tegangan Von Mises pada variasi *misalignment*?
2. Bagaimana perbandingan kekuatan roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* sebelum dan sesudah modifikasi *crowning* untuk tegangan Von Mises pada keadaan terjadi *misalignment*?
3. Bagaimana perbandingan distribusi tegangan roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* sebelum dan sesudah modifikasi *crowning* untuk tegangan Von Mises pada keadaan terjadi *misalignment*?

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Getaran tidak dianalisa
2. Tegangan termal tidak diamati
3. Efek panas yang ditimbulkan dari gesekan diabaikan
4. Material bersifat elastik dan isotropik
5. Simulasi bersifat *implicit dynamic* menggunakan beban berupa percepatan gravitasi bumi, torsi, dan / atau *rotational velocity*
6. Tegangan yang diamati hanya pada sisi profil gigi yang kontak saja
7. Poros dianggap rigid

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Untuk mengetahui pengaruh dimensi *crowning* pada roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* terhadap tegangan Von Mises pada variasi *misalignment*.
2. Untuk mengetahui perbandingan kekuatan roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* sebelum dan sesudah modifikasi *crowning* untuk tegangan Von Mises pada keadaan *lateral* terjadi *misalignment*.

3. Untuk mengetahui perbandingan distribusi tegangan roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* sebelum dan sesudah modifikasi *crowning* untuk tegangan Von Mises pada keadaan terjadi *misalignment*.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Memperkaya khasanah keilmuan teknik mesin terutama dibidang desain dan khususnya dibidang mekanika benda padat.
2. Sebagai salah satu alternatif referensi pemecahan masalah roda gigi secara aktual.
3. Kontribusi tidak langsung terhadap pengembangan pengetahuan teknologi mekanika.
4. Mengetahui seberapa besar pengaruh modifikasi gigi terhadap tegangan yang terjadi pada roda gigi.
5. Sebagai bentuk kontribusi nyata bagi masalah *misalignment* roda gigi di dunia industri.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Roda Gigi *Symmetric Involute*

Roda gigi merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan putaran dan torsi (daya) melalui kontak kedua permukaan yang saling bertautan tanpa terjadinya slip diantara dua profil gigi. Roda gigi dapat digunakan pada transmisi yang memerlukan maupun tidak memerlukan *ratio*. Selain itu *gear* dapat diaplikasikan ketika jarak antar*shaft* terlalu dekat, sehingga tidak dapat menggunakan sistem transmisi lain misalnya *chain*, *belt*. Pada dasarnya daya yang ditransmisikan oleh roda gigi secara kinematik ekuivalen dengan *friction wheel* atau *disk*.

Salah satu roda gigi yang paling banyak digunakan adalah roda gigi lurus berprofil *symmetric involute*. Hal ini dikarenakan kemudahan dan rendahnya biaya produksi. Roda gigi *symmetric involute* adalah roda gigi yang menggunakan kurva *involute* untuk membuat profil giginya. Roda gigi ini termasuk salah satu roda gigi yang sudah distandarkan. Pada gambar 2.1 menunjukkan beberapa terminologi dasar dari roda gigi.

Parameter besaran gigi dari roda gigi lurus yang sering digunakan adalah *module*. semakin besar nilai *module*, maka ukuran gigi akan semakin besar. Secara matematis, *module* dapat dinyatakan dalam persamaan:

$$m = \frac{d}{N_t}$$

dimana:

$m = \text{module}$ (in)

$d = \text{diameter pitch}$ (in)

$N_t = \text{Jumlah gigi}$

Diametral pitch didefinisikan sebagai sejumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter *pitch circlenya*, sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$P = \frac{N_t}{d} \quad (2.2)$$

dimana d : diameter *pitch circle* (in)
 N_t : jumlah gigi pada roda gigi
 P : *diametral pitch* (teeth/in)

Dari kedua rumus diatas diperoleh persamaan :

$$P \times p = \pi \quad (2.3)$$

dimana p : jarak gigi (*circular pitch*) (in)

Semakin besar *diametral pitch*, maka ukuran gigi akan semakin kecil atau halus. Sedangkan jarak antara kedua sumbu poros atau roda gigi disebut *center of distance* yang dinyatakan dengan persamaan :

$$c = \frac{d_p + d_g}{2} \quad (2.4)$$

dimana c : *center of distance* (in)
 d_p : diameter *pitch circle pinion* (in)
 d_g : diameter *pitch circle gear* (in)

Diameter *base*, adendum, dedendum, *outside diameter* roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$d_b = d \cos(\theta) \quad (2.5)$$

dimana d_b : diameter *base* (in)
 d : *pitch circle diameter* (in)

θ : sudut tekan (derajat)

Diameter luar roda gigi dirumuskan :

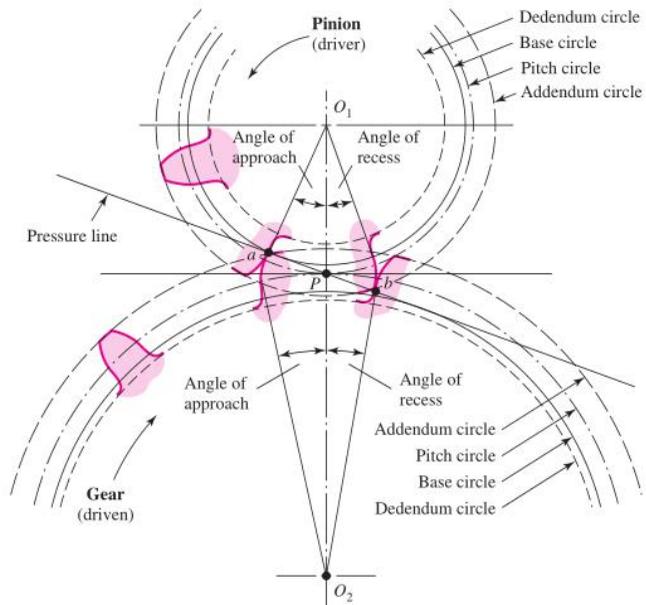
$$d_o = d + 2a \quad (2.6)$$

dimana :

a : addendum (in)

d_o : outside diameter (in)

d : pitch circle diameter (in)



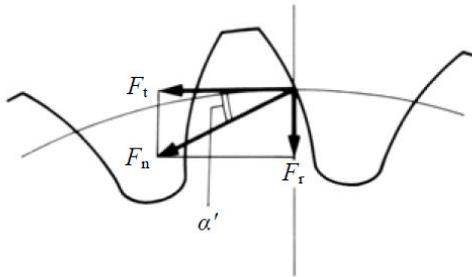
Gambar 2.1 Istilah-istilah pada pasangan roda gigi [6]

2.2 Analisa Gaya pada Roda Gigi Lurus

Hubungan antara daya *input*, kecepatan dan torsi yang bekerja pada roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan 2.7 berikut:

$$hp = \frac{T \cdot n}{63000} = \frac{F_t \cdot V_p}{33000} \quad (2.7)$$

dimana hp : daya *input* (horse power)
 T : torsi (lb.in)
 n : putaran roda gigi (rpm)
 F_t : gaya tangensial (lb)
 V_p : kecepatan tangensial pada *pitch line* (ft/mnt)



Gambar 2.2 Gaya-gaya pada roda gigi lurus [7]

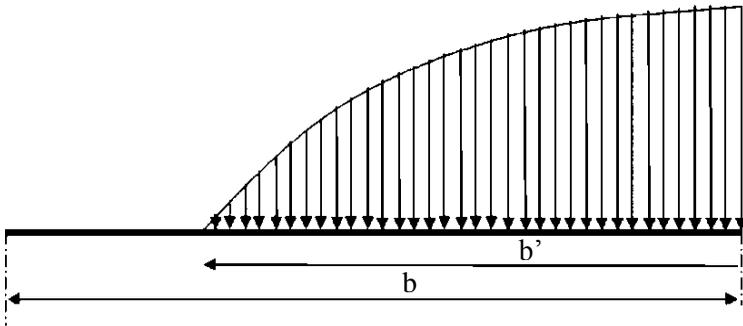
Daya yang diterima oleh sepasang roda gigi yang bersentuhan, akan mengarah tegak lurus terhadap permukaan gigi dan searah dengan garis tekan/kontak. Gambar 2.2 menunjukkan roda gigi yang dikenai gaya akibat kontak pada *pitch point* nya, gaya normal (F_n) adalah gaya yang ditimbulkan oleh roda gigi yang digerakkan terhadap roda gigi penggerak. Dengan demikian, gigi roda gigi penggerak akan menerima juga gaya normal (F_n) yang sama besarnya tapi berlawanan arah. Gaya normal F_n dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu gaya tangensial (F_t) dan gaya radial (F_r) yang besarnya ditunjukkan oleh persamaan berikut :

$$F_t = F_n \cos \theta \quad (2.8)$$

$$F_r = F_n \sin \theta = F_t \tan \theta \quad (2.9)$$

dimana θ : sudut tekan (derajat)
 F_t : gaya tangensial (N)
 F_n : gaya normal (N)
 F_r : gaya radial (N)

Pada roda gigi yang mengalami misalignment, gaya yang disalurkan tidak seragam sepanjang *facewidth*. Terdapat beban yang tidak merata pada sisi pinggir roda gigi. Hal ini dapat digambarkan pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Distribusi gaya pada roda gigi yang mengalami *misalignment* [8]

Dalam perencanaan, gaya tangensial dianggap konstan selama kontak antara dua roda gigi, mulai dari bagian puncak gigi sampai dasar gigi. Sedangkan torsi yang timbul akibat gaya normal yang dihitung dari pusat roda gigi adalah :

$$T = F_n \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \cos \theta = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad (2.10)$$

2.3 Teori Kegagalan

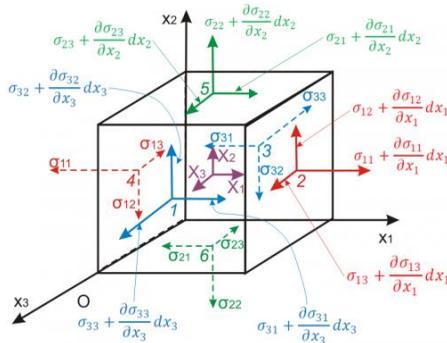
Ketika suatu roda gigi dikenai beban, terdapat gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi tersebut. Kondisi tersebut akan menimbulkan tegangan sebagai reaksi dari gaya yang

diterapkan. Tegangan didefinisikan sebagai beban per satuan luas. Secara matematis dapat dinyatakan pada persamaan 2.11.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.11)$$

Secara umum, tegangan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu tegangan normal dan tegangan tangensial. Tegangan normal adalah tegangan yang mempunyai arah tegak lurus terhadap luasan kerja gaya contohnya tegangan tarik atau tekan. Sedangkan gaya tangensial adalah tegangan yang mempunyai arah sejajar dengan luasan kerja gaya seperti tegangan geser.

Pada penelitian ini, digunakan model 3D. Sehingga analisa tegangan juga harus dilakukan secara 3D. Analisa tegangan 3D dapat dilakukan dengan menganalisa suatu elemen kubus dari material menggunakan sistem sumbu kartesian seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Analisa tegangan tiga dimensi [9]

Tegangan yang terjadi pada elemen kubus tersebut dapat disajikan dalam bentuk matriks.

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix}$$

Dengan mengganti indeks tegangan di atas dapat diperoleh matriks baru sebagai berikut:

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

Tegangan prinsipal dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (2.12)$$

dimana,

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2$$

$$I_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - \sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 - \sigma_y \cdot \tau_{xz}^2 - \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2$$

Dari persamaan 2.12 dapat diperoleh besaran σ_1 , σ_2 , dan σ_3 .

Teori kegagalan yang digunakan pada penelitian ini adalah kriteria Von Mises. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan diprediksi muncul dalam kondisi beban tegangan multiaksial bila energi distorsi per satuan volume menjadi sama atau melebihi energi distorsi per satuan volume pada saat gagalnya material uji. Secara matematis dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

2.4 Analisa Tegangan pada Roda Gigi Lurus

Ada beberapa metode yang digunakan untuk menganalisa kekuatan roda gigi. Metode yang sering digunakan untuk menganalisa kekuatan roda gigi yaitu metode *Lewis Equation* dan *AGMA Bending Equation* untuk meninjau kekuatan roda gigi berdasarkan beban bending yang diterima. Persamaan-persamaan dalam metode tersebut yaitu :

Metode Lewis

$$F_b = S_o b p y = S_o b \frac{Y}{K_t P} \quad (2.14)$$

dimana F_b : gaya *bending* yang diijinkan (N)
 S_o : tegangan statis yang aman dari material (Pa)
 b : lebar roda gigi (m)
 Y, y : *Lewis Factor*
 K_t : faktor konsentrasi tegangan yang diakibatkan kelelahan (*fatigue*)
 p : *circular pitch* (in)
 P : *diametral pitch* (in)

Pada roda gigi yang mengalami *misalignment*, kontak tidak terjadi sepanjang lebar roda gigi melainkan terkonsentrasi pada satu sisi. Sehingga nilai b pada persamaan Lewis di atas harus diganti dengan b' (Lebar roda gigi yang aktif menerima beban).

Metode AGMA Bending Equation

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times K_s \times K_m \times P}{K_v \times b \times j} \quad (2.15)$$

dimana σ_t : tegangan *bending* yang dialami roda gigi

- K_o : faktor kelebihan beban (*overload correction factor*)
 K_s : faktor koreksi ukuran (*size correction factor*)
 K_m : factor distribusi beban (*load distribution factor*)
 K_v : faktor dinamis (*dynamic factor*)
 j : faktor geometri (*geometry factor*)

Pada roda gigi yang mengalami *misalignment*, nilai k_m harus dikoreksi kembali. Karena kontak tidak terjadi pada seluruh bidang lebar roda gigi. Nilai k_m dapat dikoreksi dengan mendapatkan nilai tegangan *bending* dari *software FEA*.

Metode Surface Durability

$$F_w = \frac{S_e^2 \cdot b \sin \theta \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{0.35 \cdot 2 \left(\frac{d_p + d_g}{d_p \cdot d_g} \right)} \quad (2.16)$$

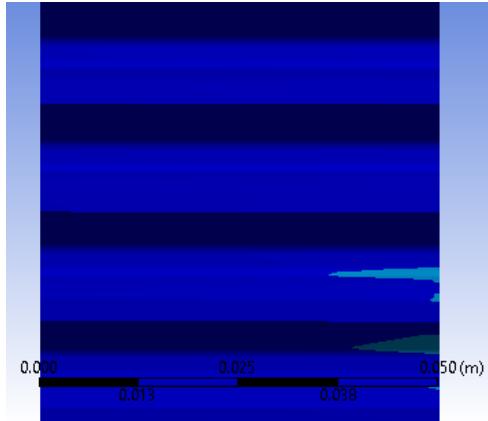
- dimana
- F_w : gaya maksimum yang diijikan
 - S_e^2 : batas ketahanan permukaan material bahan *gear* dan *pinion*
 - b : lebar daerah kontak antara dua silinder
 - E_p : modulus elastisitas material bahan *pinion*
 - E_g : modulus elastisitas material bahan *gear*
 - d_p : diameter *pitch pinion*
 - d_g : diameter *pitch gear*
 - θ : sudut tekan

Pada roda gigi yang mengalami *misalignment*, kontak terjadi pada satu sisi. Sehingga nilai b pada persamaan 2,14 harus diganti dengan b' (Lebar roda gigi yang aktif menerima beban).

2.5 *Misalignment* pada Pasangan Roda Gigi Lurus

Misalignment merupakan masalah yang sangat sering dihadapi pada komponen mesin yang berputar. Pada kondisi ideal, seharusnya tidak terjadi *misalignment*. Namun pada operasi di lapangan, kondisi tersebut sangat sulit dicapai. Roda gigi berprofil *involute* sangat sensitif terhadap *misalignment* [4]. *Misalignment* dapat disebabkan banyak hal seperti kurang presisi dalam proses pemasangan, kesalahan bearing, dan lain-lain [3]. Publikasi NASA juga menyebutkan bahwa *misalignment* juga dapat disebabkan oleh poros *gear* yang mengalami defleksi [10]. Pada kasus roda gigi, *misalignment* dapat mengakibatkan getaran yang berlebihan (*gear noise*) dan konsentrasi tegangan yang tidak merata.

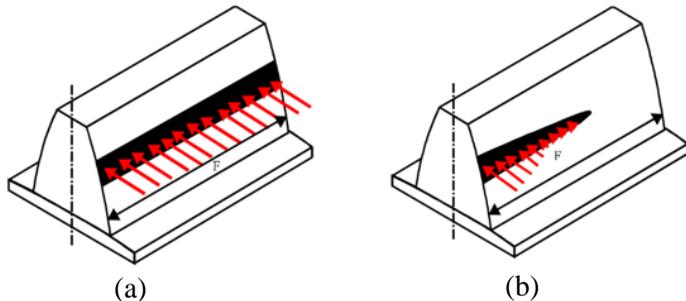
Hal ini didukung oleh penelitian yang dilakukan oleh Mousavie dengan melakukan simulasi dinamis 3D pada roda gigi lurus berprofil pada roda gigi lurus berprofil *symmetric involute* [3].



Gambar 2.5 Tegangan Von Mises yang tidak merata terjadi pada roda gigi yang mengalami *misalignment* [3]

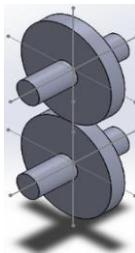
Dari gambar 2.5, dapat diperoleh nilai perbandingan antara permukaan yang mengalami kontak dengan *facewidth*

yang menggambarkan distribusi tegangan yang terjadi pada permukaan kontak roda gigi yang mengalami *misalignment*. Perbandingan ini disebut *contact surface ratio*. *Contact surface ratio* ideal bernilai satu yang terjadi pada pasangan roda gigi yang tidak mengalami *misalignment*.



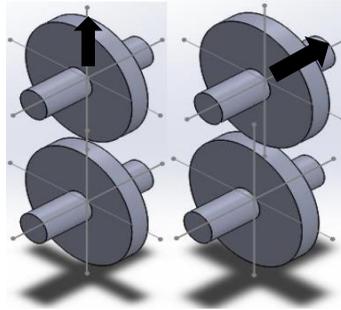
Gambar 2.6 Distribusi beban pada gear (a) tanpa *misalignment* (b) terdapat *misalignment* [8]

Pada kondisi ideal, diharapkan pasangan roda gigi beserta porosnya dapat sejajar atau *align*. Tetapi dalam kenyataan, pengertian lurus tidak bisa didapatkan 100%. Hal inilah yang dapat menyebabkan terjadinya *misalignment*. *Misalignment* dapat dibagi menjadi tiga jenis:



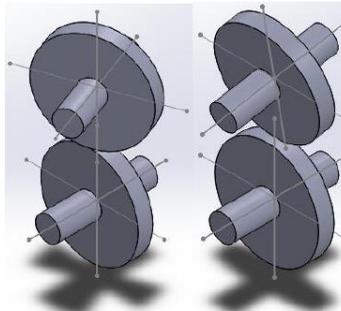
Gambar 2.7 Ilustrasi pasangan gear yang sejajar [3]

1. **Lateral Misalignment**, adalah penyimpangan yang menyebabkan perbedaan *center of distance* dari poros.



Gambar 2.8 Ilustrasi pasangan *gear* dengan *lateral misalignment* [3]

2. **Angular Misalignment**, adalah ketidaklurusan kedua poros yang posisinya saling menyudut. Ketidaklurusan sudut ini menimbulkan perpindahan distribusi tegangan ke sisi samping roda gigi. Selain itu, kontak yang terjadi pada sisi *involute* gigi memiliki area yang lebih kecil dan terkonsentrasi di pinggir, sehingga tegangan yang ditimbulkan akan semakin besar.



Gambar 2.9 Ilustrasi pasangan *gear* dengan *angular misalignment* (radial dan tangensial) [3]

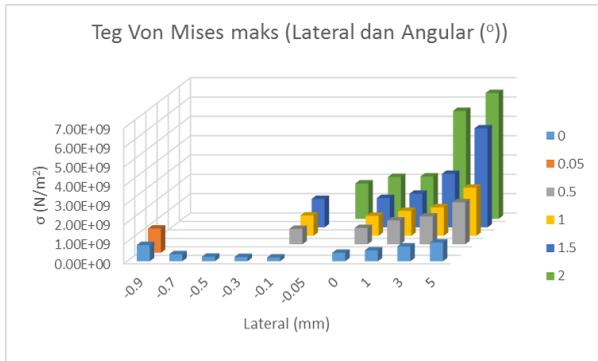
3. **Combination Misalignment**, adalah gabungan dari *angular* dan *lateral misalignment*. Jadi, dalam satu

pasang roda gigi terjadi dua atau lebih jenis *misalignment*.

Tabel 2.1 menunjukkan data tegangan yang diperoleh pada penelitian tersebut menggunakan *software FEA*. Sedangkan dari tabel 2.1 tersebut, dapat dibuat grafik untuk menunjukkan pengaruh *misalignment* terhadap tegangan yang terjadi seperti pada gambar 2.10.

Tabel 2.1 Tegangan Von Mises Akibat *Misalignment* [3]

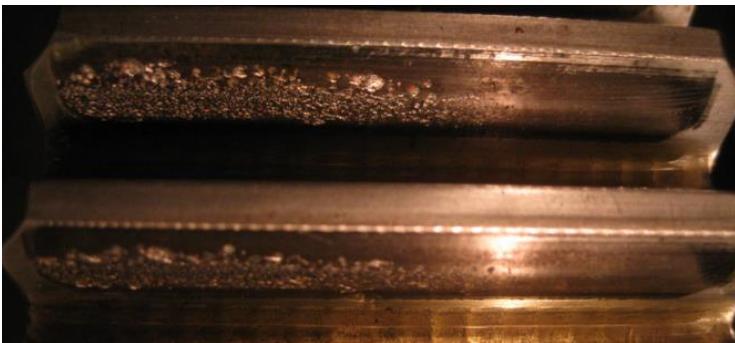
σ_{\max} (MPa)		Angular					
		0	0.05	0.5	1	1.5	2
Lateral	-0.9	8.43 E+8	1.25 E+9				
	-0.7	3.67 E+8					
	-0.5	2.39 E+8					
	-0.3	2.24 E+8					
	-0.1	1.95 E+8		8.00 E+8	1.05 E+9	1.47 E+9	
	-0.05						1.84 E+9
	0	4.37 E+8		8.45 E+8	1.03 E+9	1.52 E+9	2.17 E+9
	1	5.64 E+8		1.23 E+9	1.29 E+9	1.74 E+9	2.20 E+9
	3	7.6 8E+8		1.44 E+9	1.48 E+9	2.77 E+9	5.59 E+9
	5	9.72 E+8		2.17 E+9	2.49 E+9	5.13 E+9	6.51 E+9



Gambar 2.10 Grafik tegangan Von Mises dengan fungsi *lateral* dan *angular misalignment* [3]

Dari grafik tersebut dapat kita lihat bahwa nilai tegangan Von Mises terbesar terjadi pada kondisi *lateral* = 5 mm dan *angular* = 2°. Selain itu, dapat dilihat bahwa nilai tegangan Von Mises selalu naik setiap kenaikan *misalignment* baik *lateral* maupun *angular*.

Konsentrasi tegangan yang diakibatkan oleh *misalignment* dapat menyebabkan kelelahan pada permukaan gigi yang mengalami kontak [11]. Kelelahan permukaan akibat konsentrasi tegangan ini disebut *pitting*.



Gambar 2.11 *Pitting* pada permukaan gigi [7]

Selain itu, terdapat penelitian yang dilakukan Hani [1] tentang pengaruh *misalignment* terhadap tegangan pada roda gigi lurus. Dengan menggunakan *software finite element analysis (FEA)*, Hani [1] menyimpulkan bahwa kenaikan sudut *angular misalignment* berbanding lurus dengan konsentrasi tegangan, deformasi gigi, serta peluang terjadinya patah pada bagian *root* gigi. Penelitian yang dilakukan oleh Zhansheng Liu menyimpulkan bahwa *paralel misalignment* juga mengakibatkan resultan gaya pada arah radial, sehingga menyebabkan getaran yang kompleks pada pasangan roda gigi [12]. Kesimpulan tersebut didapat menggunakan metode analisa matematika dan numerik dengan mengasumsikan sebuah gigi dapat dianggap sebagai sebuah *cantilever beam*. Sedangkan penelitian yang dilakukan oleh Mousavie melalui simulasi numerik menyimpulkan bahwa terjadi kenaikan nilai tegangan Von Mises dengan penambahan jarak *lateral misalignment* baik jarak bernilai positif maupun negatif [3].

2.6 Modifikasi pada Gigi Untuk Mengatasi Efek *Misalignment*

Misalignment pada pasangan roda gigi sangat mempengaruhi umur pemakaian roda gigi tersebut. Solusi dengan cara penggantian roda gigi kurang efisien menurut sisi ekonomi. Oleh karena itu, diperlukan suatu modifikasi pada kaki gigi-gigi *gear* untuk meminimalkan konsentrasi tegangan pada tepi gigi akibat *misalignment* [13]. Modifikasi profil gigi seperti *tip* atau *root relief* dilakukan dengan cara memodifikasi profil involute gigi. Hal ini dilakukan untuk menghasilkan gerakan pasangan roda gigi yang lebih halus, serta menghilangkan konsentrasi tegangan yang terjadi pada *tip* dan *root* dari gigi [13]. Modifikasi yang dapat dilakukan untuk meminimalkan efek *misalignment* adalah *lead modification* seperti *crowning* dan *end relief*. Modifikasi *lead* biasanya digunakan untuk meminimalkan efek konsentrasi tegangan akibat *axial misalignment* [14].

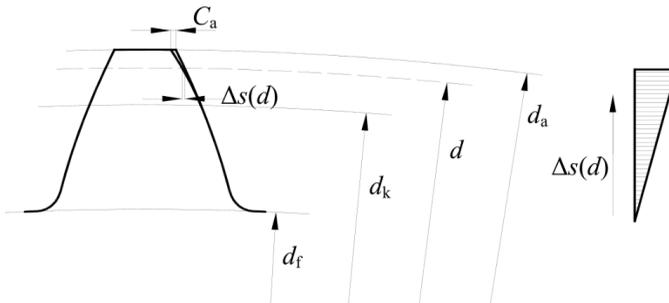
2. 6. 1 Modifikasi Profil Gigi

Tip relief didefinisikan sebagai jumlah pengurangan material pada sisi *flank* dari gigi sepanjang profil *involute* dari gigi tersebut (Markovic dan Franulovic, 2011). *Tip relief* dilakukan dengan tujuan untuk mendapatkan gerakan kontak yang lebih halus agar menghindari timbulnya tegangan kontak yang lebih besar. *Tip relief* dapat dilakukan dengan beberapa metode diantaranya *linear tip relief* dan *parabolic tip relief*. Dari gambar 2.12, besaran *tip relief* secara matematis dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\Delta s(d) = C_a \frac{d - d_k}{d_a - d_k} \quad (2.17)$$

dimana

- C_a : tebal pengurangan material
- d : diameter modifikasi profil *tip relief*
- d_k : diameter awal garis profil modifikasi
- d_a : diameter luar roda gigi
- $\Delta s(d)$: tebal pengurangan material *tip relief*



Gambar 2.12 *Linear tip relief* [15]

2. 6. 2 Modifikasi Lead Gigi

Modifikasi pada bagian *lead* seperti *crowning* dan *end relief* dilakukan untuk mengurangi konsentrasi tegangan yang

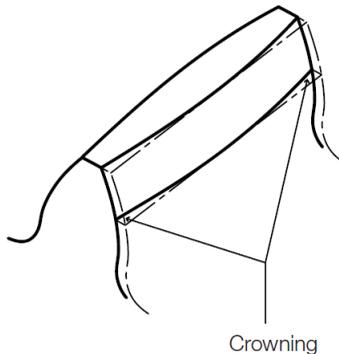
diakibatkan *misalignment* [5]. Menurut Harianto dan Houser [14], modifikasi *lead* dilakukan untuk beberapa tujuan berikut:

- a. Sebagai sebuah kompensasi ketika terjadi *misalignment*, sehingga tegangan terbesar tidak terletak pada pinggir permukaan gigi yang mengalami kontak.
- b. Mengurangi *noise* akibat eksitasi pada roda gigi.
- c. Meminimalkan beban yang terjadi pada permukaan kontak gigi.

Modifikasi *lead* gigi dapat dibedakan menjadi dua, yaitu *crowning* dan *end relief*.

2.6.2.1 *Crowning*

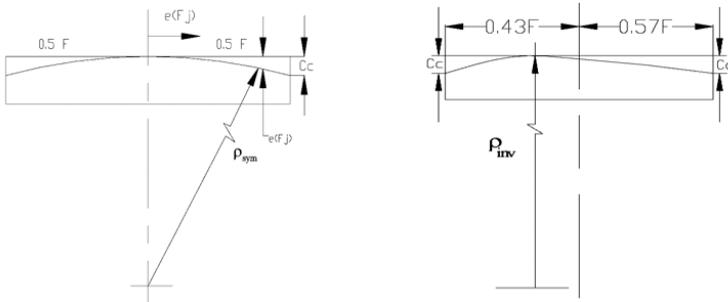
Crowning didefinisikan sebagai pengurangan sejumlah material sepanjang *lead* gigi dengan profil tertentu. Namun umumnya akan menghasilkan permukaan *lead* menjadi lengkung cembung (konveks). Metode ini menghindarkan konsentrasi tegangan pada pinggiran gigi.



Gambar 2.13 *Crowning* pada gigi [7]

Namun besaran *crowning* tetap harus dibatasi [7]. Selain karena mengurangi kekuatan gigi, profil *crowning* yang terlalu besar akan menghasilkan permukaan yang sangat lengkung, sehingga terjadi efek ayun di antara gigi-gigi yang

mengalami kontak [13]. Banyak literatur yang menjelaskan tentang batasan besaran crowning. Menurut Dudley [13], besaran *crowning* dapat berkisar antara 0.00025in (0.00635 mm) sampai dengan 0.0010in (0.0254 mm). Guramani dan Shanmugam [2] melakukan studi numerik tentang analisa kontak gigi yang sudah diterapkan *crowning*. Variasi yang diterapkan adalah variasi profil bentuk dari *crowning* tersebut yaitu *circular* dan *involute crowning*. *Circular crowning* adalah metode *crowning* yang paling banyak digunakan dengan alasan kemudahan manufaktur.



Gambar 2.14 Radius kurva (a) *Circular crowning* (b) *Involute crowning* [2]

Radius kurva untuk *circular crowning* dapat dirumuskan dalam persamaan matematis berikut:

$$\rho_{\text{sym}} = \frac{4 C_c^2 + F^2}{8 C_c} \quad (2.18)$$

dimana ρ_{sym} : jari-jari kurva *circular crowning* (mm)
 C_c : panjang pengurangan material pada (mm)
 F : gear facewidth (mm)

Untuk profil *involute*, acuan yang dipakai untuk menentukan kurva *involute crowning* ditunjukkan oleh gambar 2.15. Sedangkan dari gambar 2.15, besaran *involute crowning* dapat dijabarkan dalam persamaan matematis berikut:

$$C_c = \overline{CI} = \frac{2\pi R_b \theta_M}{360} - \sqrt{AO^2 - AD^2} \quad (2.19)$$

dimana R_b : jari-jari lingkaran *base* (mm)
 C_c : panjang pengurangan material (mm)

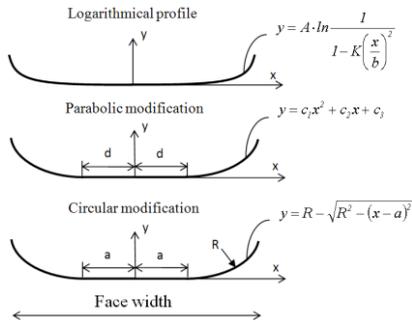
Sedangkan jari-jari kurva profil *involute* (ρ_{inv}) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\rho_{inv} = \overline{EI} = \frac{2\pi R_b \theta_M}{360} \quad (2.20)$$

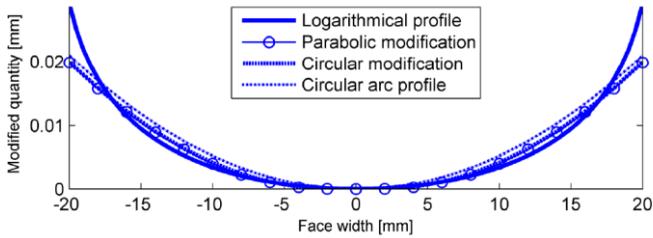
Hubungan antara *facewidth* dengan R_b dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$\frac{F}{R_b} = \left\{ \left[\frac{2\pi\theta_3}{360} - \tan\alpha - \left(\frac{2\pi(\theta_3 - 2\alpha)}{360} + \tan\alpha \right) \cos 2\alpha \right]^2 + \left[\left(\frac{2\pi(\theta_3 - 2\alpha)}{360} + \tan\alpha \right) \sin 2\alpha \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.21)$$

Penelitian Gurumani dan Shanmugam [2] menyimpulkan bahwa luasan kontak sangat bergantung pada radius kurva dan profil yang digunakan seperti *circular* dan *involute*. Bergseth dan Bjorklund [16] melakukan studi numerik tentang analisa kontak gigi yang sudah diterapkan *crowning*. Variasi yang diterapkan adalah variasi profil bentuk dari *crowning* tersebut yaitu *circular*, *circular modification*, *parabolic modification*, dan *logarithmic profile crowning* yang ditunjukkan pada gambar 2.15. Secara detail, variasi *crowning* yang diterapkan pada penelitian tersebut ditunjukkan pada gambar 2.16.

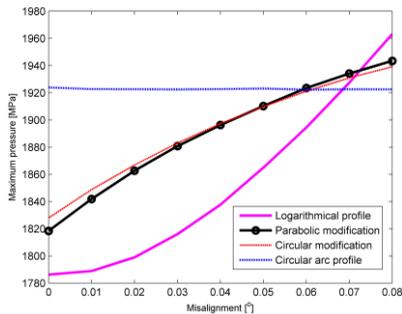


Gambar 2.15 Skema *crowning* pada tiap metode. Sumbu x menggambarkan *facewidth* [16]



Gambar 2.16 Skema variasi *crowning* [16]

Dari variasi di atas, didapat grafik tekanan vs *misalignment* seperti pada gambar 2.17:



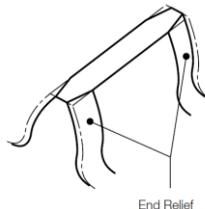
Gambar 2.17 Grafik fungsi tekanan vs *misalignment* [16]

Dari gambar 2.18, terlihat bahwa profil *logarithmic crowning* mempunyai *trendline* yang cenderung naik tekanannya ketika derajat *misalignment* semakin besar dengan gradien yang cenderung curam. Profil *parabolic* dan *circular modification crowning* menunjukkan *trendline* yang sama. Yaitu tekanan yang semakin meningkat seiring bertambahnya derajat *misalignment*, namun dengan gradien yang lebih landai daripada profil *logarithmic crowning*. Sedangkan profil *circular arc crowning* menunjukkan *trendline* dengan tekanan yang cenderung sama walaupun derajat *misalignment* semakin besar.

Bergseth dan Bjorklund [16] juga mengemukakan bahwa *logarithmical crowning* sangat sulit dilakukan meskipun dengan mesin CNC. Hal ini disebabkan material yang dihilangkan melalui *logarithmical crowning* lebih kecil daripada toleransi mesin CNC itu sendiri. Sedangkan profil *circular crowning* juga lebih mudah dilakukan dari segi manufaktur. Karena profil tersebut dapat dilakukan menggunakan mesin sekrap dengan pahat yang dibuat melalui proses EDM *wirecut*. Oleh karena itu, pada penelitian ini difokuskan kepada profil *circular crowning*

2.6.2.2 End Relief

End relief merupakan salah satu metode modifikasi *lead* selain *crowning*. Fungsi *end relief* sama seperti *crowning*, yaitu mengkompensasi *misalignment* serta mencegah terjadinya konsentrasi tegangan [13].



Gambar 2.18 *End relief* pada gigi [7]

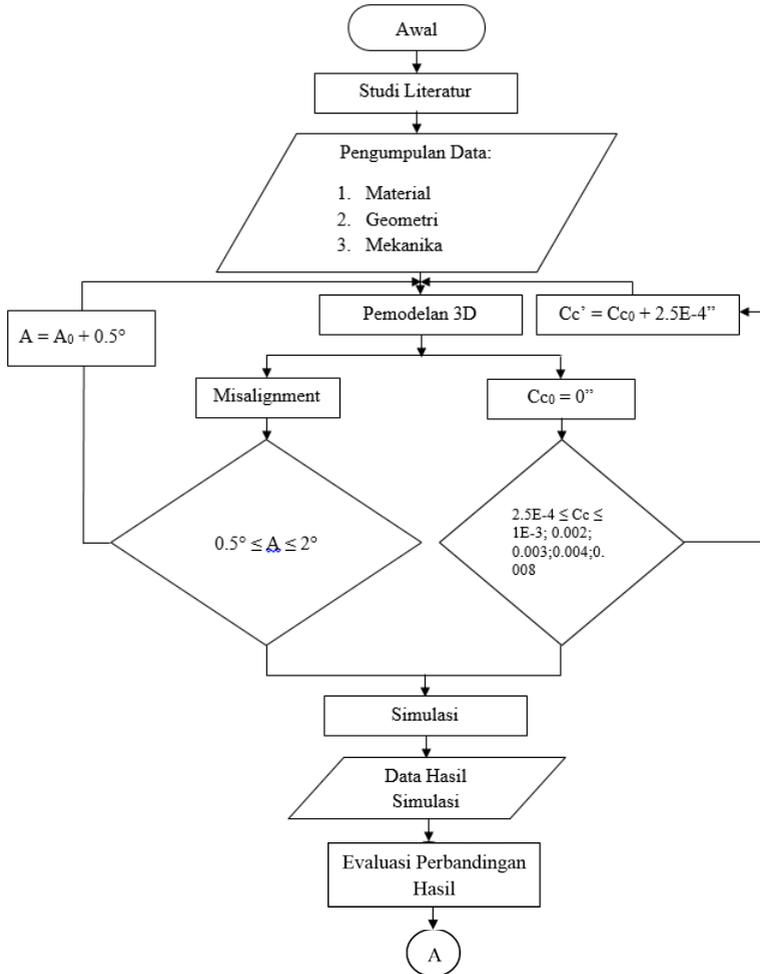
End relief dilakukan dengan cara mengurangi sejumlah material pada ujung gigi sehingga terbentuk profil *tapered* atau

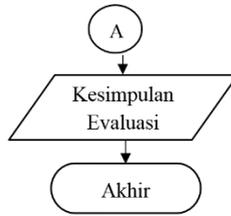
chamfer seperti pada gambar 2.18. *End relief* biasanya dilakukan pada roda gigi yang mempunyai *facewidth* yang relative lebih besar seperti *helical gear*. Sedangkan *crowning* biasanya diterapkan pada roda gigi yang mempunyai *facewidth* yang lebih kecil [13]. Ujung *edge* yang dibentuk oleh metode *end relief* akan menimbulkan *edge stress* yang baru. Hal ini dapat diatasi dengan membuat permukaan yang lengkung seperti yang digunakan pada metode *crowning* [2].

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Langkah-langkah pada penelitian ini dapat digambarkan melalui diagram alir berikut:





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian metode *crowning*

Langkah-langkah penelitian dalam diagram alir di atas dapat dijabarkan sebagai berikut:

1. Melakukan studi literatur terutama yang bertema modifikasi gigi pada roda gigi berprofil *symmetric involute* akibat *misalignment* dengan metode *crowning*
2. Mengumpulkan data-data baik geometri, material, dan mekanika yang diperlukan untuk penelitian sesuai kondisi operasi roda gigi.
3. Pemodelan roda gigi secara 3D dengan menggunakan *software CAD* dengan variabel bebas besaran *misalignment* L (*Lateral*) dan A (*Angular*), serta dimensi *crowning* (C_c)
4. Melakukan simulasi menggunakan *software FEA*.
5. Membuat tabel dan plot grafik untuk data yang diperoleh dari simulasi.
6. Melakukan analisa dan pembahasan pada data dan grafik.
7. Mengambil kesimpulan dari analisa.

3.2 Studi Literatur

Pada tahap ini, dilakukan pencarian literatur yang berkenaan dengan modifikasi gigi pada roda gigi berprofil *symmetric involute* akibat *misalignment* dengan metode *crowning* baik dari buku, artikel, maupun jurnal-jurnal penelitian sebelumnya dengan topik yang sama. Selain itu, peneliti juga mencari informasi tentang pengoperasian *software*

FEA yang digunakan. Sehingga diharapkan penelitian yang dilakukan mempunyai dasar teori yang sesuai.

3.3 Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data-data mengenai properti mekanik material, data geometri, dan data-data mekanika saat roda gigi beroperasi. Melalui tahap ini, diharapkan penelitian yang dilakukan dapat mendekati realitas operasi roda gigi di lapangan. Pada tabel 3.1, ditampilkan data material dari roda gigi yang akan diteliti. Data pada penelitian ini diperoleh melalui salah satu pembangkit listrik di Jawa Timur.

Tabel 3.1 Data Mekanika *Pinion* dan *Gear*

Istilah	Simbol	Satuan	Besaran		Rumus
			<i>Gear</i>	<i>Pinion</i>	
Daya	W	kW	105		
Kecepatan Putar	n	rpm	2029.4	1186.4	
Torsi	T	Nm	493.876	844.802	$60W / 2\pi n$

Tabel 3.2 Data Material *Pinion* dan *Gear*

Istilah	Satuan	Besaran	
		<i>Pinion</i> (SCM 440)	<i>Gear</i> (S 45 C)
Massa Jenis	kg/m ³	7800	7850
Koefisien Muai Termal	/K	1.10E-05	1.15E-05
Modulus <i>Young</i>	N/m ²	2.10E+11	2.05E+11
<i>Poisson's Ratio</i>		0.28	0.29
Modulus <i>shear</i>	N/m ²	8.20E+10	7.95E+10

Tabel 3.2 Data Material *Pinion* dan *Gear* (Lanjutan)

Istilah	Satuan	Besaran	
		<i>Pinion</i> (SCM 440)	<i>Gear</i> (S 45 C)
<i>Strength Exponent</i>		-0.09	-0.106
<i>Ductility Coefficient</i>		0.253	0.213
<i>Ductility Exponent</i>		-0.4	-0.47
<i>Cyclic Strength Coefficient</i>	N/m ²	1.30E+08	1.00E+09
<i>Cyclic Strain Hardening Exponent</i>		0.23	0.2
<i>Tensile Yield Strength</i>	N/m ²	7.5E+08	5.3E+08
<i>Compressive Yield Strength</i>	N/m ²	7.5E+08	5.3E+08
<i>Tensile Ultimate Strength</i>	N/m ²	1E+09	6.25E+08
<i>Compressive Ultimate Strength</i>	N/m ²	1E+09	6.25E+08
Konduktivitas Termal Isotropik	W/(m.K)	14	49.8
<i>Specific Heat</i>	J/(kg.K)	440	486
<i>Isotropic Relative Permeability</i>		8900	10000
<i>Isotropic Resistivity</i>	ohm m	1.52E-07	1.70E-07

Tabel 3.3 Data Geometri *Pinion* dan *Gear*

Istilah	Simbol	Satuan	Besaran		Rumus
			<i>Pinion</i>	<i>Gear</i>	
<i>Module</i>	m	mm	4.23	4.23	
<i>Pressure Angle</i>	θ	°	20	20	
<i>No of Teeth</i>	N_t	teeth	55	97	
<i>Face Width</i>	b	mm	50	50	

Tabel 3.3 Data Geometri *Pinion* dan *Gear* (Lanjutan)

Istilah	Simbol	Satuan	Besaran		Rumus
			<i>Pinion</i>	<i>Gear</i>	
Diameter poros	d_s	mm	4.23	4.23	
<i>Pitch</i>	P	°	20	20	
<i>Fillet radius</i>	r_f	teeth	55	97	
<i>Addendum</i>	a	mm	50	50	
<i>Dedendum</i>	d	mm	5.29167	5.29167	1.25m
<i>Whole Depth</i>	h	mm	9.525	9.525	a + d
<i>Clearance</i>	C	mm	1.05833	1.05833	d - a
<i>Pitch Diameter</i>	d_p	mm	232.833	410.633	Z * m
<i>Base Diameter</i>	d_b	mm	218.792	385.869	$d_p * \cos\theta$
<i>Major Diameter</i>	d_j	mm	241.3	419.1	$d_p + 2a$
<i>Minor Diameter</i>	d_i	mm	222.25	400.05	$d_p - 2d$
<i>Center Distance</i>	c	mm	321.7333333		$\frac{(d_p + d_p)}{2}$

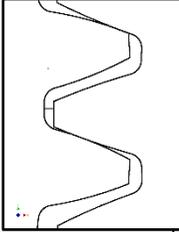
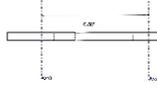
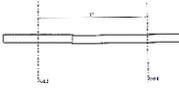
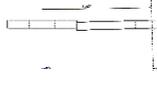
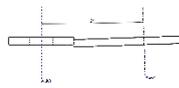
3.4 Pemodelan 3D

Pada tahap ini dilakukan pemodelan secara tiga dimensi (3D) menggunakan *software 3D modeling*. Model 3D yang dihasilkan digunakan sebagai *input* untuk simulasi. Pada penelitian ini, dibuat 5 model pasangan roda gigi dengan variabel bebas *misalignment* dan 9 model pasangan roda gigi dengan variabel bebas dimensi *crowning*. Kombinasi dari kedua variabel bebas tersebut didapat 37 model pasangan roda gigi secara keseluruhan. Variabel bebas *misalignment* disajikan pada tabel 3.4.

Masing-masing variabel bebas *misalignment* pada tabel 3.4, dikenakan variasi besaran *crowning* untuk mengetahui pengaruh besaran *crowning* terhadap nilai tegangan yang dialami oleh roda gigi. Variabel bebas *crowning* akan disajikan pada tabel 3.5. Sedangkan perbandingan berbagai besaran

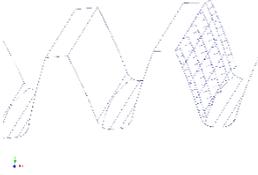
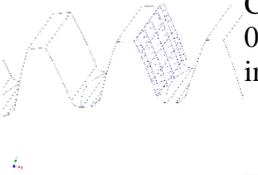
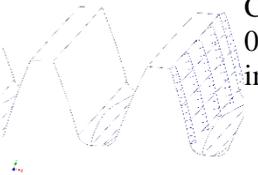
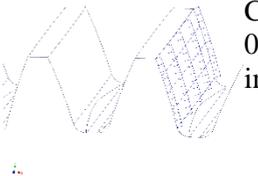
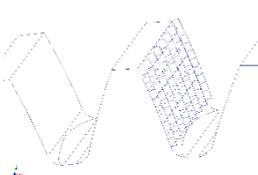
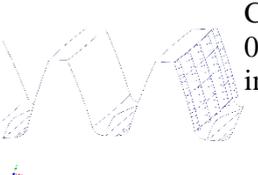
crowning dalam fungsi *facewidth* dapat ditunjukkan pada gambar 3.2.

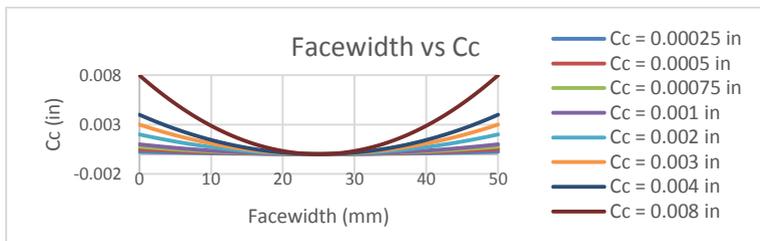
Tabel 3.4 Variasi Dimensi *Misalignment*

No	Model	Keterangan	No	Model	Keterangan
1		No <i>Misalignment</i>	4		<i>Misalignment</i> : <i>Lateral</i> : 0 mm <i>Angular</i> : 0.5°
2		<i>Misalignment</i> : <i>Lateral</i> : 0 mm <i>Angular</i> : 1°	5		<i>Misalignment</i> : <i>Lateral</i> : 0 mm <i>Angular</i> : 1.5°
3		<i>Misalignment</i> : <i>Lateral</i> : 0 mm <i>Angular</i> : 2°			

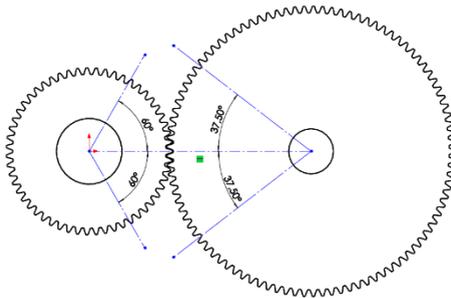
Masing-masing variabel bebas *misalignment* pada tabel 3.4, dikenakan variasi besaran *crowning* untuk mengetahui pengaruh besaran *crowning* terhadap nilai tegangan yang dialami oleh roda gigi. Variabel bebas *crowning* akan disajikan pada tabel 3.5. Sedangkan perbandingan berbagai besaran *crowning* dalam fungsi *facewidth* dapat ditunjukkan pada gambar 3.2.

Tabel 3.5 Variasi Besaran *Crowning*

No	Model	Keterangan	Model	Keterangan
1		$C_c = 0.00025$ in		$C_c = 0.002$ in
2		$C_c = 0.0005$ in		$C_c = 0.003$ in
3		$C_c = 0.00075$ in		$C_c = 0.004$ in
4		$C_c = 0.001$ in		$C_c = 0.008$ in

Gambar 3.2 Perbandingan C_c vs *facewidth*

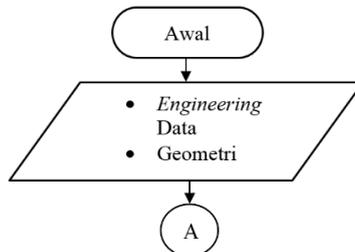
Gear merupakan contoh benda yang simetris secara aksial atau *axisymmetric*. Oleh karena itu untuk menghemat waktu pemrosesan dan sumber daya komputer (Memori dan *processor*), dapat digunakan potongan atau bagian *gear* yang difokuskan untuk diamati. Artinya, pemodelan 3D dilakukan untuk bagian *gear* yang kontak selama beberapa waktu yang diamati, tidak memerlukan satu *gear* secara utuh.

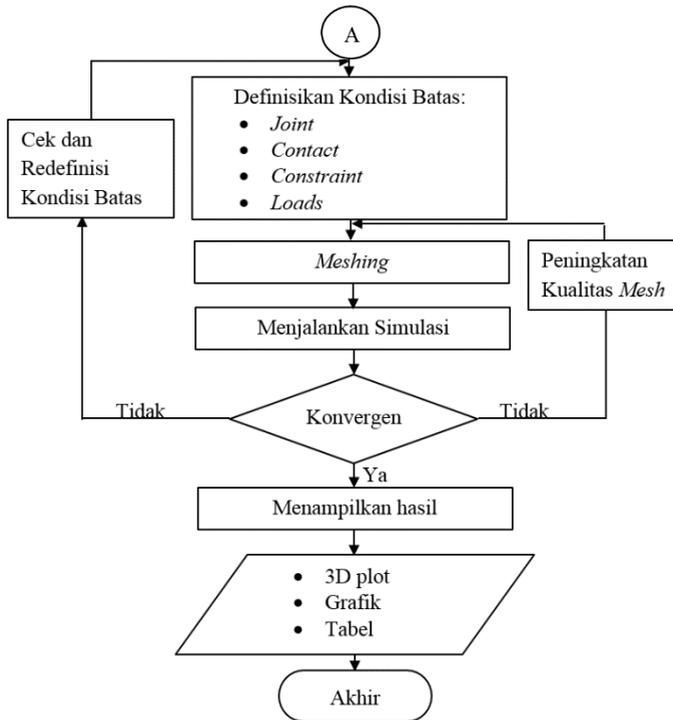


Gambar 3.3 Pengambilan sampel geometri 3D

3.5 Simulasi

Pada tahap ini dilakukan simulasi menggunakan *software FEA*. Simulasi yang digunakan pada penelitian ini bersifat 3D dinamis. Dibutuhkan pengaturan pada *software* tersebut agar simulasi sesuai dengan kondisi kerja roda gigi di lapangan. Untuk menjalankan simulasi, diperlukan langkah-langkah yang dijelaskan pada gambar 3.4.





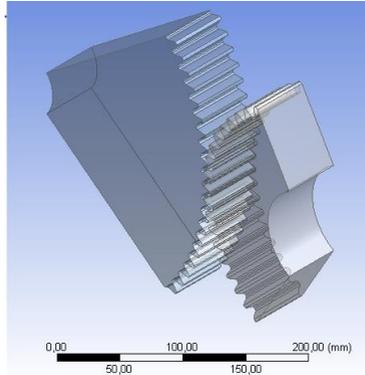
Gambar 3.4 Diagram alir proses simulasi

3.5.1 *Input Engineering Data*

Proses *input engineering data* merupakan proses memasukkan data properti mekanik material seperti kekuatan luluh, tarik, kompresi, dan lainnya seperti yang disebutkan pada tabel 3.1. Material yang digunakan untuk *pinion* adalah SCM440. Sedangkan *gear* menggunakan material S45C. Properti mekanik dari tiap material di atas terdapat pada tabel 3.1.

3.5.2 *Import Geometri*

Pada tahap ini geometri roda gigi yang telah dibuat pada proses pemodelan 3D dimasukkan ke dalam *software* simulasi *FEA* agar *software* simulasi mampu mengenali format geometri yang dibuat sebelumnya.

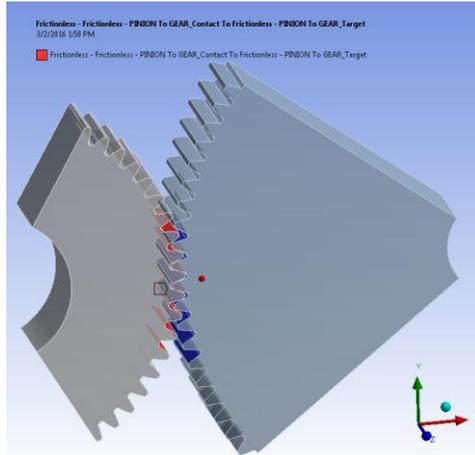


Gambar 3.5 *Import geometri 3D ke dalam software fea*

3.5.3 *Pendefinisian Boundary Condition*

Boundary condition pada simulasi *FEA* memuat semua kontak, joint, beban, serta konstrain. Pendefinisian *boundary condition* dimulai dari pendefinisian kontak. Pendefinisian kontak merupakan cara agar program simulasi dapat mengenali permukaan-permukaan yang akan mengalami kontak. Kontak yang diterapkan pada simulasi ini adalah kontak jenis *frictionless*. Hal ini sesuai dengan keadaan operasi dari roda gigi dimana antar gigi terjadi kontak dengan gaya gesek yang bisa diabaikan akibat pelumasan. Semua kontak yang diterapkan pada simulasi ini dapat ditunjukkan oleh gambar 3.6. Dari gambar 3.6, *pinion* merupakan gear yang memiliki permukaan kontak berwarna merah yang berarti permukaan tersebut merupakan permukaan yang melakukan kontak secara aktif. Sedangkan *gear* memiliki permukaan kontak berwarna biru yang menyatakan bahwa *gear* merupakan bagian yang

terimbas kontak oleh *pinion*. Pengaturan kontak secara lengkap dapat dilihat pada tabel 3.6.



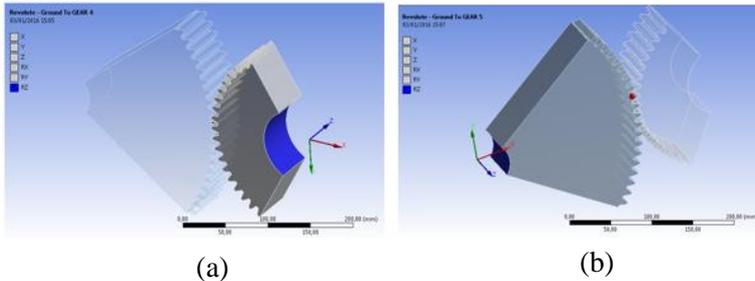
Gambar 3.6 Pendefinisian kontak gigi-gigi pada *software FEA*

Tabel 3.6: Pengaturan Kontak pada *Software FEA*

Obyek	<i>Frictionless - Pinion To Gear</i>
<i>Contact</i>	108 <i>Faces</i>
<i>Target</i>	123 <i>Faces</i>
<i>Contact Bodies</i>	<i>Pinion</i>
<i>Target Bodies</i>	<i>Gear</i>
<i>Type</i>	<i>Frictionless</i>
<i>Behavior</i>	<i>Symmetric</i>

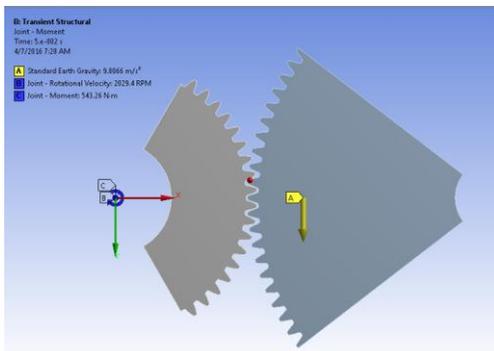
Setelah itu, dilanjutkan dengan pendefinisian *joint* yang dilakukan agar *software* dapat mengidentifikasi sambungan sebagai konstrain gerakan dari model. Pada penelitian ini, digunakan model *joint body to ground revolute* dengan kecepatan putar yang telah ditentukan. Jenis *joint* ini dapat mengilustrasikan bahwa roda gigi berputar pada poros dengan kecepatan tertentu. Sehingga roda gigi mempunyai *DOF ROTZ*

pada simulasi. Hal ini dapat menggambarkan keadaan operasi sebenarnya dari roda gigi.



Gambar 3.7: Pendefinisian *joint* pada (a) *pinion* dan (b) *gear*

Setelah pendefinisian *joint* dilakukan, maka dilanjutkan dengan pendefinisian beban. Pada penelitian ini, beban yang bekerja pada roda gigi antara lain beban akibat putaran dan kontak antar gigi seperti torsi dan inersia.



Gambar 3.8 Pembebanan pada model

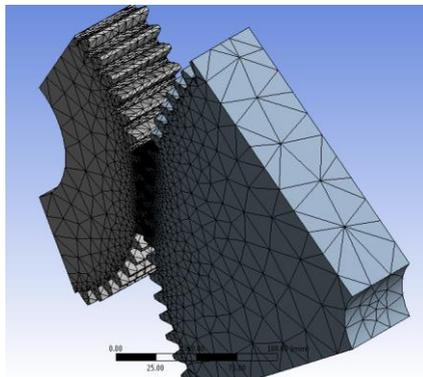
Pada gambar 3.8, dapat dilihat beberapa beban yang diaplikasikan pada model. Anak panah berwarna kuning menyatakan beban akibat percepatan gravitasi atau gaya berat. Beban ini diaplikasikan pada kedua roda gigi. Sedangkan grafik beban berwarna biru merupakan pembebanan akibat gerak dari kedua roda gigi.

3. 5. 4 Proses *Meshing*

Simulasi pada penelitian ini menggunakan metode elemen hingga dimana persamaan-persamaan diselesaikan pada setiap domain diskrit. *Meshing* merupakan proses dimana model dibagi-bagi menjadi domain-domain diskrit. Besaran *meshing* sangat berpengaruh pada akurasi hasil akhir simulasi. Semakin halus *meshing* sebuah model, maka hasil simulasi akan semakin dekat dengan nilai sebenarnya. Namun konsekuensinya, memori komputer yang dibutuhkan juga semakin besar. Secara umum, tampilan *mesh* pada penelitian ini ditunjukkan gambar 3.9.

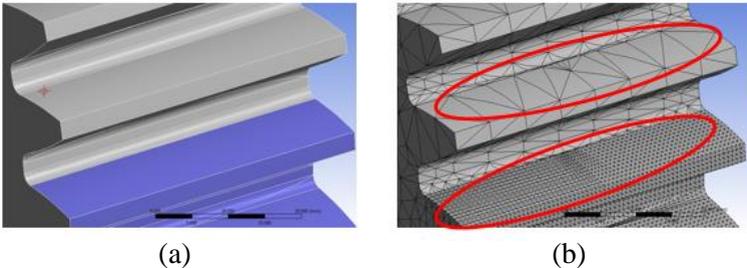
Tabel 3.7: Detail Pengaturan *Meshing*

Obyek	<i>Mesh</i>
<i>Relevance Center</i>	<i>Coarse</i>
Ukuran Elemen	<i>Default</i>
<i>Smoothing</i>	<i>Medium</i>
<i>Transition</i>	<i>Slow</i>
<i>Span Angle Center</i>	<i>Coarse</i>
<i>Minimum Edge Length</i>	0.717470 mm



Gambar 3.9 *Meshing* pada model 3D

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang lebih akurat, maka harus dibuat elemen *mesh* yang lebih halus. Namun jika elemen *mesh* semakin halus, maka waktu yang diperlukan untuk proses simulasi menjadi lebih besar. Sehingga, diperlukan perbaikan kualitas elemen *mesh* pada beberapa permukaan yang diatur untuk terjadi kontak pada waktu tertentu. Hal ini dimaksudkan agar terjadi kompromi antara akurasi hasil dan waktu simulasi. Pada penelitian ini, pembahasan mengenai pemilihan ukuran *mesh* lebih lengkap terdapat pada bab IV.



Gambar 3.10 (a) Penerapan *face sizing* pada beberapa permukaan (b) Perbedaan kualitas ukuran elemen mesh pada permukaan dengan *face sizing* dan tanpa *face sizing*

Tabel 3.8: Pengaturan Kontrol Elemen *Mesh*

Obyek	<i>Face Sizing</i>	<i>Face Sizing 2</i>
<i>Named Selection</i>	<i>Pinion</i>	<i>Gear</i>
<i>Type</i>	<i>Element Size</i>	
<i>Element Size</i>	0.8 mm	
<i>Behavior</i>	<i>Soft</i>	

3. 5. 5 Pendefinisian *Time Setting*

Pendefinisian *time setting* dilakukan supaya simulasi berjalan pada waktu yang telah ditentukan oleh peneliti. Pendefinisian *time setting* mencakup waktu awal, jarak waktu minimum, jarak waktu maksimum, lama waktu simulasi.

Pengaturan *time setting* pada penelitian ini disajikan pada tabel 3.9.

Tabel 3.9: Pengaturan Analisa Simulasi dan *Time Setting*

Obyek	<i>Analysis Settings</i>
<i>Number Of Steps</i>	1,
<i>Current Step Number</i>	1,
<i>Step End Time</i>	5,e-003 s
<i>Auto Time Stepping</i>	<i>On</i>
<i>Initial Time Step</i>	5,e-005 s
<i>Minimum Time Step</i>	5,e-005 s
<i>Maximum Time Step</i>	1,e-004 s
<i>Time Integration</i>	<i>On</i>

3. 5. 6 Pendefinisian Output

Setelah proses iterasi selesai, program akan menyimpan data-data hasil iterasi. Data tersebut dapat ditampilkan secara 3D namun harus ditentukan terlebih dahulu data yang kita butuhkan, misalnya tegangan Von Mises, tegangan geser, deformasi, dan lain-lain. Pada penelitian ini, data yang ditampilkan adalah tegangan Von Mises pada keseluruhan gigi, dan tegangan Von Mises pada permukaan gigi yang mengalami kontak.

3. 6 Evaluasi dan Perbandingan Hasil

Setelah proses simulasi selesai, kemudian dilanjutkan proses evaluasi perbandingan hasil sebagai upaya untuk menarik kesimpulan. Pada penelitian ini, tegangan yang terjadi pada model yang belum dilakukan modifikasi gigi *crowning* dibandingkan dengan tegangan pada model setelah dilakukan variasi *crowning* pada beberapa variasi *malalignment*. Dari perbandingan tegangan, dapat ditarik kesimpulan sebagai hasil akhir dari penelitian.

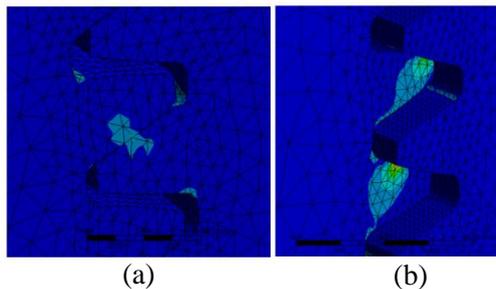
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Penelitian ini dilakukan menggunakan metode elemen hingga untuk mendapatkan nilai tegangan pada permukaan yang dikenai modifikasi *crowning*. Simulasi dilakukan berdasarkan beban putaran 2029,4 RPM, torsi 494.3 Nm, dan gaya gravitasi.

Melalui proses simulasi, didapatkan data tegangan Von Mises pada masing-masing permukaan gigi yang mengalami kontak. Data hasil simulasi tersebut dapat disajikan dalam bentuk tabel, grafik, maupun plot distribusi tegangan. Data yang akan dianalisa adalah tegangan Von Mises pada roda gigi, nilai angka keamanan, serta distribusi tegangan.

Simulasi pada penelitian ini bersifat dinamis. Oleh karena itu data tegangan yang diambil merupakan data tegangan maksimum pada waktu tertentu. Namun pada umumnya tegangan maksimum terjadi pada permukaan gigi yang mengalami kontak.

Dari simulasi yang telah dilakukan, diperoleh nilai tegangan Von Mises pada masing-masing variasi. Nilai tegangan yang diperoleh melalui hasil simulasi ditunjukkan dengan warna-warna tertentu yang menunjukkan rentang nilai tegangan dari tegangan minimum sampai tegangan maksimum yang terjadi pada model roda gigi.



Gambar 4.1 Contoh nilai tegangan Von Mises pada konfigurasi
(a) Tanpa *misalignment*, (b) *Angular misalignment* 2°

4.1 Konvergensi

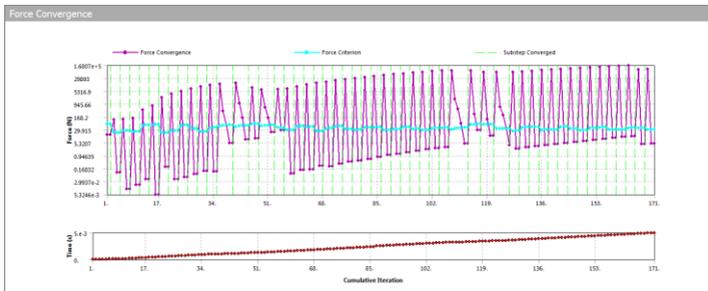
Tingkat konvergensi dari suatu simulasi dapat dilihat dari monitor *convergence criterion*. *Convergence criterion* sangat bergantung kepada kehalusan *mesh*, formulasi kontak, serta *boundary condition* yang lainnya. Simulasi pada penelitian ini menggunakan beban gravitasi, beban putaran, serta beban momen. Sehingga dapat dikatakan telah memenuhi kondisi kerja roda gigi di lapangan. Pengaturan *convergence criterion* pada penelitaian ini ditunjukkan pada gambar 4.2.

Nonlinear Controls	
Newton-Raphson O...	Program Controlled
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Conve...	Program Controlled
Rotation Convergen...	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
Stabilization	Off
Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	No
Contact Miscellaneo...	No
General Miscellaneo...	No
Store Results At	All Time Points
Cache Results in Me...	Never
Damping Controls	
Stiffness Coefficient...	Direct Input
<input type="checkbox"/> Stiffness Coeffici...	0.
<input type="checkbox"/> Mass Coefficient	0.
Numerical Damping	Program Controlled
Numerical Damping ...	0.1

Gambar 4.2 Pengaturan konvergensi pada simulasi

Selain itu, kontak yang digunakan pada penelitian ini adalah jenis kontak *frictionless*. Penggunaan kontak *frictionless* ini dilakukan dengan asumsi bahwa pelumasan antara *pinion* dan *driven gear* dianggap sempurna. Selain itu, penelitian ini tidak bertujuan untuk meneliti koefisien gesekan yang terjadi dengan pelumasan di dunia nyata. Namun kontak *frictionless* menyebabkan simulasi menjadi tidak linier. Untuk mengatasi hal tersebut, dibutuhkan formulasi kontak dan ukuran *mesh* yang mencukupi untuk simulasi. Formulasi kontak yang digunakan pada penelitian ini telah dijelaskan pada bab III. Aspek selanjutnya adalah penentuan ukuran *mesh*. Hal ini sangat menentukan tingkat konvergensi dari simulasi.

Gambar 4.3 menunjukkan monitor *convergence criterion* dengan ukuran *custom mesh* 1 mm. Grafik berwarna biru muda pada gambar 4.3 menunjukkan *convergence criterion* pada setiap *substep*. Gambar 4.3 menunjukkan grafik *convergence criterion* yang berfluktuasi. Hal ini menunjukkan bahwa konvergensi lebih sulit tercapai sehingga *software FEA* menyesuaikan tingkat konvergensi agar simulasi dapat dikatakan konvergen. Sedangkan waktu yang diperlukan komputer untuk menjalankan simulasi dengan ukuran *mesh* 1 mm ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4.3 Monitor *convergence criterion* dengan ukuran *mesh* 1 mm

```

Compiler: Intel(R) FORTRAN Compiler Version 12.1.0 (Build: 20120928)
          Microsoft(R) Visual C/C++ Compiler Version 16.0 (Build: 40219)
          Intel(R) Math Kernel Library Version 11.0.5 Product Build 20130612

Total number of cores available      : 4
Number of physical cores available   : 4
Number of cores requested            : 2 (Shared Memory Parallel)

GPU Acceleration: Not Requested

Job Name: file
Working Directory: D:\TA HUSAINI\_ProjectScratch\Scr81BB

Total CPU time for main thread      : 17753.9 seconds
Total CPU time summed for all threads : 29582.8 seconds

Elapsed time spent pre-processing model (/PREP7) : 2.1 seconds
Elapsed time spent solution - preprocessing : 6.5 seconds
Elapsed time spent solution - assembling solution : 20123.8 seconds
Elapsed time spent solution - postprocessing : 0.0 seconds
Elapsed time spent post-processing model (/POST1) : 0.2 seconds

Equation solver computational rate   : 11365.5 MFlops
Equation solver effective I/O rate   : 2110.3 MB/sec

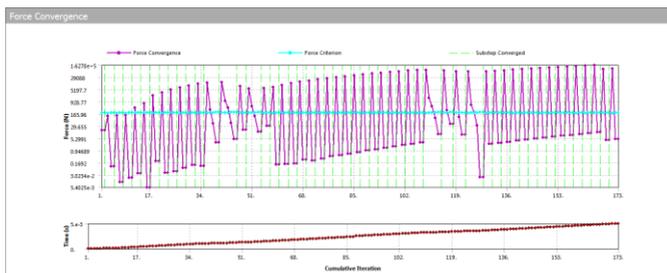
Maximum total memory used           : 1963.0 MB
Maximum total memory allocated      : 2525.0 MB
Maximum total memory available      : 8 GB

```

Gambar 4.4 Rangkuman laporan *software FEA* dengan ukuran *mesh* 1 mm

Oleh karena itu, dibutuhkan perbaikan ukuran *mesh* untuk mendapatkan grafik *convergence criterion* yang lebih stabil. Gambar 4.5 menunjukkan monitor konvergensi dengan ukuran 0.8 mm.

Grafik berwarna biru muda pada gambar 4.3 menunjukkan *convergence criterion* pada setiap *substep*. Gambar 4.5 menunjukkan grafik *convergence criterion* yang relatif lebih stabil. Hal ini menunjukkan bahwa konvergensi lebih mudah tercapai sehingga *software FEA* tidak perlu mengubah kriteria konvergensi agar simulasi dapat dikatakan konvergen. Sedangkan waktu yang diperlukan komputer untuk menjalankan simulasi dengan ukuran *mesh* 0.8 mm ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.5 Monitor konvergensi dengan ukuran *mesh* 0.8 mm

```

Compiler: Intel(R) FORTRAN Compiler Version 12.1.0 (Build: 20120928)
          Microsoft(R) Visual C/C++ Compiler Version 16.0 (Build: 40219)
          Intel(R) Math Kernel Library Version 11.0.5 Product Build 20130612

Total number of cores available :      8
Number of physical cores available :   4
Number of cores requested           :   2 (Shared Memory Parallel)

GPU Acceleration: Not Requested

Job Name: file
Working Directory: D:\TA HUSAINI\ProjectScratch\ScrBA52

Total CPU time for main thread       : 19929.6 seconds
Total CPU time summed for all threads : 33176.4 seconds

Elapsed time spent pre-processing model (/PREP7) : 1.8 seconds
Elapsed time spent solution - pre-processing : 5.7 seconds
Elapsed time spent solution - solution : 11226.6 seconds
Elapsed time spent solution - postprocessing : 0.0 seconds
Elapsed time spent post-processing model (/POST1) : 0.5 seconds

Equation solver computational rate : 19936.3 Mflops
Equation solver effective I/O rate : 13272.0 MB/sec

Maximum total memory used : 9919.0 MB
Maximum total memory allocated : 10000.0 MB
Maximum total memory available : 16 GB

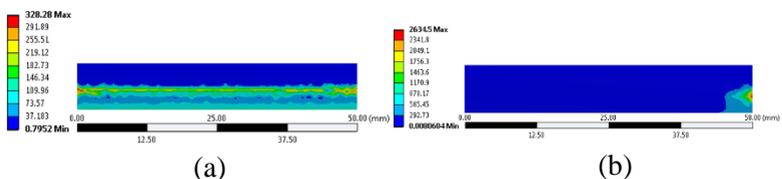
```

Gambar 4.6 Rangkuman laporan *software FEA* dengan ukuran *mesh* 0.8 mm

Dari gambar 4.4 dan 4.6 dapat dibandingkan waktu yang dibutuhkan untuk masing-masing ukuran *mesh*. Simulasi dengan menggunakan ukuran *mesh* 1 mm adalah 20129 detik atau 5.6 jam. Sedangkan simulasi dengan ukuran *mesh* 0.8 mm adalah 21626.6 detik atau 6 jam. Selisih waktu dari kedua simulasi tersebut adalah 1497.6 detik atau sekitar 25 menit. Penelitian ini menggunakan ukuran *mesh* 0.8 mm dengan pertimbangan tingkat konvergensi yang semakin baik. Sedangkan selisih waktu simulasi tidak berbeda secara signifikan.

4.2 Tegangan Von Mises

Pada umumnya, tegangan maksimum terjadi pada daerah yang mengalami kontak secara dominan. Gambar 4.7(a) dan 4.7(b) menunjukkan distribusi tegangan secara tiga dimensi. Hal ini akan mengakibatkan kesulitan dalam penganalisaan data. Untuk mempermudah analisa, visualisasi tegangan Von Mises yang terjadi hanya ditampilkan pada permukaan gigi yang mengalami tegangan maksimal. Sehingga, nilai tegangan dan distribusi tegangan dapat dibandingkan antar model yang divariasikan. Selain itu, data juga ditampilkan dalam bentuk tabel dan grafik.



Gambar 4.7 Contoh nilai dan distribusi tegangan Von Mises pada permukaan gigi terkontak dengan konfigurasi (a) Tanpa *misalignment*, (b) *Angular misalignment* 2°

Simulasi pada penelitian ini bersifat dinamis. Oleh karena itu, tegangan akan berubah sesuai dengan terjadinya kontak antar gigi. Sehingga data yang diambil merupakan nilai

tegangan maksimum yang terjadi pada masing-masing model. Simulasi pada penelitian ini bersifat dinamis. Oleh karena itu, tegangan akan berubah sesuai dengan terjadinya kontak antar gigi. Sehingga data yang diambil merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada masing-masing model. Tabel 4.1 merupakan hasil data tegangan yang dihasilkan oleh software finite element. Data tegangan yang dihasilkan dalam satu model sekitar 500 data. Oleh karena itu, tabel 4.1 hanya memuat sebagian data yang dihasilkan pada proses simulasi.

Sedangkan tabel 4.2 merupakan data nilai tegangan maksimal dari setiap model variasi. Dari data ini, akan dibuat grafik perbandingan untuk dapat menarik kesimpulan dari tegangan yang dihasilkan dari masing-masing model variasi modifikasi *crowning*.

Tabel 4.1 Data Tegangan Von Mises Hasil Simulasi pada Konfigurasi Tanpa *Misalignment*

<i>Time</i> [s]	<i>Minimum</i> [MPa]	<i>Maximum</i> [MPa]
9.5e-004	4.1045e-004	44.421
1.05e-003	5.7062e-005	39.282
1.15e-003	7.3278e-004	51.868
1.25e-003	3.0527e-003	254.67
1.35e-003	4.0821e-003	328.28
1.45e-003	3.2056e-004	40.799
1.55e-003	4.3549e-004	65.449
2.95e-003	1.3952e-004	52.056
3.55e-003	1.6237e-004	43.873
3.65e-003	1.6153e-003	109.87
3.75e-003	6.1956e-003	328.28
3.85e-003	3.1188e-004	37.039
3.95e-003	3.648e-004	57.026
4.05e-003	4.8004e-004	57.121

Tabel 4.2 Data Tegangan Von Mises Maksimum

No	Misalignment	Crowning (in)	Tegangan Von Mises (MPa)
1	<ul style="list-style-type: none"> • Lateral = 0 mm • Angular = 0.5° 	0	1225.8
		0.00025	1042.6
		0.0005	856.09
		0.00075	797.96
		0.001	622.81
		0.002	574.88
		0.003	522.85
		0.004	517.07
2	<ul style="list-style-type: none"> • Lateral = 0 mm • Angular = 1° 	0	1695.1
		0.00025	1443.3
		0.0005	1432.9
		0.00075	1417.2
		0.001	1371
		0.002	783.06
		0.003	529.52
		0.004	501.22
3	<ul style="list-style-type: none"> • Lateral = 0 mm • Angular = 1.5° 	0	1956.6
		0.00025	1884.8
		0.0005	1644.2
		0.00075	1526
		0.001	1507.6
		0.002	1090.4
		0.003	712.41
		0.004	481.18
	0.008	681.47	

Tabel 4.2 Data Tegangan Von Mises Maksimum (Lanjutan)

No	<i>Misalignment</i>	<i>Crowning</i> (in)	Tegangan Von Mises (MPa)
4	<ul style="list-style-type: none"> • Lateral = 0 mm • Angular = 2° 	0	2634.5
		0.00025	2344.6
		0.0005	2333.3
		0.00075	1956.5
		0.001	1725.8
		0.002	1512.7
		0.003	1100.3
		0.004	840.3
		0.008	563.65

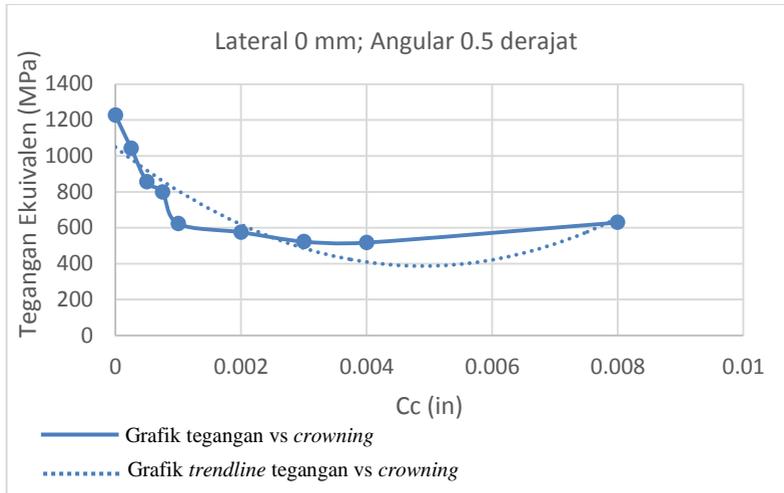
Untuk dapat melihat perbandingan tegangan yang terjadi pada setiap variasi, data pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik dengan absis besaran *crowning* (Cc) dan nilai tegangan maksimum sebagai ordinat.

4.2.1 Tegangan Von Mises pada Konfigurasi

Misalignment 0.5°

Data tegangan pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5° disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.8. Variasi *crowning* yang diterapkan sebesar 0.00025 in, 0.0005 in, 0.00075 in, 0.001 in, 0.002 in, 0.003 in, 0.004 in, dan 0.008 in. Dari grafik tersebut, ditarik sebuah kurva *trendline* untuk mengamati fenomena tegangan vs *crowning* secara umum.

Gambar 4.8 merupakan grafik nilai tegangan pada masing-masing modifikasi *crowning* untuk konfigurasi *angular misalignment* 0.5°. Dari grafik tersebut dapat terlihat Untuk dapat melihat perbandingan tegangan yang terjadi pada setiap variasi, data pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik dengan absis besaran *crowning* (Cc) dan nilai tegangan maksimum sebagai ordinat.



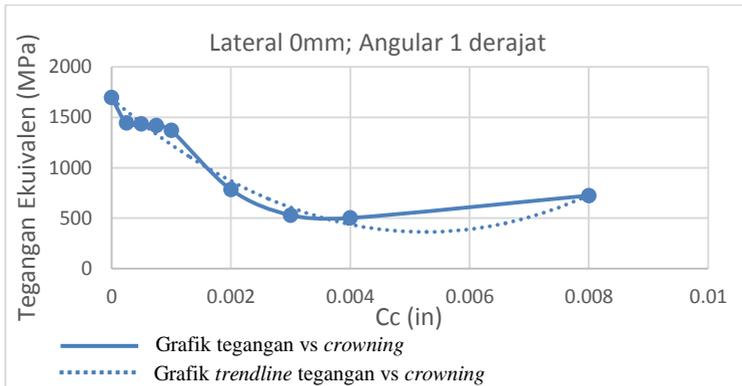
Gambar 4.8 Grafik tegangan vs besaran *crowning* pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5°

Sebelum dilakukan modifikasi *crowning*, tegangan Von Mises pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5° sebesar 1225.8 MPa. Nilai tegangan Von Mises turun hingga mencapai nilai terendah sebesar 517.07 MPa setelah dilakukan modifikasi *crowning* 0.004 in. Dari titik terendah tersebut, nilai tegangan kembali naik setelah dilakukan *crowning* sebesar 0.008 in. Sedangkan dari grafik *trendline* pada gambar 4.8 di atas, terlihat bahwa hubungan tegangan Von Mises dengan besaran *crowning* berbentuk kurva polinomial kuadrat. Dimana nilai tegangan Von Mises akan turun seiring naiknya besaran *crowning* sampai pada suatu harga besaran *crowning* tertentu, nilai tegangan Von Mises akan kembali naik.

4.2.2 Tegangan Von Mises pada Konfigurasi *Misalignment* 1°

Data tegangan pada konfigurasi *angular misalignment* 1° disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.9. Variasi

crowning yang diterapkan sebesar 0.00025 in, 0.0005 in, 0.00075 in, 0.001 in, 0.002 in, 0.003 in, 0.004 in, dan 0.008 in.



Gambar 4.9 Grafik tegangan vs besaran *crowning* pada konfigurasi *angular misalignment* 1°

Gambar 4.9 merupakan grafik nilai tegangan pada masing-masing modifikasi *crowning* untuk konfigurasi *angular misalignment* 1°. Dari grafik tersebut dapat terlihat Untuk dapat melihat perbandingan tegangan yang terjadi pada setiap variasi, data pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik dengan absis besaran *crowning* (Cc) dan nilai tegangan maksimum sebagai ordinat.

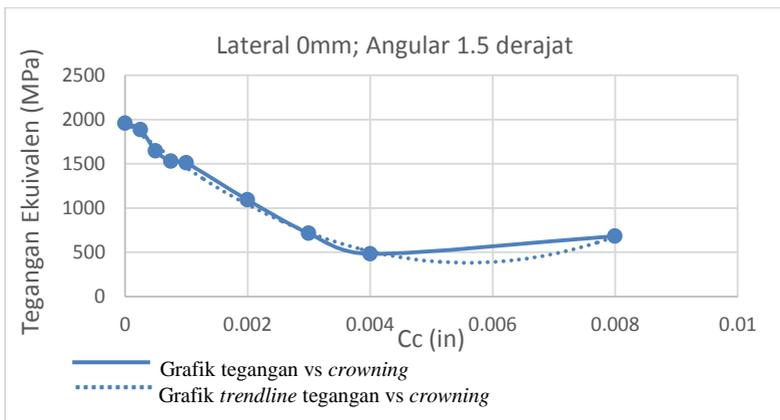
Dari gambar 4.9 di atas, dapat terlihat bahwa nilai tegangan Von Mises terbesar adalah 1695.1 MPa yang terjadi pada konfigurasi *angular misalignment* 1° sebelum dilakukan modifikasi *crowning*. Nilai tegangan Von Mises turun hingga mencapai nilai terendah sebesar 501.22 MPa setelah dilakukan modifikasi *crowning* sebesar 0.004 in. Dari titik terendah tersebut, nilai tegangan kembali naik setelah dilakukan *crowning* sebesar 0.008 in. Sedangkan dari grafik *trendline* pada gambar 4.9 di atas, terlihat bahwa hubungan tegangan Von Mises dengan besaran *crowning* berbentuk kurva polinomial kuadrat. Dimana nilai tegangan Von Mises akan turun seiring

naiknya besaran *crowning* sampai pada suatu harga besaran *crowning* tertentu, nilai tegangan Von Mises akan kembali naik.

4.2.3 Tegangan Von Mises pada Konfigurasi *Misalignment 1.5°*

Data tegangan pada konfigurasi *angular misalignment 1.5°* disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.10. Variasi *crowning* yang diterapkan sebesar 0.00025 in, 0.0005 in, 0.00075 in, 0.001 in, 0.002 in, 0.003 in, 0.004 in, dan 0.008 in. Dari grafik tersebut, ditarik sebuah kurva *trendline* untuk mengamati fenomena tegangan vs *crowning* secara umum.

Gambar 4.10 merupakan grafik nilai tegangan pada masing-masing modifikasi *crowning* untuk konfigurasi *angular misalignment 1.5°*. Dari grafik tersebut dapat terlihat Untuk dapat melihat perbandingan tegangan yang terjadi pada setiap variasi, data pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik dengan absis besaran *crowning* (C_c) dan nilai tegangan maksimum sebagai ordinat.



Gambar 4.10 Grafik tegangan vs besaran *crowning* pada konfigurasi *angular misalignment 1.5°*

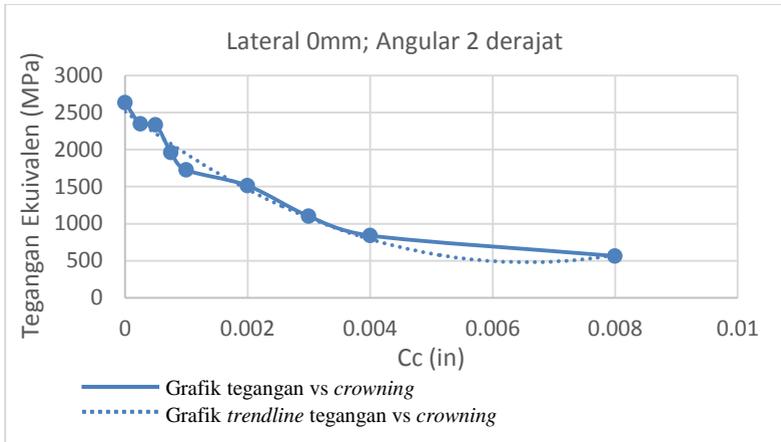
Dari gambar 4.10, terlihat bahwa nilai tegangan Von Mises terbesar adalah 1956.6 MPa yang terjadi pada konfigurasi *angular misalignment* 1.5° sebelum dilakukan modifikasi *crowning*. Nilai tegangan Von Mises turun hingga mencapai nilai terendah sebesar 481.18 MPa setelah dilakukan modifikasi *crowning* sebesar 0.004 in. Dari titik terendah tersebut, nilai tegangan kembali naik setelah dilakukan *crowning* sebesar 0.008 in. Sedangkan dari grafik *trendline* pada gambar 4.10 di atas, terlihat bahwa hubungan tegangan Von Mises dengan besaran *crowning* berbentuk kurva polinomial kuadrat. Dimana nilai tegangan Von Mises akan turun seiring naiknya besaran *crowning* sampai pada suatu harga besaran *crowning* tertentu, nilai tegangan Von Mises akan kembali naik.

4.2.4 Tegangan Von Mises pada Konfigurasi *Misalignment* 2°

Data tegangan pada konfigurasi *angular misalignment* 2° disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.11. Variasi *crowning* yang diterapkan sebesar 0.00025 in, 0.0005 in, 0.00075 in, 0.001 in, 0.002 in, 0.003 in, 0.004 in, dan 0.008 in. Dari grafik tersebut, ditarik sebuah kurva *trendline* untuk mengamati fenomena tegangan vs *crowning* secara umum.

Gambar 4.11 merupakan grafik nilai tegangan pada masing-masing modifikasi *crowning* untuk konfigurasi *angular misalignment* 2° . Dari grafik tersebut dapat terlihat Untuk dapat melihat perbandingan tegangan yang terjadi pada setiap variasi, data pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik dengan absis besaran *crowning* (Cc) dan nilai tegangan maksimum sebagai ordinat.

Dari gambar 4.11, terlihat bahwa nilai tegangan Von Mises terbesar adalah 2634.5 MPa yang terjadi pada konfigurasi *angular misalignment* 2° sebelum dilakukan modifikasi *crowning*.



Gambar 4.11 Grafik tegangan vs besaran *crowning* pada konfigurasi *angular misalignment* 2°

Nilai tegangan Von Mises turun hingga mencapai nilai terendah sebesar 563.65 MPa setelah dilakukan modifikasi *crowning* sebesar 0.008 in. Sedangkan dari grafik *trendline* pada gambar 4.11, terlihat bahwa hubungan tegangan Von Mises dengan besaran *crowning* berbentuk kurva polinomial kuadrat. Dimana nilai tegangan Von Mises akan turun seiring naiknya besaran *crowning* sampai pada suatu harga besaran *crowning* tertentu, nilai tegangan Von Mises akan kembali naik.

4.2.5 Analisa Data Tegangan Von Mises

Dari grafik *trendline* yang terdapat pada gambar 4.8 sampai dengan gambar 4.11, terlihat bahwa hubungan tegangan ekuivalen maksimal dan besaran *crowning* merupakan fungsi kuadratik positif. Dimana tegangan akan turun pada rentang besaran *crowning* tertentu, namun akan kembali naik setelah melalui nilai terendah. Puncak *trendline* pada gambar 4.8 sampai dengan 4.11 bergeser ke arah kanan. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar derajat *angular*

misalignment, maka semakin besar nilai crowning yang harus dilakukan.

Pada kondisi *angular misalignment*, terjadi konsentrasi tegangan yang besar pada daerah pinggir permukaan kontak roda gigi karena kontak terjadi pada pinggir permukaan kontak roda gigi yang membentuk sudut 90° dengan sisi samping roda gigi. Sudut yang sangat tajam inilah yang akan menimbulkan tegangan yang sangat besar pada tepi permukaan kontak dan akan menyebabkan kegagalan.

Modifikasi *crowning* dilakukan dengan mengurangi sejumlah material pada tepi roda gigi sehingga bagian tengah akan lebih tebal daripada bagian tepi permukaan kontak. Pengurangan material ini ditujukan untuk menambah sudut permukaan kontak dengan sisi samping roda gigi sehingga diharapkan kontak terjadi pada bagian tengah permukaan kontak dan menurunkan nilai tegangan Von Mises maksimal. Namun semakin besar crowning, semakin kecil permukaan yang mengalami kontak. Hal ini dikarenakan modifikasi *crowning* membuat permukaan kontak menjadi lengkung dari sebelumnya yang datar. Pengurangan luasan kontak yang terlalu berlebihan inilah yang akan kembali menaikkan nilai tegangan. Meskipun distribusi tegangan sudah berpindah pada bagian tengah permukaan kontak, nilai tegangan yang terlalu besar juga akan menyebabkan kegagalan pada roda gigi. Oleh karena itu, modifikasi *crowning* pada roda gigi yang mengalami *angular misalignment* tidak dapat dilakukan secara sembarangan.

Dari nilai tegangan Von Mises maksimal, dapat diperoleh nilai kekuatan roda gigi dalam menerima beban yang bekerja. Kondisi kerja pada tabel 4.3 merupakan hasil perbandingan dari tegangan Von Mises yang terjadi dengan tegangan ijin material S 45 C dari *driven gear* sebesar 530 MPa.

Tabel 4.3 Kondisi Kerja Roda Gigi dengan Tegangan Ekuivalen

α Cc	0°	0.5°	1°	1.5°	2°
0	Aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.00025		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.0005		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.00075		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.001		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.002		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman
0.003		Aman	Aman	Tidak aman	Tidak aman
0.004		Aman	Aman	Aman	Tidak aman
0.008		Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman	Tidak aman

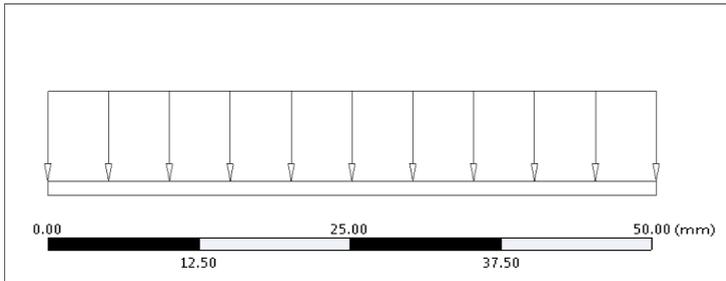
4.3 Distribusi Tegangan

Parameter lainnya yang dapat digunakan untuk mengamati fenomena pada roda gigi yang dikenai modifikasi *crowning*, selain tegangan Von Mises adalah distribusi tegangan. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, distribusi tegangan yang diamati adalah distribusi tegangan pada permukaan gigi yang mengalami kontak maksimal. Hal ini dimaksudkan agar distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi, dapat lebih mudah dibandingkan.

Distribusi tegangan digambarkan oleh plot tegangan pada permukaan gigi dengan warna yang berbeda-beda. Setiap warna memiliki rentang nilai tegangan yang berbeda-beda. Agar lebih mudah dibandingkan, nilai rentang tegangan pada tiap-tiap warna dibuat seragam antara satu variasi dengan variasi lainnya pada satu kondisi *misalignment*.

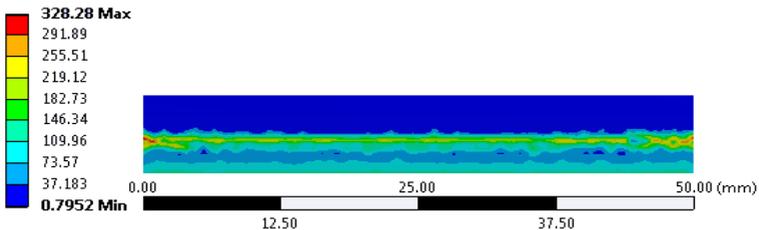
4.3.1 Distribusi Tegangan pada Kondisi Tanpa Misalignment

Ketika tidak terjadi *misalignment* pada roda gigi lurus, gaya tangensial yang disalurkan dari *pinion* ke *driven gear* seragam sepanjang *facewidth*. Luas daerah gaya tersebar secara merata. Distribusi gaya pada roda gigi yang tidak mengalami *misalignment* dapat dilihat pada gambar 4.12.



Gambar 4.12 Distribusi gaya tangensial pada roda gigi tanpa *misalignment*

Gaya tangensial yang merata pada daerah sepanjang *facewidth*, akan mengakibatkan tegangan yang merata pula. Plot distribusi tegangan pada kondisi tanpa *misalignment* hasil simulasi adalah sebagai berikut.



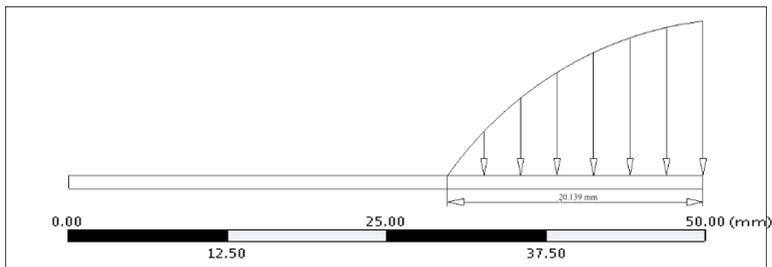
Gambar 4.13 Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi tanpa *misalignment*

Dari gambar 4.13 terlihat bahwa, pada kondisi tanpa *misalignment*, luas area dimana gaya tangensial disalurkan, merata pada luasan sepanjang *facewidth*. Sehingga tegangan yang terjadi berada di bawah tegangan ijin material roda gigi.

4.3.2 Distribusi Tegangan pada Kondisi *Angular Misalignment 0.5°*

Pada roda gigi yang mengalami *misalignment*, gaya yang disalurkan tidak seragam sepanjang *facewidth*. Terdapat beban yang tidak merata pada sisi pinggir roda gigi. Gaya pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$ hanya terdistribusi hanya sepanjang 20.139 mm pada daerah *pitch circle* roda gigi dari *facewidth* sebesar 50 mm. Hal ini menyebabkan distribusi tegangan lebih berkonsentrasi pada daerah ujung gigi, sehingga nilai tegangan juga akan menjadi lebih besar.

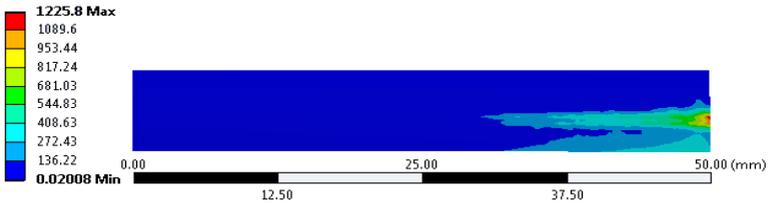
Distribusi gaya yang terjadi pada kondisi *angular misalignment 0.5°* tanpa *crowning* ditunjukkan pada gambar 4.14. Sedangkan distribusi tegangan yang diakibatkan oleh beban tersebut ditunjukkan pada gambar 4.15.



Gambar 4.14 Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$ tanpa *crowning*

Dari gambar 4.15 terlihat bahwa, pada kondisi *angular misalignment 0.5°*, luas area dimana gaya tangensial disalurkan, menjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan kondisi tanpa *misalignment*. Luasan gaya yang mengecil inilah yang

menimbulkan tegangan terpusat dan menyebabkan nilai tegangan menjadi naik.

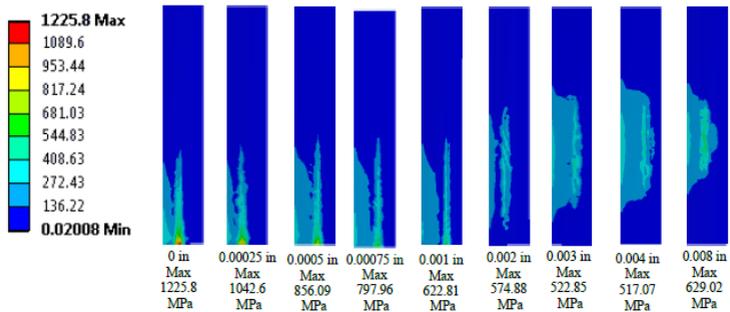


Gambar 4.15 Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$ tanpa *crowning*

Untuk mendapatkan perbandingan distribusi tegangan pada roda gigi dengan kondisi $\alpha = 0.5^\circ$ dengan variasi besaran *crowning*, dibuat suatu plot distribusi tegangan pada masing-masing model. Skala warna pada plot distribusi tegangan pada setiap variasi *crowning* telah dibuat seragam sesuai dengan nilai tertinggi. Hal ini dilakukan untuk mempermudah perbandingan distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi *crowning* yang diterapkan pada roda gigi. Gambar 4.16 merupakan plot distribusi tegangan pada masing-masing variasi besaran *crowning* dengan kondisi *angular misalignment* 0.5° . Setiap warna mewakili rentang nilai tegangan sesuai dengan skala yang ada pada gambar.

Dari gambar 4.16 dapat dilihat bahwa ketika tidak dilakukan modifikasi, nilai tegangan maksimal sebesar 1225.8 MPa pada pinggir daerah kontak. Dari gambar 4.16 juga terlihat bahwa pada variasi *crowning* 0.00025 sampai 0.001 in, distribusi tegangan cenderung berada di pinggir permukaan kontak gigi. Pada variasi besaran *crowning* 0.00025 in, tegangan maksimal sebesar 1042.6 MPa terjadi juga pada tepi permukaan kontak gigi. Secara umum, plot distribusi tegangan pada gambar 4.16 menunjukkan bahwa dengan konfigurasi *angular misalignment* 0.5° , distribusi tegangan terletak pada

pinggir permukaan kontak ketika dilakukan modifikasi *crowning* 0 sampai 0.001 in.



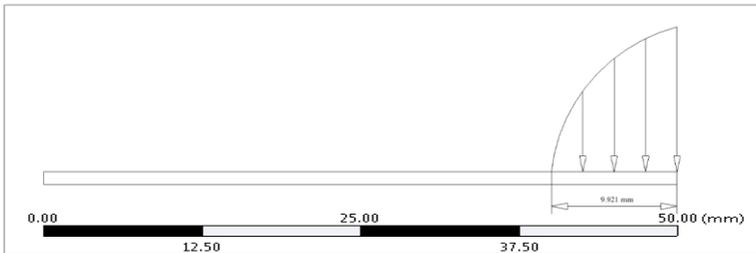
Gambar 4.16 Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 0.5°

Ketika dilakukan modifikasi *crowning* sebesar 0.002 in sampai dengan 0.008 in, distribusi tegangan berpindah menuju bagian tengah permukaan kontak gigi. Hal ini disebabkan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 0.5° , mulai mengalami kontak pada bagian tengah permukaan kontak gigi. Namun meskipun distribusi tegangan berada di tengah, tegangan tidak terjadi secara seragam di sepanjang permukaan kontak gigi seperti pada kondisi tidak terjadi *misalignment* yang ditunjukkan oleh gambar 4.13. Hal ini disebabkan permukaan kontak gigi yang sudah dilakukan modifikasi *crowning*, akan berubah menjadi lengkung. Sehingga permukaan gigi hanya mengalami kontak pada sebagian daerah saja.

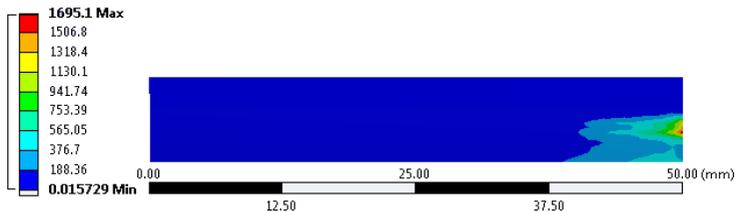
4.3.3 Distribusi Tegangan pada Kondisi *Angular Misalignment* 1°

Sama halnya seperti pada roda gigi dengan $\alpha = 0.5^\circ$, gaya yang disalurkan tidak seragam sepanjang *facewidth*. Terdapat beban yang tidak merata pada sisi pinggir roda gigi. Namun luasan gaya pada kondisi $\alpha = 1^\circ$, lebih kecil daripada luasan gaya pada kondisi $\alpha = 0.5^\circ$. Gaya pada roda gigi dengan

$\alpha = 1^\circ$ hanya terdistribusi hanya sepanjang 9.921 mm pada daerah *pitch circle* roda gigi dari *facewidth* sebesar 50 mm. Hal ini menyebabkan distribusi tegangan lebih berkonsentrasi pada daerah ujung gigi, sehingga nilai tegangan juga akan menjadi lebih besar. Distribusi gaya yang terjadi pada kondisi *angular misalignment* 1° tanpa *crowning* ditunjukkan pada gambar 4.17. Sedangkan distribusi tegangan yang terjadi akibat konsentrasi gaya tersebut, ditunjukkan pada gambar 4.18.



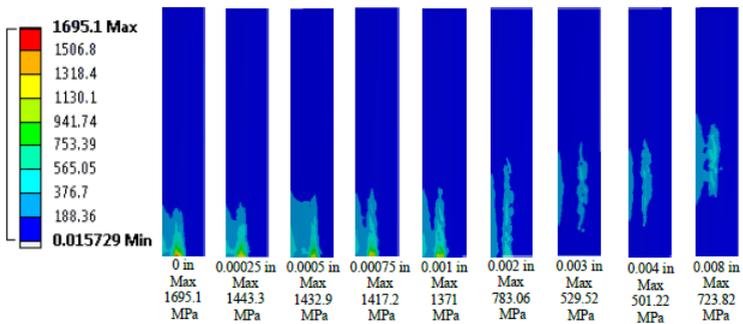
Gambar 4.17 Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 1^\circ$ tanpa *crowning*



Gambar 4.18 Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 1^\circ$ tanpa *crowning*

Untuk mendapatkan perbandingan distribusi tegangan pada roda gigi dengan kondisi $\alpha = 1^\circ$ dengan variasi besaran *crowning*, dibuat suatu plot distribusi tegangan pada masing-masing model. Skala warna pada plot distribusi tegangan pada setiap variasi *crowning* telah dibuat seragam. Hal ini dilakukan

untuk mempermudah perbandingan distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi *crowning* yang diterapkan pada roda gigi. Gambar 4.19 merupakan plot distribusi tegangan pada masing-masing variasi besaran *crowning* dengan kondisi *angular misalignment* 1° . Setiap warna mewakili rentang nilai tegangan dengan skala tegangan pada gambar 4.19.



Gambar 4.19 Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 1°

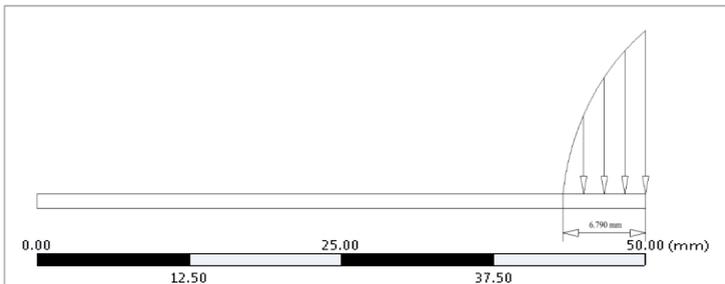
Dari gambar 4.19 terlihat bahwa ketika tidak dilakukan modifikasi, nilai tegangan maksimal sebesar 1695.1 MPa pada pinggir daerah kontak. Nilai tegangan maksimum ini lebih besar daripada nilai tegangan maksimum pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5° . Hal ini sesuai dengan teori dan penelitian yang telah dilakukan oleh Mousavie [3], bahwa tegangan akan meningkat seiring naiknya nilai *angular misalignment*.

Secara umum, plot distribusi tegangan pada gambar 4.19 menunjukkan bahwa dengan konfigurasi *angular misalignment* 1° , distribusi tegangan terletak pada pinggir permukaan kontak ketika dilakukan modifikasi *crowning* 0 sampai 0.002 in. Namun ketika diterapkan modifikasi *crowning* sebesar 0.003 in sampai dengan 0.008 in, distribusi tegangan berpindah menuju bagian tengah permukaan kontak gigi. Hal ini disebabkan roda gigi dengan konfigurasi *angular*

misalignment 1° , mulai mengalami kontak pada bagian tengah permukaan kontak roda gigi pada variasi besaran *crowning* 0.003 in.

4.3.4 Distribusi Tegangan pada Kondisi *Angular Misalignment* 1.5°

Seperti pada pembahasan sebelumnya, gaya yang disalurkan tidak seragam sepanjang *facewidth* ketika terdapat *angular misalignment*. Terdapat beban yang tidak merata pada sisi pinggir roda gigi. Luasan gaya pada kondisi $\alpha = 1.5^\circ$, lebih kecil daripada luasan gaya pada kondisi sebelumnya. Gaya pada roda gigi dengan $\alpha = 1.5^\circ$ hanya terdistribusi hanya sepanjang 6.790 mm pada daerah *pitch circle* roda gigi dari *facewidth* sebesar 50 mm. Distribusi gaya yang terjadi pada kondisi *angular misalignment* 1.5° tanpa *crowning* ditunjukkan pada gambar 4.20. Sedangkan distribusi tegangan yang terjadi akibat konsentrasi gaya tersebut, ditunjukkan pada gambar 4.21.

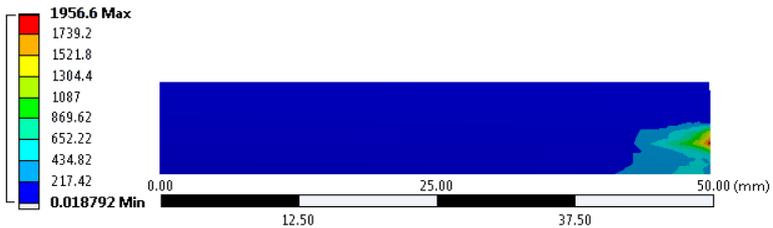


Gambar 4.20 Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 1.5^\circ$ tanpa *crowning*

Dari gambar 4.21, pada kondisi *angular misalignment* 1.5° , luas area dimana gaya tangensial disalurkan, menjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan kondisi tanpa *misalignment*, kondisi $\alpha = 0.5^\circ$, dan $\alpha = 1^\circ$. Luasan gaya yang semakin

mengecil inilah yang menimbulkan tegangan terpusat dan menyebabkan nilai tegangan menjadi naik.

Untuk mendapatkan perbandingan distribusi tegangan pada roda gigi dengan kondisi $\alpha = 1.5^\circ$ dengan variasi besaran *crowning*, dibuat suatu plot distribusi tegangan pada masing-masing model. Skala warna pada plot distribusi tegangan pada setiap variasi *crowning* telah dibuat seragam untuk mempermudah perbandingan distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi *crowning* yang diterapkan pada roda gigi. Gambar 4.22 adalah gambar plot distribusi tegangan pada masing-masing variasi besaran *crowning* dengan kondisi *angular misalignment* 1.5° .

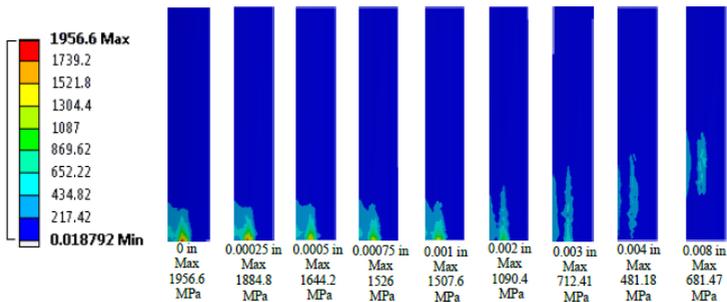


Gambar 4.21 Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 1.5^\circ$ tanpa *crowning*

Pada kondisi awal dimana tidak dilakukan modifikasi *crowning*, nilai tegangan maksimal yang terjadi sebesar 1956.6 MPa pada pinggir daerah kontak. Nilai tegangan maksimum ini lebih besar daripada nilai tegangan maksimum pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5° dan 1° . Dari gambar 4.22 juga terlihat bahwa pada variasi *crowning* 0.00025 sampai 0.003 in, distribusi tegangan cenderung berada di pinggir permukaan kontak gigi.

Secara umum, plot distribusi tegangan pada gambar 4.22 menunjukkan bahwa dengan konfigurasi *angular misalignment* 1.5° , distribusi tegangan terletak pada pinggir permukaan kontak ketika dilakukan modifikasi *crowning* 0 in

sampai 0.003 in. Namun ketika diterapkan modifikasi *crowning* sebesar 0.004 in dan 0.008 in, distribusi tegangan berpindah menuju bagian tengah permukaan kontak gigi. Hal ini disebabkan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 1.5° mulai mengalami kontak pada bagian tengah permukaan kontak roda gigi pada variasi besaran *crowning* 0.004 in.

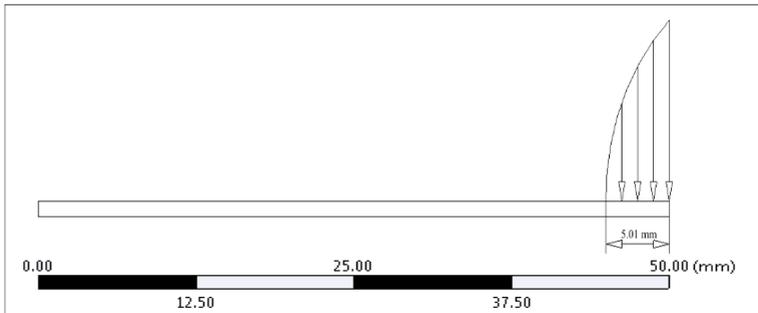


Gambar 4.22 Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 1.5°

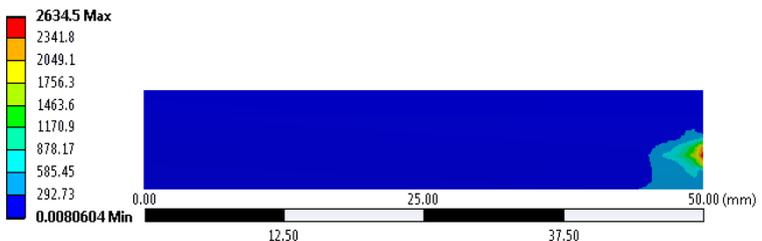
4.3.5 Distribusi Tegangan pada Kondisi *Angular Misalignment* 2°

Seperti pada pembahasan sebelumnya, gaya yang disalurkan pada roda gigi yang mengalami *angular misalignment* menjadi tidak seragam sepanjang *facewidth*. Terdapat beban yang tidak merata pada sisi pinggir roda gigi. Gaya pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$ hanya terdistribusi hanya sepanjang 5.1 mm pada daerah *pitch circle* roda gigi dari *facewidth* sebesar 50 mm. Hal ini menyebabkan distribusi tegangan lebih berkonsentrasi pada daerah ujung gigi, sehingga nilai tegangan juga akan menjadi lebih besar. Distribusi gaya yang terjadi pada kondisi *angular misalignment* 2° tanpa *crowning* ditunjukkan pada gambar 4.23. Sedangkan distribusi beban yang terjadi akibat beban yang tidak merata ditunjukkan pada gambar 4.24.

Dari gambar 4.24 terlihat bahwa, pada kondisi *angular misalignment* 2° , luas area dimana gaya tangensial disalurkan, menjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan kondisi tanpa *misalignment*, kondisi $\alpha = 0.5^\circ$, $\alpha = 1^\circ$, dan $\alpha = 1.5^\circ$. Luasan gaya yang semakin mengecil inilah yang menimbulkan tegangan terpusat dan menyebabkan nilai tegangan menjadi naik.



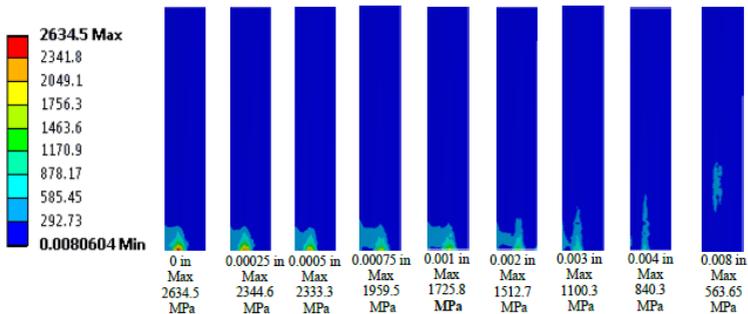
Gambar 4.23 Distribusi gaya tangensial pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$ tanpa *crowning*



Gambar 4.24 Distribusi tegangan Von Mises pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$ tanpa *crowning*

Untuk mendapatkan perbandingan distribusi tegangan pada roda gigi dengan kondisi $\alpha = 2^\circ$, dibuat suatu plot distribusi tegangan pada masing-masing model. Skala warna pada plot distribusi tegangan pada setiap variasi *crowning* telah

dibuat seragam untuk mempermudah perbandingan distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi *crowning* yang diterapkan pada roda gigi.



Gambar 4.25 Plot distribusi tegangan pada permukaan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 2°

Gambar 4.25 adalah gambar plot distribusi tegangan pada masing-masing variasi besaran *crowning* dengan kondisi *angular misalignment* 2° . Ketika tidak dilakukan modifikasi *crowning*, nilai tegangan maksimal yang terjadi sebesar 2634.5 MPa pada pinggir daerah kontak. Nilai tegangan maksimum ini lebih besar daripada nilai tegangan maksimum pada konfigurasi *angular misalignment* 0.5° , 1° , dan 1.5° .

Secara umum, plot distribusi tegangan pada gambar 4.25 menunjukkan bahwa dengan konfigurasi *angular misalignment* 2° , distribusi tegangan terletak pada pinggir permukaan kontak ketika dilakukan modifikasi *crowning* 0 in sampai 0.004 in. Namun ketika diterapkan modifikasi *crowning* sebesar 0.008 in, distribusi tegangan sudah berpindah menuju bagian tengah permukaan kontak gigi. Hal ini disebabkan roda gigi dengan konfigurasi *angular misalignment* 2° mulai mengalami kontak pada bagian tengah permukaan kontak roda gigi pada variasi besaran *crowning* 0.008 in.

4.3.6 Analisa Data Distribusi Tegangan

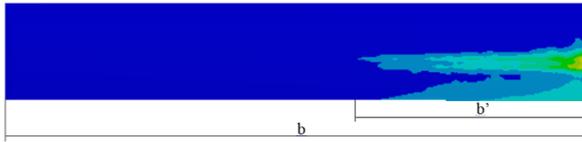
Gambar 4.16; 4.19; 4.22; dan 4.25 menunjukkan distribusi tegangan yang terjadi pada setiap variasi *angular misalignment* dengan variasi besaran *crowning*. Dari gambar tersebut terlihat bahwa semakin besar variasi *crowning* dalam satu kondisi *angular misalignment*, maka distribusi tegangan yang terjadi cenderung terjadi pada tengah permukaan kontak roda gigi.

Pada kondisi *angular misalignment*, kontak terjadi pada bagian tepi permukaan kontak gigi. Hal ini disebabkan posisi roda gigi yang tidak sejajar sehingga permukaan kontak *pinion* akan mengalami kontak dengan bagian tepi permukaan kontak *driven*. Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, modifikasi *crowning* dilakukan dengan mengurangi sejumlah material pada bagian permukaan kontak gigi, sehingga permukaan kontak gigi menjadi permukaan yang lengkung. Semakin besar nilai besaran *crowning* (C_c), semakin kecil radius kelengkungan permukaan kontak gigi. Oleh karena itu, semakin besar C_c , maka permukaan kontak gigi akan semakin lengkung.

Tingkat kelengkungan permukaan kontak, sangat berpengaruh pada bagian mana dari permukaan yang akan mengalami kontak. Dari gambar 4.16; 4.19; 4.22; dan 4.25, dapat dilihat bahwa untuk peningkatan besaran *crowning* yang kecil (dari 0 in sampai dengan 0.001 in), perubahan distribusi tegangan juga tidak signifikan. Hal ini dapat dilihat bahwa tidak terdapat perbedaan plot distribusi tegangan pada rentang besaran *crowning* 0 in sampai dengan 0.001 in yang memiliki $\Delta C_c = 0.00025$ in. Sedangkan perubahan plot distribusi tegangan terjadi secara signifikan dimulai ketika besaran *crowning* (C_c) sama dengan 0.002 in dengan $\Delta C_c = 0.001$ in.

Untuk memudahkan perbandingan, data kualitatif pada gambar 4.16; 4.19; 4.22; dan 4.25, disajikan secara kuantitatif pada tabel 4.3. Data kuantitatif dilakukan dengan membandingkan bagian permukaan yang mengalami kontak (b'), dengan permukaan kontak seluruhnya atau *facewidth* (b)

seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.26. Nilai perbandingan ini dinamakan *contact surface ratio*. Nilai *contact surface ratio* ideal adalah 1, artinya seluruh permukaan mengalami kontak, sehingga beban terdistribusi secara merata.



Gambar 4.26 Penentuan *contact surface ratio*

Tabel 4.4 *Contact Surface Ratio* pada Variasi *Misalignment*

α Cc	0.5°	1°	1.5°	2°
0	0.402	0.2	0.135	0.1
0.00025	0.42	0.21	0.14	0.103
0.0005	0.44	0.23	0.15	0.11
0.00075	0.45	0.24	0.16	0.11
0.001	0.46	0.25	0.17	0.12
0.002	0.47	0.28	0.2	0.14
0.003	0.475	0.27	0.23	0.17
0.004	0.45	0.25	0.24	0.19
0.008	0.43	0.24	0.21	0.16

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Tegangan berbanding secara eksponensial pangkat dua dengan besaran *crowning*.
 - a. Tegangan minimum $\alpha = 0.5^\circ$ adalah 517.07 MPa pada $C_c = 0.004$ in.
 - b. Tegangan minimum $\alpha = 1^\circ$ adalah 501.22 MPa pada $C_c = 0.004$ in.
 - c. Tegangan minimum $\alpha = 1.5^\circ$ adalah 481.18 MPa pada $C_c = 0.004$ in.
 - d. Tegangan minimum $\alpha = 2^\circ$ adalah 563.65 MPa pada $C_c = 0.008$ in.
2. Distribusi tegangan berpindah menuju tengah permukaan kontak gigi seiring bertambahnya besaran *crowning*.
 - a. Distribusi tegangan $\alpha = 0.5^\circ$ mulai berpindah ke tengah pada $C_c = 0.002$ in.
 - b. Distribusi tegangan $\alpha = 1^\circ$ mulai berpindah ke tengah pada $C_c = 0.003$ in.
 - c. Distribusi tegangan $\alpha = 1.5^\circ$ mulai berpindah ke tengah pada $C_c = 0.004$ in.
 - d. Distribusi tegangan $\alpha = 2^\circ$ mulai berpindah ke tengah pada $C_c = 0.008$ in.
3. Roda gigi bekerja secara aman jika tegangan Von Mises yang terjadi tidak melebihi tegangan ijin.
 - a. Roda gigi aman dengan pada $\alpha = 0.5^\circ$ pada $C_c = 0.003$ in dan 0.004 in.
 - b. Roda gigi aman dengan pada $\alpha = 1^\circ$ pada $C_c = 0.003$ in dan 0.004 in.
 - c. Roda gigi aman dengan pada $\alpha = 1.5^\circ$ pada $C_c = 0.004$ in.

- d. Tidak ditemukan kondisi aman pada roda gigi dengan $\alpha = 2^\circ$.

5.2 Saran

Saran yang bisa diberikan untuk kemajuan penelitian lebih lanjut adalah sebagai berikut :

1. Diharapkan adanya penelitian secara eksperimen mengenai modifikasi *crowning* pada roda gigi lurus yang mengalami *angular misalignment*.
2. Diharapkan adanya penelitian lebih lanjut tentang fenomena yang terjadi saat roda gigi mengalami *misalignment*, seperti vibrasi dan *pitting*.
3. Perlu dilakukannya penelitian lebih lanjut terkait dengan metode pemodelan dinamis 3D *software FEA*, terkait dengan banyaknya teori dan pengaturan pada *software* tersebut. Sehingga dapat dilakukan simulasi yang lebih mendekati kondisi kerja roda gigi di lapangan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ameen, Hani Aziz. 2010. "Effect of Shaft Misalignment on The Stresses Distribution of Spur Gears". **Eng. And Tech. Journal**. Vol. 28. No.7.
- [2] Gurumani, Ramalingam dan Shanmugam, Subrabaniam. 2011. "Modeling and Contact Analysis of Crowned Spur Gear Teeth". **Engineering MECHANICS Journal**. Vol. 18, , No. 1, p. 65–78.
- [3] Mousavie, Muhammad. 2015. **Pengaruh Perubahan Center of Distance dan Misalignment Terhadap Kekuatan Symmetric Involute Spur Gear**. *Tugas Akhir*. Tidak dipublikasikan: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [4] Litvin, Faydor L., Zhang, Jiao., Chaing, Wei-Shing., Coy, John J., dan Handschuh, Robert F. "Crowned Spur Gear: Optimal Geometry and Generation". **Gear Technology Magazine**. September/Oktober 1988.
- [5] Slogen, Marcus. 2013. **Contact Mechanics in Gears**. *Tesis*. Gothenburg: Chalmers University of Technology.
- [6] Budynas, R. G dan Nisbett, J. K. 2011. **Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition**. New York : Mc Graw Hill.
- [7] Practical Information on Gears. **Brosur Kohara Gear Industry Co., Ltd**. 13-17 Nakacho Kawaguchi-shi Saitama-ken, 332-0022, Jepang.
- [8] Lias, M. R., Rao, T. V. V. L. N., Awang, M., Khan, M. A., "The Stress Distribution of Gear Tooth Due to Axial Misalignment Condition". **Journal of Applied Sciences 12 (23): 2404-2410**. 2012. ISSN: 1812-5654.
- [9] Yunus, Asyari Darami. 2010. **Diktat Mekanika Kekuatan Material**. Jakarta : Universitas Darma Persada.
- [10] Oswald, Fred B dan Townsend, Dennis P. "Influence of Tooth Profile Modification on Spur Gear Dynamic

- Tooth Strain”. 1995. **NASA Technical Memorandum 106952**. AIAA-95-3050.
- [11] Prabhakaran, S., Balaji, D S., dan Joel, C. 2014. “Stress Analysis and Effect of Misalignment in Spur Gear”. **International Journal of Applied Engineering Research**. ISSN 0973-4562 Volume 9, Number 22 pp. 13061-13071.
- [12] Liu, Zhansheng, dan Zhao, Guang. 2007. **Modeling Research on Radial Force in Gear Coupling With Parallel Misalignment**. *Tesis*. Harbin: School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology.
- [13] Radzevich, Stephan P. 2012. **Dudley’s Handbook of Practical Gear Design and Manufacture Second Edition**. New York : CRC Press.
- [14] Harianto, Jonny., dan Houser, Donald R. 2007. “A Methodology for Obtaining Optimum Gear Tooth Microtopographies for Noise and Stress Minimization over a Broad Operating Torque Range”. **Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference - IDETC/CIE 2007**. Las Vegas 4–7 September.
- [15] Markovic, Kristina., Franulovic, Marina. 2011. “Contact Stresses in Gear Teeth Due to Tip Relief Profile Modification”. Rijeka: Faculty of Engineering-University of Rijeka, Kroasia.
- [16] Bergseth, Ellen., Björklund, Stefan. 2010. “Logarithmical Crowning for Spur Gears”. **Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering**. 56(2010)4, 239-244.

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Sampang pada 8 Agustus 1992, merupakan anak pertama dari 5 (lima) bersaudara dari pasangan Ibu Murni dan Ayah Munir.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Negeri Krembangan Selatan IV, Surabaya, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Islam An-Nur, Sampang, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah kejuruan di SMA Negeri 1 Sampang dan menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2010. Pada September 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada Fakultas Teknologi Industri, Program Studi Strata 1 Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Desain khususnya pada Laboratorium Mekanika Benda Padat. Oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang modifikasi pada roda gigi yang merupakan salah satu contoh benda mekanik padat. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di ach.nurhusaini@gmail.com.