

TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH MODIFIKASI PROFIL
GIGI TERHADAP KARAKTERISTIK DINAMIK PADA
*INVOLUTE SPUR GEAR***

PRASETYO PUTRA WIBOWO
NRP 2111 100 164

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH MODIFIKASI PROFIL
GIGI TERHADAP KARAKTERISTIK DINAMIS PADA
*INVOLUTE SPUR GEAR***

**PRASETYO PUTRA WIBOWO
NRP 2111 100 164**

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 141585

**MODELING AND ANALYSIS THE EFFECT OF
TOOTH PROFILE MODIFICATION OF INVOLUTE
SPUR GEAR AGAINST DYNAMIC RESPONSE BASED
ON EXPERIMENTAL STUDY**

**PRASETYO PUTRA WIBOWO
NRP 2111 100 164**

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

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**PEMODELAN DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH MODIFIKASI PROFIL
GIGI TERHADAP KARAKTERISTIK DINAMIK PADA
*INVOLUTE SPUR GEAR***

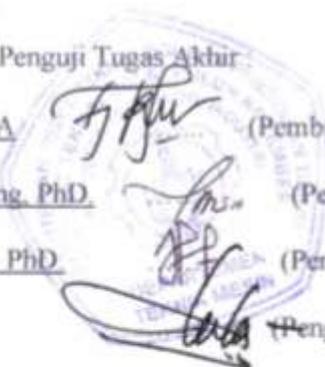
TUGAS AKHIR

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

Oleh :

PRASETYO PUTRA WIBOWO
NRP. 2111 100 164

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196508101991021001
 2. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD (Penguji I)
NIP. 197909262005011001
 3. Alief Wikarta, ST, MSc Eng, PhD (Penguji II)
NIP. 198202102006041002
 4. Ir. Yusuf Kaelani, MSc E (Penguji III)
NIP. 196511031990021001
- 

SURABAYA

JULI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS
BERDASARKAN STUDI EKSPERIMENTAL
PENGARUH MODIFIKASI PROFIL GIGI
TERHADAP KARAKTERISTIK DINAMIS
PADA INVOLUTE SPUR GEAR**

Nama Mahasiswa : Prasetyo Putra Wibowo
NRP : 2111100164
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstrak

Roda gigi atau gear merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Tenaga yang ditransmisikan sebuah gear berasal dari kontak dan gesekan yang terjadi antara sepasang gear kemudian diteruskan oleh porosnya. Kontak dan gesekan yang terjadi merupakan sumber kegagalan pada roda gigi. Tegangan-tegangan ini akan sangat cepat memicu kegagalan jika dipadukan dengan kesalahan-kesalahan (error) dalam perancangan, assembly, dan machining roda gigi. Oleh karena itu, diperlukan metode untuk mengurangi masalah tersebut. Salah satu upaya yang dapat dilakukan adalah dengan memodifikasi profil gigi dengan bentuk tip relief pada involute spur gear. Untuk mengetahui pengaruh modifikasi profil gigi tip relief pada involute spur gear, perlu dilakukan pemodelan serta analisis regangan dan getaran dengan menggunakan software FEM.

Bentuk modifikasi yang dilakukan pada involute spur gear adalah tip relief atau memotong bagian flank pada roda gigi dengan bentuk parabolik dan linier. Besarnya tip relief pada modifikasi parabolik adalah sebesar 0,104 mm untuk pinion dan 0,091 untuk gear. Untuk modifikasi linier, nilai modifikasi sebesar 1,6 mm untuk pinion dan 1,8 mm untuk gear. Modifikasi sendiri dimulai dari jarak 4 mm dari addendum. Material yang digunakan untuk penelitian ini adalah S45C. Pasangan gear ini selanjutnya

dimodelkan secara 3D dengan software Solidworks, lalu dianalisa dengan software FEA. Analisa regangan dinamis dilakukan dengan menggunakan analisa Transient Structure, sedangkan analisa getaran dilakukan dengan menggunakan analisa Harmonic Response. Analisa regangan dinamis dilakukan dengan variasi 100, 200, dan 300 rpm, sedangkan analisa getaran dilakukan dengan variasi 200, 300, 400, 500, dan 600 rpm.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini yang pertama adalah terjadi reduksi nilai regangan pada profil modifikasi parabolik dengan rata-rata dari seluruh variasi sebesar 12,95% pada pinion dan 9,16% pada gear, sedangkan pada modifikasi linier sebesar 3,41% pada pinion dan 36,44% pada gear. Hasil kedua yang didapatkan adalah terjadi reduksi nilai getaran pada profil modifikasi parabolik dengan rata-rata dari seluruh variasi sebesar 26,34% pada pinion dan 32,78% pada gear, sedangkan pada profil modifikasi linier sebesar 10,09% pada pinion dan 2,63% pada gear. Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat menjadi solusi pada perindustrian terhadap kesalahan proses assembly dan machining yang terjadi pada pasangan roda gigi.

Kata Kunci : involute spur gear, tip relief, regangan dinamis, nilai getaran, finite element method

**MODELING AND ANALYSIS
THE EFFECT OF TOOTH PROFILE MODIFICATION
IN INVOLUTE SPUR GEAR
AGAINST DYNAMIC RESPONSE BASED ON
EXPERIMENTAL STUDY**

Student Name : Prasetyo Putra Wibowo
NRP : 2111100164
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstract

Gear is one of the element in the machine that serves to transmit power. The power that was transmitted by gear deriving from the contact force and friction that was occurred between gear pairs, and then transferred by the shaft. Contact force and friction is one of the cause of failure in gear pairs. The stress that was already developed will cause failure even faster if combined with the error from the design, machining, and assembly on gear pairs. Therefore, a method is needed to reduce the problem that occurred. One of the effort to reduce the problem is to modified the gear tooth profile with tip relief configuration on involute spur gear. To determine the effect of modified gear tooth profile, a model with the strain and vibration analysis in finite element is necessary

Modified configuration that was used in this research is tip relief with parabolic and linier shape. The dimension that was used on parabolic modification is 0.104 mm for pinion and 0.091 for gear. For linier modification the dimension was 1.6 mm for pinion and 1.8 mm for gear. Modification start with 4mm distance from the addendum. Material that was used in this research is S45C. And then the gear pairs is modeled in 3D with Solidworks software, and then analyzed with FEA software. The dynamic strain analysis is done with Transient Structure analysis, while vibration analysis is done with Harmonic Response analysis.

Dynamic strain analysis is done with 100, 200, and 300 rpm as constrain variable, while vibration analysis is done with 200, 300, 400, 500, and 600 rpm as constrain variable.

The first result from this research is, a reduction is occurred from the parabolic modification with average value of 12.95% in pinion and 9.16% in gear, while linier modification produce 3.41% in gear and 36.44% in gear. The second result from this research is a reduction is also occurred from the parabolic modification with average value of 26.34% in pinion and 32.78% in gear, while linier modification produce 10.09% in pinion and 2.63 in gear. The result from this research hopefully can serve as a solution in industrial from the error caused by assembly and machining process in gear pairs.

Keywords: involute spur gear, tip relief, dynamic strain, vibration, finite element method

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Sri Mulyati, orangtua penulis dan keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., PhD., Bapak Ir. YUSUF KAELANI, MSc.E, dan Bapak ALIEF WIKARTA, ST, MSc.Eng, PhD. selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
5. Seluruh rekan-rekan Laboratorium Desain Otomotif yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
6. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh

Nopember yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB 2 DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Roda Gigi	5
2.1.1 Terminologi pada <i>Spur Gear</i>	6
2.1.2 Kurva <i>Involute</i>	8
2.2 Analisa Gaya pada Roda Gigi Lurus (<i>Spur Gear</i>).....	9
2.3 Teori Kegagalan	10
2.4 Analisa Tegangan pada <i>Gear Tooth</i>	12
2.5 Karakteristik Getaran pada Roda Gigi	13
2.6 Kegagalan pada Roda Gigi	14
2.7 Modifikasi pada Roda Gigi untuk Mengatasi Kegagalan	15
2.8 Metode Elemen Hingga	17
2.9 Penelitian Terdahulu	18
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	25
3.2 <i>Flowchart</i> Simulasi.....	33
3.2.1 <i>Flowchart</i> Simulasi <i>Transient Structure FEM</i>	33
3.2.2 <i>Flowchart</i> Simulasi Getaran	39
BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN	
4.1 Analisis Regangan Dinamis Hasil Simulasi.....	43
4.1.1. <i>Trendline</i> Hasil Simulasi pada Profil Gigi Standard	44

4.1.2. <i>Trendline</i> Hasil Simulasi pada Profil Gigi Modifikasi Parabolik.....	46
4.1.3. <i>Trendline</i> Hasil Simulasi dan Eksperimen Modifikasi Linier	48
4.1.4. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 100 RPM	51
4.1.5. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 200 RPM	51
4.1.6. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 300 RPM	52
4.1.7. Analisis Perbandingan Regangan Dinamis Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental	53
4.2. Analisis Getaran Hasil Simulasi dan Studi Eksperimental	55
4.2.1. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Standard	57
4.2.2. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Parabolik.....	57
4.2.3. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Linier	58
4.2.4. Analisis Perbandingan Getaran Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental.....	59
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1. KESIMPULAN	63
5.2. SARAN	64
DAFTAR PUSTAKA	65

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bentuk-bentuk Roda Gigi.....	5
Gambar 2.2	Terminologi pada Pasangan Gear.....	6
Gambar 2.3	Konstruksi Kurva <i>Involute</i>	8
Gambar 2.4	Gaya-gaya pada <i>Spur Gear</i>	10
Gambar 2.5	Analisa Tegangan 3 Dimensi	11
Gambar 2.6	Spektrum Getaran yang Dibangkitkan oleh Roda Gigi.....	14
Gambar 2.7	<i>Meshing</i> pada <i>Plate</i>	18
Gambar 2.8	Grafik Tegangan Maksimum pada <i>Spur Gear Cycloid</i> dan <i>Involute</i>	19
Gambar 2.9	Distribusi Tegangan <i>Spur Gear Cycloid</i> (a) & <i>Involute</i> (b).....	19
Gambar 2.10	Grafik <i>Trend</i> Perbandingan Regangan Dinamik Gear terhadap Beban Torsi pada Putaran 100 rpm (a), 200 rpm (b), dan 300 rpm (c).....	21
Gambar 2.11	Grafik Perbandingan Amplitudo pada Roda Gigi Profil Standard (a), Modifikasi Parabolik Panjang (b), Modifikasi Parabolik Sedang (c), dan Modifikasi Linier (d)	21
Gambar 2.12	Grafik <i>Frequency Response</i> pada beberapa tipe gear, <i>contact ratio</i> $\epsilon=2,08$ (garis biru) dan <i>contact ratio</i> $\epsilon=1,68$ (garis merah).....	22
Gambar 2.13	Grafik distribusi beban <i>bending</i> pada <i>single tooth</i> 40 rpm.....	23
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian	26
Gambar 3.2	Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil <i>Pinion</i> setelah <i>Tip Relief</i>	29
Gambar 3.3	Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil Gear setelah <i>Tip Relief</i>	29
Gambar 3.4	<i>Sketch</i> dasar <i>Spur Gear</i>	30
Gambar 3.5	<i>Sketch</i> dasar untuk membuat kurva <i>involute</i>	30
Gambar 3.6	Pembentukan Profil Gigi.....	30
Gambar 3.7	Hasil fitur <i>circular pattern</i>	31

Gambar 3.8	Hasil Akhir dari <i>Involute Spur Gear</i>	31
Gambar 3.9	<i>Sketch</i> untuk <i>Assembly</i>	31
Gambar 3.10	Komponen yang akan di- <i>assembly</i>	32
Gambar 3.11	Hasil Akhir Proses <i>Assembly</i>	32
Gambar 3.12	<i>Flowchart</i> Simulasi FEM.....	34
Gambar 3.13	Hasil <i>Import Geometry</i>	35
Gambar 3.14	Pendefinisian <i>Contact</i>	36
Gambar 3.15	Meshing pada Model 3D <i>Involute Spur Gear</i>	37
Gambar 3.16	<i>Flowchart</i> Simulasi Getaran.....	39
Gambar 3.17	<i>Analysis Setting</i> pada <i>Harmonic Response</i>	40
Gambar 4.1	Contoh Nilai Regangan Hasil Simulasi tampilan <i>Pinion</i>	43
Gambar 4.2	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 100 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	44
Gambar 4.3	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 200 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	45
Gambar 4.4	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 300 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	46
Gambar 4.5	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 100 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	47
Gambar 4.6	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 200 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	47
Gambar 4.7	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 300 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	48
Gambar 4.8	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 100 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	49
Gambar 4.9	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 200 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	49
Gambar 4.10	<i>Trendline</i> Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 300 rpm pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b) .	50

Gambar 4.11	Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 100 RPM pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	51
Gambar 4.12	Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 200 RPM pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	52
Gambar 4.13	Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 300 RPM pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	53
Gambar 4.14	Contoh Nilai Getaran Hasil Simulasi tampilan <i>Pinion</i>	56
Gambar 4.15	Contoh Nilai Getaran Hasil Simulasi tampilan <i>Gear</i>	56
Gambar 4.16	Grafik Perbandingan Getaran Profil Standard pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	57
Gambar 4.17	Grafik Perbandingan Getaran Modifikasi Parabolik pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	58
Gambar 4.18	Grafik Perbandingan Getaran Modifikasi Parabolik pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	58

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Data Geometri <i>Involute Spur Gear</i> Profil Standard	27
Tabel 3.2	Data Material S45C.....	28
Tabel 3.3	Pengaturan Contact	36
Tabel 3.4	Time Setting pada Software	38
Tabel 4.1	Tabel Regangan Maksimal dan <i>error</i> Hasil Simulasi dan Eksperimen.....	54
Tabel 4.2	Tabel Getaran dan <i>error</i> Hasil Simulasi dan Eksperimen	59

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan perkembangan jaman, kebutuhan manusia akan aktivitas perindustrian tentu akan selalu meningkat. Aktivitas perindustrian umumnya menggunakan mesin-mesin berkapasitas besar dan memiliki umur yang panjang. Kinerja mesin tersebut sangat dipengaruhi dari kondisi komponennya, pada sistem transmisi daya khususnya terletak pada *gearbox*-nya. *Gearbox* sendiri terdiri dari susunan roda gigi yang disusun sedemikian rupa agar dapat mentransmisikan daya secara optimum dari penghasil daya mesin.

Roda gigi atau *gear* adalah salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Tenaga yang ditransmisikan *gear* berasal dari kontak dan gesekan yang terjadi antara sepasang *gear* dan kemudian diteruskan oleh porosnya. Selain roda gigi, terdapat pula rantai dan *belt* yang memiliki fungsi mentransmisikan daya. Namun, dibandingkan dua pilihan tersebut, roda gigi memiliki keuntungan, antara lain :

- a) *Reliability* yang lebih tinggi
- b) Kemampuan menerima beban yang lebih tinggi
- c) Efisiensi lebih baik, karena kemungkinan slip kecil
- d) Sistem transmisi ringkas dengan putaran dan daya lebih besar

Dengan berbagai keuntungan di atas, terdapat beberapa hal yang tetap perlu diperhatikan agar umur *gear* dapat lebih panjang. Sumber kegagalan pada roda gigi diakibatkan oleh dua buah gaya yang bekerja pada gigi-gigi yang saling bertautan, sehingga menimbulkan tegangan, yaitu tegangan kontak dan tegangan *bending*. Tegangan ini akan sangat cepat memicu kegagalan jika dipadukan dengan kesalahan-kesalahan (*error*) dalam perancangan, pemasangan, dan manufaktur roda gigi. Secara umum kegagalan yang terjadi pada roda gigi adalah *wear*, *surface*

fatigue, dan *plastic wear*, yang disebabkan tegangan kontak dan *beakage* yang dihasilkan tegangan *bending*. Mengingat rawannya sebuah roda gigi mengalami kegagalan, maka perlu adanya sebuah perancangan yang tepat, akurat, dan teliti, terutama untuk roda gigi pada mesin-mesin industri. Jika roda gigi pada mesin industri ini mengalami kerusakan, maka akan terjadi kerusakan yang lebih pada pada komponen dari sistem mesin tersebut. Kondisi ini harus dihindari oleh industri, karena dapat menyebabkan proses produksi terhenti dan menyebabkan kerugian biaya yang sangat besar. Selain melakukan perancangan yang tepat, salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk mengurangi masalah-masalah tersebut adalah dengan memodifikasi profil gigi pada *gear*, khususnya pada tipe *spur gear*. Pengaruh modifikasi ini tentunya sangat bergantung oleh bentuk profil yang digunakan.

Oleh karena itu, perlu diadakan suatu penelitian tentang perbandingan regangan-regangan beserta getaran yang terjadi pada *involute spur gear* profil standard dengan *involute spur gear* profil modifikasi menggunakan metode elemen hingga. Dengan membandingkan bentuk profil dan menentukan yang lebih baik dalam penggunaannya, maka umur roda gigi dan komponen bersangkutan akan lebih lama. Untuk itu dilakukanlah penelitian tentang **“Pemodelan dan Analisis Berdasarkan Studi Ekperimental Pengaruh Modifikasi Profil Gigi Terhadap Karakteristik Dinamik pada *Involute Spur Gear*”**

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana perbandingan *trendline* hasil simulasi pada profil gigi standard dan modifikasi terhadap variasi RPM?
2. Bagaimana perbandingan nilai maksimum regangan dinamis dan getaran pada profil gigi standard dan modifikasi terhadap variasi RPM?

3. Bagaimana perbandingan hasil regangan dinamis dan getaran pada hasil simulasi dan eksperimen?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui perbandingan *trendline* hasil simulasi pada profil gigi standard dan modifikasi terhadap variasi RPM
2. Mengetahui perbandingan nilai maksimum regangan dinamis dan getaran pada profil gigi standard dan modifikasi terhadap variasi RPM
3. Mengetahui perbandingan hasil regangan dinamis dan getaran pada hasil simulasi dan eksperimen

1.4 Batasan Masalah

Analisis pada Tugas Akhir ini dilakukan terhadap sepasang *involute spur gear*. Pasangan *gear* ini terdiri dari rangkaian *gear-pinion* yang mempunyai profil gigi standar dan rangkaian *gear-pinion* yang mempunyai profil gigi modifikasi. Selain itu, batasan masalah pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Pengaruh pelumas tidak dimodelkan
2. Pengaruh perubahan temperature tidak dimodelkan
3. Material bersifat homogen dan *isotropic*
4. Variasi pada bentuk profil gigi : standard, parabolik, dan linier
5. Variasi kecepatan putaran untuk pengukuran regangan dinamik : 100, 200, dan 300 rpm
6. Variasi kecepatan putaran untuk pengukuran getaran : 200, 300, 400, 500, dan 600 rpm

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dapat diambil dari Tugas Akhir ini adalah mengetahui pengaruh modifikasi profil gigi terhadap karakteristik dinamik dari roda gigi yang berupa getaran dan regangan kaki gigi. Dengan membandingkan karakteristik dinamik dari profil gigi, maka diharapkan dapat diketahui bentuk profil gigi

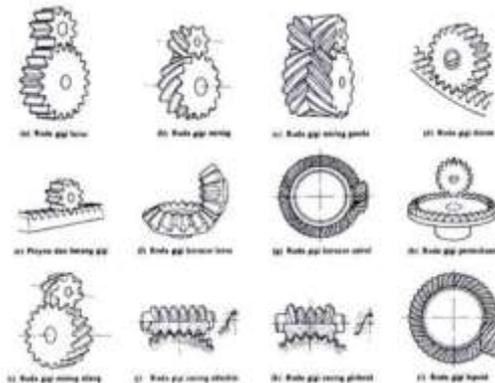
yang lebih baik dalam menghasilkan getaran dan regangan kaki gigi yang lebih rendah. Dengan bentuk profil yang lebih baik diharapkan dapat memperpanjang umur roda gigi serta komponen mesin yang lain.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini, akan dibahas mengenai dasar teori dan penelitian terdahulu yang akan digunakan sebagai acuan, prosedur, dan langkah-langkah dalam melakukan penelitian, sehingga permasalahan yang diangkat dapat terselesaikan dengan baik. Adapun dasar teori dan tinjauan pustaka yang digunakan adalah berdasarkan permasalahan pada proses perancangan *involute spur gear* dengan profil modifikasi dan analisis kekuatannya dengan metode *finite element method*.

2.1 Roda Gigi

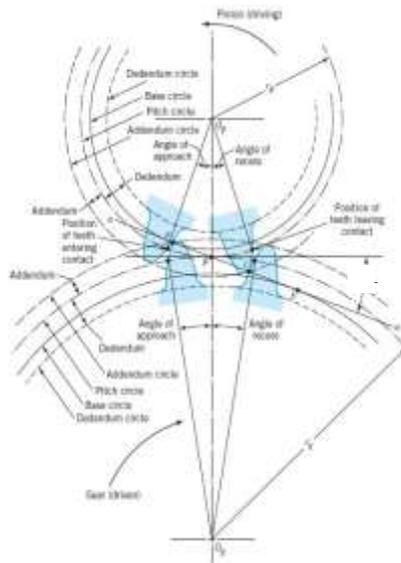
Roda gigi merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan putaran dan torsi (daya) melalui kontak kedua permukaan yang saling bertautan tanpa terjadinya slip diantara dua profil gigi. Roda gigi dapat digunakan pada transmisi yang memerlukan maupun tidak memerlukan *ratio*. Selain itu, *gear* dapat diaplikasikan ketika jarak antar poros terlalu dekat, sehingga tidak dapat menggunakan system transmisi lain seperti *chain* dan *belt*. Roda gigi sendiri juga terdiri dari berbagai jenis, sesuai dengan kondisi dan tujuan dari penggunaannya.



Gambar 2.1 Bentuk-bentuk Roda Gigi [1]

2.1.1. Terminologi pada *Spur Gear*

Salah satu roda gigi yang paling banyak digunakan adalah roda gigi lurus (*spur gear*) berprofil *symmetric involute*. Hal ini dikarenakan kemudahan dan rendahnya biaya produksi. Roda gigi *symmetric involute* adalah roda gigi yang menggunakan kuva *involute* untuk membuat profil giginya. Roda gigi ini termasuk salah satu roda gigi yang sudah distandarkan. Pada gambar 2.2 menunjukkan beberapa terminologi dasar dari roda gigi.



Gambar 2.2 Terminologi pada pasangan *gear* [1]

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 :

$$m = \frac{d}{N_t} \quad (2.1)$$

dimana m : *module* (in)
 d : diameter *pitch* (in)

N_t : jumlah gigi

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

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

dimana d : diameter *pitch circle* (in)
 N_t : jumlah 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, addendum, dedendum, outside diameter roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

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

dimana d_b : diameter base (in)
 d : *pitch circle diameter* (in)
 θ : sudut kontak (degree)

Diameter luar roda gigi dirumuskan :

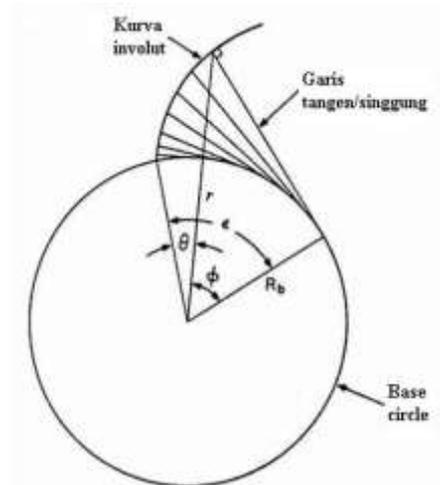
$$d_o = d + 2a \quad (2.6)$$

dimana

a	: addendum	(in)
d_o	: outside diameter	(in)
d	: pitch circle diameter	(in)

2.1.2. Kurva *Involute*

Bentuk dari kurva *involute* dapat digambarkan dengan sebuah tali yang semula melingkari suatu lingkaran piringan kemudian dibuka dengan menjaga tali tetap kencang/tegang. Garis yang dilalui oleh ujung tali tersebut akan membentuk kurva *involute*. Kurva *involute* ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Konstruksi Kurva *Involute*
 Persamaan dari kurva *involute* adalah :

$$\theta = \epsilon - \phi \quad (2.7)$$

$$\epsilon = \frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b} \quad (2.8)$$

$$\tan \emptyset = \frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b} \quad (2.9)$$

sehingga, bila persamaan (2.9) dimasukkan ke dalam persamaan (2.7) akan menjadi :

$$\epsilon = \tan \emptyset \quad (2.10)$$

dimana

θ	: sudut involute	(degree)
ϵ	: roll angle	(degree)
\emptyset	: pressure angle	(degree)
r	: jari-jari pada involute	(mm)

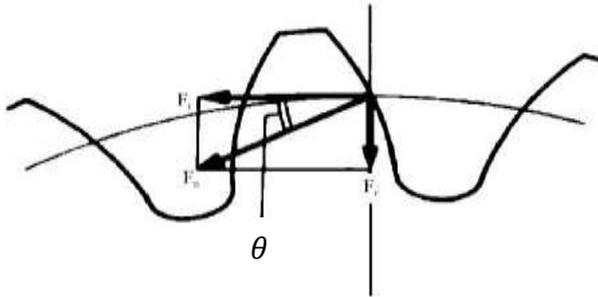
2.2. Analisa Gaya pada Roda Gigi Lurus (*Spur Gear*)

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

$$hp = \frac{T \cdot n}{63000} = \frac{F_t \cdot V_p}{33000}$$

dimana

hp	: daya input	(horse power)
T	: torsi	(lb.in)
n	: putaran roda gigi	(rpm)
F_t	: gaya tangensial	(lb)
V_p	: kecepatan tangensial	(ft/min)



Gambar 2.4 Gaya-gaya pada *Spur Gear* [2]

Daya yang diterima oleh sepasang roda gigi yang bersentuhan akan mengarah tegak lurus terhadap permukaan gigi dan searah dengan garis tekan/kontak. Gambar 2.3 menunjukkan roda gigi yang dikenai gaya akibat kontak pada 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 :

$$F_t = F_n \cdot \cos \theta \quad (2.12)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \theta = F_t \cdot \tan \theta \quad (2.13)$$

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

2.3. Teori Kegagalan

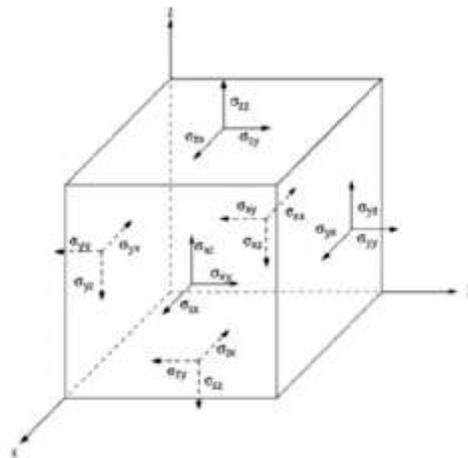
Ketika suatu roda gigi dikenai beban, terdapat gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi tersebut. Kondisi tersebut akan menimbulkan tegangan sebagai reaksi dari gaya yang diterapkan. Tegangan didefinisikan sebagai beban per satuan luas. Secara matematis dapat dinyatakan pada persamaan (2.14)

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.14)$$

dimana σ : tegangan yang ditimbulkan (Pa)
 P : gaya yang diterima (lb)
 A : luas penampang (in^2)

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, tegangan 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 system sumbu kartesian seperti pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Analisa Tegangan 3 Dimensi

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

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

Tegangan principal dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (2.14)$$

dimana,

$$\begin{aligned} I_1 &= \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \\ I_2 &= \sigma_{xx} \cdot \sigma_{yy} + \sigma_{yy} \cdot \sigma_{zz} + \sigma_{xx} \cdot \sigma_{zz} - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 \\ I_3 &= \sigma_{xx} \cdot \sigma_{yy} \cdot \sigma_{zz} + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - \sigma_{xx} \cdot \tau_{yz}^2 - \sigma_{yy} \cdot \tau_{xz}^2 \\ &\quad - \sigma_{zz} \cdot \tau_{xy}^2 \end{aligned}$$

Dari persamaan (2.14), maka nilai σ_1 , σ_2 , dan σ_3 akan dapat diketahui.

2.4. Analisa Tegangan pada *Gear Tooth*

Desain sebuah *spur gear* harus mampu menahan terhadap terjadinya kegagalan *bending* dan juga kegagalan *pitting* pada permukaan gigi. Kegagalan *bending* akan terjadi jika tegangan *bending* yang terjadi pada kaki gigi sama melebihi kekuatan *yield* atau kekuatan daya tahan (*endurance*) *bending*. Sementara itu, kegagalan *pitting* pada permukaan akan terjadi jika tegangan kontrak melampaui kekuatan daya tahan permukaan.

Besarnya tegangan *bending* dan tegangan kontak pada dapat dihitung dengan menggunakan persamaan AGMA. Tegangan *bending* AGMA dapat ditulis dalam persamaan :

$$\sigma_b = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m} \cdot \frac{K_h \cdot K_b}{Y_j} \quad (2.15)$$

Sedangkan, tegangan kontak AGMA adalah :

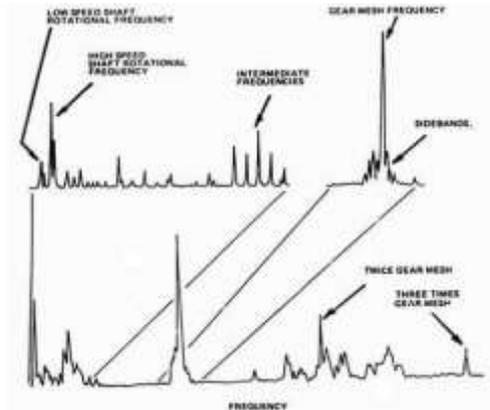
$$\sigma_c = Z_e \sqrt{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_h}{d \cdot b} \cdot \frac{Z_r}{Z_i}} \quad (2.16)$$

dimana	W_t	: gaya tangensial	(N)
	b	: lebar gigi	(mm)
	m	: <i>module</i>	(mm)
	d	: diameter lingkaran <i>pitch</i>	(mm)
	K_o	: faktor <i>overload</i>	
	K_v	: faktor dinamik	
	K_s	: faktor ukuran	
	K_h	: faktor distribusi beban	
	K_b	: faktor <i>rim-thickness</i>	
	Y_j	: faktor geometri untuk tahanan bending	
	Z_e	: koefisien elastis	
	Z_r	: faktor kondisi permukaan	
	Z_i	: faktor geometri	

Berbagai faktor diatas dapat diperoleh melalui grafik, tabel, maupun persamaan yang ada pada referensi [2].

2.5. Karakteristik Getaran pada Roda Gigi

Pengoperasian roda gigi menunculkan spectrum getaran khas yang kompleks dan lebar yang dimulai dari frekuensi dibawah putaran poros sampai beberapa kali frekuensi *gear mesh* (jumlah gigi dikali putaran poros).



Gambar 2.6 Spektrum getaran yang dibangkitkan oleh Roda Gigi [3]

Gambar 2.6 menunjukkan bentuk spektrum getaran yang dibangkitkan oleh suatu roda gigi. Pada bagian bawah dari spectrum adalah frekuensi putaran poros dan perkaliannya. Kemudian, pada bagian tengah antara frekuensi putaran poros dan frekuensi gear mesh ada frekuensi intermediate. Sedangkan, pada bagian frekuensi tinggi adalah frekuensi gear mesh dan perkaliannya.

2.6. Kegagalan pada Roda Gigi

Walaupun telah memperhitungkan kekuatan serta keausan dalam proses mendesain roda gigi, pada kenyataannya kondisi ideal yang telah diperhitungkan tadi sulit untuk dapat terjadi. Hal ini disebabkan karena banyak hal, contohnya adalah proses manufaktur roda gigi yang kurang baik, proses *assembly* roda gigi yang kurang presisi, dan banyak *human error* yang lainnya.

Berikut adalah jenis-jenis kegagalan yang sering terjadi pada gear :

1. Kegagalan *Bending*

Setiap gigi gear berperan seperti sebuah *cantilever*, jika beban dinamis total yang terjadi pada gigi gear lebih besar

dari kekuatan batang dari gigi gear, maka gigi gear akan gagal karena gaya *bending* yang bekerja

2. *Pitting*

Pitting disebabkan oleh *fatigue* permukaan yang terjadi akibat beberapa tegangan kontak Hertz. Kegagalan terjadi ketika tegangan kontak permukaan lebih besar dari ketahanan material

3. *Scoring*

Scoring disebabkan oleh panas luar biasa yang dihasilkan ketika adanya tekanan permukaan yang sangat besar, kecepatan yang tinggi, atau suplai pelumasan yang gagal.

4. Keausan *abrasive*

Abrasive wear disebabkan oleh partikel asing dalam pelumasan yang masuk antara gigi dan merusak susunan gigi

5. Keausan korosif

Corrosive wear disebabkan oleh elemen korosif yang menyerang pada permukaan gigi.

2.7. Modifikasi pada Roda Gigi untuk Mengatasi Kegagalan

Kegagalan yang terjadi pada pasangan roda gigi sangat mempengaruhi umur pemakaian roda gigi. Solusi dengan cara penggantian roda gigi seringkali kurang efisien menurut sisi ekonomi. Oleh karena itu, diperlukan suatu modifikasi pada kaki gigi-gigi *gear* untuk meminimalkan konsentrasi tegangan tersebut.

Besarnya modifikasi didasarkan atas akumulasi dari pengaruh-pengaruh berikut :

1) *Allowance* kesalahan pembuatan

Profil *involute* yang tepat sulit dicapai karena toleransi pembuatan pada pahat yang digunakan untuk membuat roda gigi. Akibatnya adalah ujung gigi akan melakukan kontak dengan pasangan giginya terlalu cepat atau terlalu lambat

2) *Allowance defleksi akibat beban*

Beban yang bekerja pada kondisi statis dapat membuat gigi terdefleksi, sehingga pada saat akan *meshing* posisinya tidak tepat untuk melakukan *smooth engagement*, dalam jangka panjang hal ini dapat mengakibatkan beban dinamis yang terjadi semakin tinggi

Metode yang umum digunakan untuk mengkompensasi pengaruh-pengaruh tersebut adalah dengan *tip relief*. *Tip relief* didefinisikan sebagai jumlah pengurangan material pada sisi *flank* dari gigi sepanjang profil *involute* dari gigi tersebut (Markovic dan Franulovic, 2011). *Tip relief* dapat dilakukan dengan beberapa metode, diantaranya *linear tip relief* dan *parabolic tip relief*. Untuk *spur gear*, besarnya *tip relief* harus didasarkan pada jumlah dari allowance untuk kemungkinan adanya *spacing error* dan defleksi gigi yang diasumsikan ketika terjadi *mesh*.

Pada buku **Gear Handbook** [1], diberikan persamaan yang bisa digunakan untuk perkiraan awal yang baik dari besarnya *tip relief* yang diperlukan. Harga yang diperoleh dari persamaan ini perlu dimodifikasi berdasarkan pengalaman untuk menghasilkan performa yang terbaik.

Persamaan besaran modifikasi pada *driven gear* dituliskan sebagai berikut :

$$\text{Modifikasi 1} = \frac{\text{driving load (lb)} * 3,5 * 10^{-7}}{\text{face width (in)}} \quad (2.17)$$

sedangkan persamaan besaran modifikasi pada *driving gear* adalah :

$$\text{Modifikasi 2} = \frac{\text{driving load (lb)} * 2 * 10^{-7}}{\text{face width (in)}} \quad (2.18)$$

Dalam buku [4] juga diberikan persamaan untuk menghitung besarnya suatu modifikasi standar untuk desain secara umum. Persamaan untuk gear tersebut dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\text{Modifikasi Gear} = \frac{6,5 \cdot C_m \cdot W_t}{10^5 \cdot b} \quad (2.19)$$

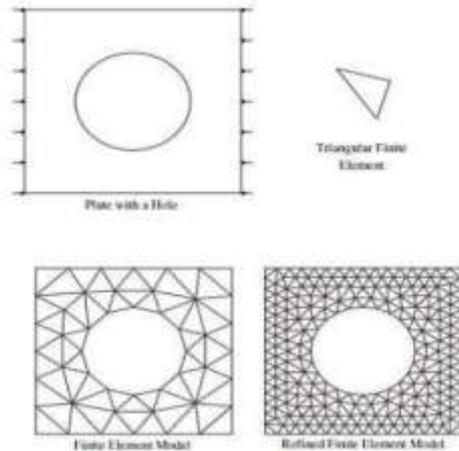
sedangkan persamaan untuk pinion adalah :

$$\text{Modifikasi Pinion} = \frac{4,1 \cdot C_m \cdot W_t}{10^5 \cdot b} \quad (2.20)$$

dimana C_m : faktor distribusi beban
 W_t : beban tangensial (N)
 b : lebar gigi (mm)

2.8. Metode Elemen Hingga

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut *Finite Element Analysis* (FEA), adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa *engineering*, seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi pribadi dan *mode shape*-nya, perpindahan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida (Moaveni). Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/ analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan unglah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*), kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut meshing.



Gambar 2.7 Meshing pada Plate

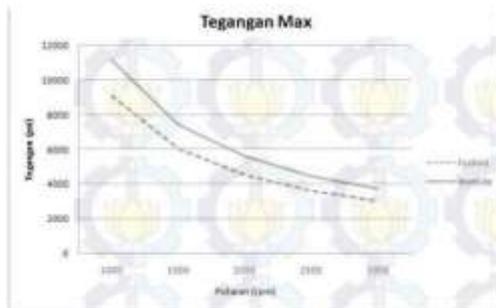
Gambar 2.7 menunjukkan dasar penggambaran dalam pendekatan FEM, yaitu sebuah plate yang akan dicari distribusi temperaturnya. Bentuk geometri plate di “meshing” menjadi bagian-bagian kecil bentuk segitiga untuk mencari solusi yang berupa distribusi temperatur plate. Sebenarnya kasus ini dapat diselesaikan dengan cara langsung, yaitu dengan persamaan kesetimbangan panas (heat balance equation). Namun, untuk geometri yang rumit seperti engine block diperlukan FEM untuk mencari distribusi temperatur.

2.9. Penelitian Terdahulu

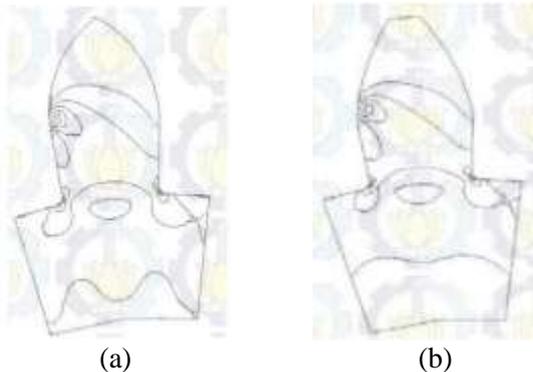
Penelitian terdahulu yang penulis jadikan referensi dilakukan oleh Novreza Aditya [6] pada tahun 2012, Gatot Pramu Handoko [7] pada tahun 2004, dan Temis, Y., Kozharinov E., dan Kalinin D.[8] pada tahun 2015.

Penelitian yang dilakukan oleh Novreza Aditya bertujuan untuk membandingkan distribusi tegangan pada *spur gear* dengan profil gigi *involute* dan *cycloid* dengan metode elemen hingga. Kedua model profil gigi tersebut diberi pembebanan berupa gaya statis pada *pitch diameter*, dimana gaya yang diberikan

divariasikan sesuai dengan daya motor sebesar 57 hp dan putaran pada 1000, 1500, 2000, 2500, dan 3000 rpm. Material serta geometri kedua gear dibuat sama yaitu AISI 1045.



Gambar 2.8 Grafik Tegangan Maksimum pada *Spur Gear Cycloid* dan *Involute* [6]



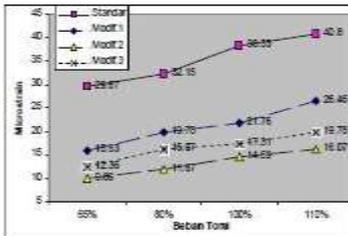
Gambar 2.9 Distribusi Tegangan *Spur Gear Cycloid* (a) dan *Involute* (b) [6]

Hasil penelitian pada yang dilakukan oleh Novreza Aditya menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi pada profil gigi cycloid lebih rendah dari pada tegangan yang terjadi pada profil gigi involute. Tegangan pada profil gigi involute 1,23 kali lebih besar dari cycloid. Dari metode numerik, juga diketahui bahwa daerah kritis pada sebuah gear adalah di daerah fillet gigi, hal ini

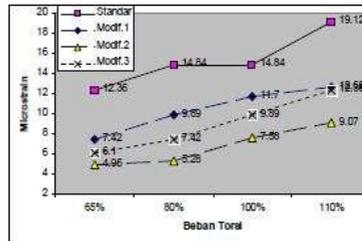
ditunjukkan dengan terjadinya tegangan maksimal di daerah ini baik pada profil involute maupun cycloid.

Penelitian ini penulis jadikan referensi sebagai salah satu contoh bentuk modifikasi pada spur gear, dan juga bentuk pemodelan dan analisa yang dilakukan. Dari referensi ini diharapkan penulis dapat memvalidasi hasil eksperimen dengan simulasi yang dilakukan.

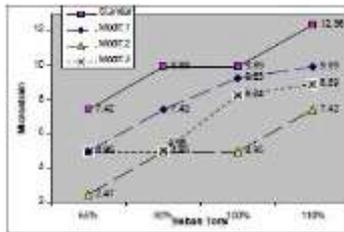
Referensi kedua yang penulis gunakan adalah milik Gatot Pramu Handoko. Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan pengaruh modifikasi profil gigi terhadap regangan dinamis dan getaran pada spur gear. Penelitian ini menggunakan 3 jenis modifikasi profil gigi, yaitu parabolik panjang, parabolik sedang, dan linier. Proses pembuatan roda gigi ini dibuat dengan proses hobbing dan modifikasi yang dilakukan menggunakan mesin skrap. Untuk pengukuran regangan dinamik dilakukan pada kondisi putaran 100, 200, dan 300 rpm, sedangkan untuk pengukuran getaran dilakukan pada kondisi putaran 200, 300, 400, 500, dan 600 rpm. Material yang digunakan untuk seluruh pasangan gear adalah S45C.



(a)

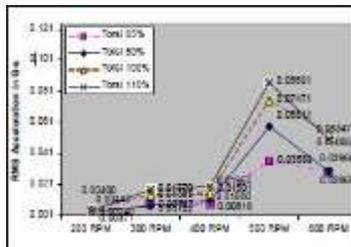


(b)

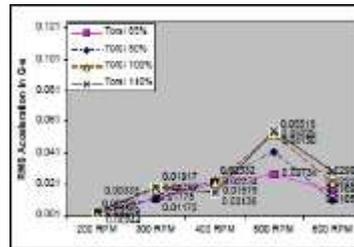


(c)

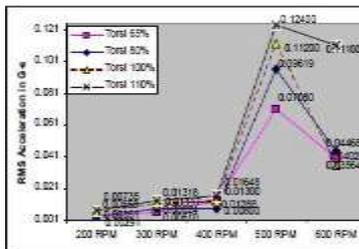
Gambar 2.10 Grafik *Trend* Perbandingan Regangan Dinamik Gear terhadap Beban Torsi pada Putaran 100 rpm (a), 200 rpm(b), dan 300 rpm (c)



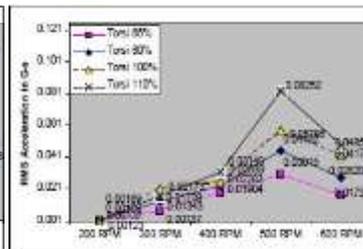
(a)



(b)



(c)



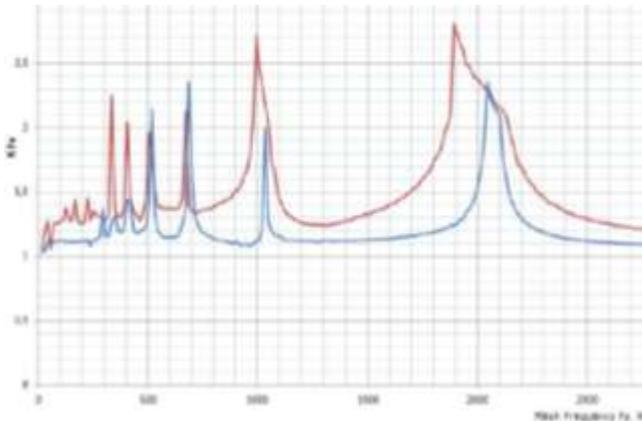
(d)

Gambar 2.11 Grafik Perbandingan Amplitudo pada Roda Gigi Profil Standard (a), Modifikasi Parabolik Panjang (b), Modifikasi Parabolik Sedang (c), dan Modifikasi Linier (d) [7]

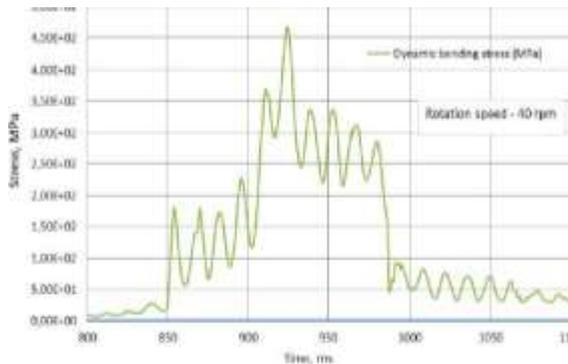
Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa dengan melakukan modifikasi profil gigi, regangan dinamik yang terjadi pada gigi dapat berkurang. Penurunan besarnya regangan dinamik

ini terjadi pada kedua pasang gigi, baik gear maupun pinion-nya. Besarnya regangan pada roda gigi yang dimodifikasi mencapai sekitar 80% dari regangan roda gigi standar. Selain itu, getaran yang ditunjukkan oleh amplitudo pada frekuensi gear mesh juga lebih rendah pada modifikasi profil gigi dibandingkan dengan roda gigi standar.

Penelitian yang dilakukan oleh Temis, Y., Kozharinov E., dan Kalinin D. bertujuan untuk membandingkan dua metode untuk membandingkan karakteristik dinamik yang terjadi pada pasangan gear untuk menghindari terjadinya kegagalan. Metode yang pertama menganalisis gear pada frekuensi resonansi (natural frequency) berdasarkan nilai damping dan stiffness dari sistem yang bekerja. Metode analisis yang kedua memodelkan sistem yang bekerja pada gear dengan menggunakan analisis pada *software* FEA.



Gambar 2.12 Grafik *Frequency Response* pada beberapa tipe gear, contact ratio $\varepsilon=2,08$ (garis biru) dan contact ratio $\varepsilon=1,68$ (garis merah). [8]



Gambar 2.13 Grafik distribusi beban *bending* pada *single tooth* 40 rpm

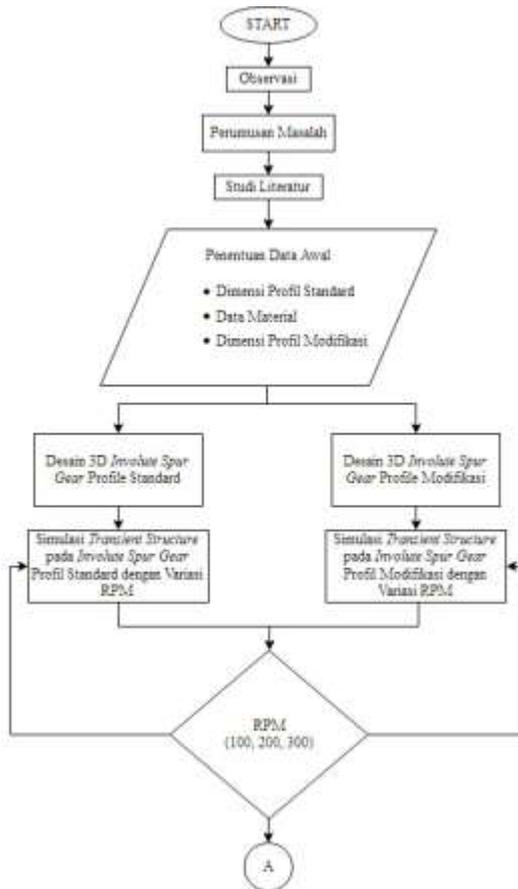
Hasil yang didapatkan pada penelitian ini menunjukkan terjadinya diskontinuitas getaran akibat hilangnya kontak pada gigi pada critical range melalui frequency response, sedangkan pada metode finite element didapatkan distribusi beban pada fase teeth meshing (kondisi pada saat roda gigi saling bertautan). Simulasi pada penelitian ini menunjukkan adanya pengurangan beban dinamis pada gear akibat adanya tambahan beban eksternal.

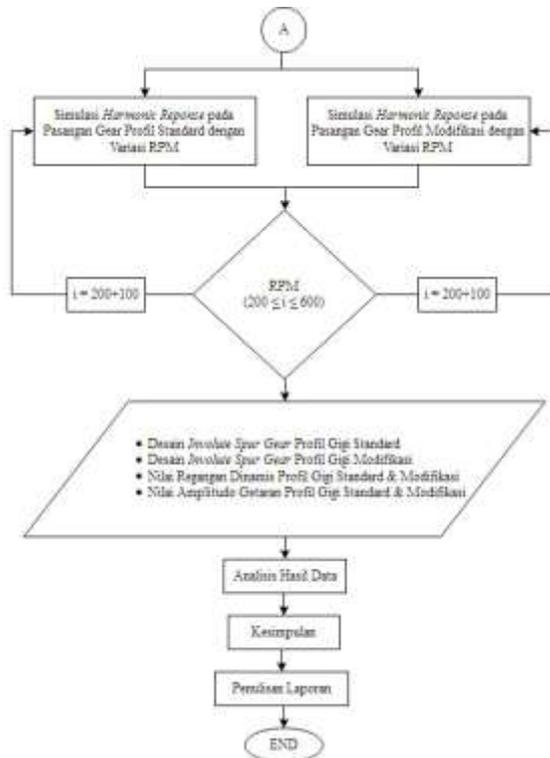
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, dan bab ini akan membahas tahapan serta detail penelitian yang dilakukan.

3.1 *Flowchart* Penelitian





Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

Gambar 3.1 merupakan tahapan-tahapan yang dilakukan penulis dalam melakukan penelitian ini serta dalam penyusunan Tugas Akhir ini. Penjelasan lebih rinci mengenai setiap bagian pada *flowchart* diatas adalah sebagai berikut :

1. Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan penulis dalam penelitian ini. Tujuan dilakukannya observasi adalah menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan dijadikan penelitian. Dalam hal ini, observasi dilakukan pada lingkup *involute spur gear* dengan profil gigi standard dan *involute spur gear* dengan profil gigi modifikasi

2. Perumusan Masalah

Setelah melakukan observasi, penulis merumuskan masalah yang terdapat pada lingkup observasi yang dilakukan. Permasalahan yang akan diteliti oleh penulis adalah kurang adanya *modelling* atau simulasi untuk menganalisis regangan dinamis dan getaran yang terjadi pada *involute spur gear* dengan profil gigi standard dan modifikasi. Penelitian sebelumnya melakukan eksperimen untuk membandingkan regangan dinamis pada *involute spur gear* dengan profil gigi standard dan modifikasi, namun eksperimene tersebut belum didasari *modelling* dan FEM analisis untuk memverivikasi hasil ekperimen tersebut. Untuk itu, rumusan masalah yang penulis tentukan adalah bagaimana melakukan simulasi pada *involute spur gear* dengan profil gigi standard dan modifikasi untuk mendapatkan nilai regangan dinamis dan getaran dengan metode elemen hingga (FEM).

3. Studi Literatur

Studi literatur bertujuan untuk mendapatkan informasi secara lebih detil serta menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi yang dicari penulis berupa dasar teori *involute spur gear*, teori kegagalan, karakteristik getaran pada *spur gear*, penyebab kegagalan pada roda gigi, metode elemen hingga, dan penelitian terdahulu yang dirangkum penulis

4. Penentuan Data Awal

Data awal berupa dimensi dan data material gear dan pinion, bentuk modifikasi, serta parameter lainnya yang ditentukan berdasarkan rumusan yang digunakan pada bab 2. Secara lebih detail, data awal dapat dilihat pada tabel 3.1 sebagai berikut :

Tabel 3.1 Data Geometri *Involute Spur Gear* Profil Standard

PARAMETER	SIMBOL	NILAI
<i>Pitch Circle Diameter</i>	dp	72 mm
<i>Number of Teeth</i>	Nt	18
<i>Pressure Angle</i>	θ	20 ⁰
<i>Module</i>	m	4 mm
<i>Addendum</i>	a	4 mm
<i>Deendum</i>	b	5 mm

<i>Clearance</i>	c	1 mm
Lebar Gigi	w	6 mm
Material	-	S45C
Rasio Reduksi Putaran	-	2

Tabel 3.2 Data Material S45C

ISTILAH	SATUAN	NILAI
Massa Jenis	kg/m ³	7700 – 8030
<i>Young Modulus</i>	GPa	190 – 210
<i>Tensile Strength</i>	MPa	569
<i>Yield Strength</i>	MPa	343
<i>Poisson Ratio</i>	-	0.27 – 0.30
<i>Elongation</i>	-	> 20%
<i>Hardness</i>	HB	167 – 229
<i>Strength Exponent</i>	-	- 0.106
<i>Ductility Coefficient</i>	-	- 0.47
<i>Thermal Conductivity</i>	W/mK	49.8
<i>Specific Heat</i>	J/ kgK	486

Modifikasi yang dilakukan pada bentuk profil gigi adalah dengan melakukan *tip relief* pada bagian *flank* gigi. Mengacu pada studi eksperimental yang dilakukan Gatot Pramu, besaran *tip relief* yang dilakukan sesuai pengukuran yang dilakukan adalah sebagai berikut.

Modifikasi pertama yang dilakukan memiliki bentuk parabolik dengan persamaan sebagai berikut :

$$L = -0,0005x^2 + 0,6173x - 0,3382 \quad \text{untuk } \textit{pinion},$$

$$L = -0,0013x^2 + 1,2369x - 0,5667 \quad \text{untuk } \textit{gear}$$

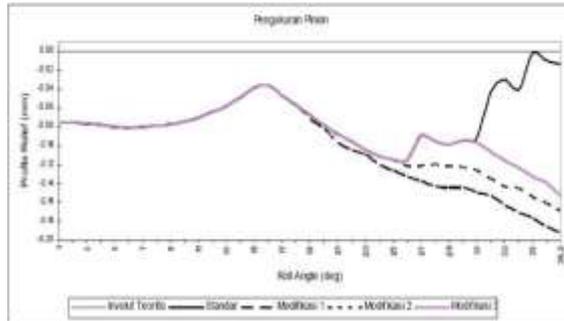
Modifikasi berbentuk parabolik dimulai pada lingkaran *pitch* (jarak 4 mm dari *addendum*) dan besarnya *tip relief* adalah 0,104 mm untuk *pinion* dan 0,091 untuk *gear*.

Modifikasi kedua yang dilakukan memiliki bentuk linier dengan persamaan sebagai berikut :

$$L = 0,5747x + 0,4697 \quad \text{untuk } \textit{pinion}$$

$$L = 1,1603x + 0,5382 \quad \text{untuk } \textit{gear}$$

Modifikasi berbentuk linier dimulai pada jarak dari *addendum* sebesar 1,6 mm dan untuk pinion sebesar 1,8 mm. Besarnya *tip relief* sama dengan modifikasi parabolik.



Gambar 3.2 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil *Pinion* setelah *Tip Relief*



Gambar 3.3 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil *Gear* setelah *Tip Relief*

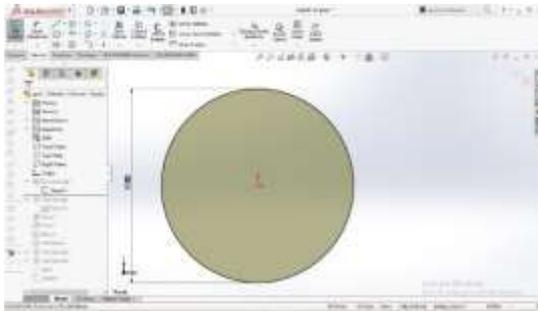
5. Desain 3D dan Simulasi FEM

Perencanaan desain 3D dilakukan dengan program *Solidworks 2016*. Tahapan-tahapan desain dibagi menjadi 2 proses, yaitu pembuatan *part* dan *assembly*-nya.

a) Pembuatan Part

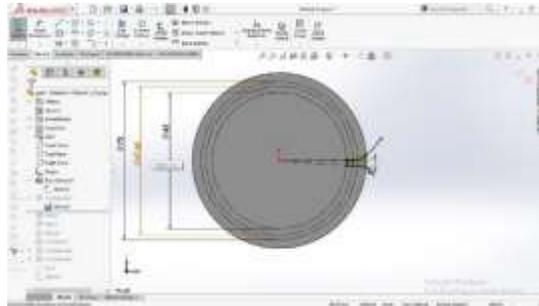
Tahapan-tahapan pembuatan part akan dijelaskan sebagai berikut :

- i. Membuat *sketch* lingkaran terluar dari gear, kemudian menggunakan fitur *extrude* untuk menjadikan *sketch* 3D



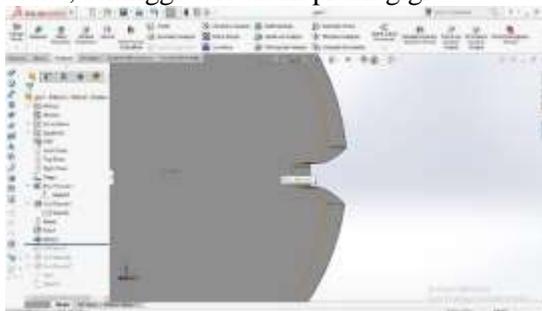
Gambar 3.4 Sketch dasar *Spur Gear*

- ii. Membuat *sketch* kurva *involute*



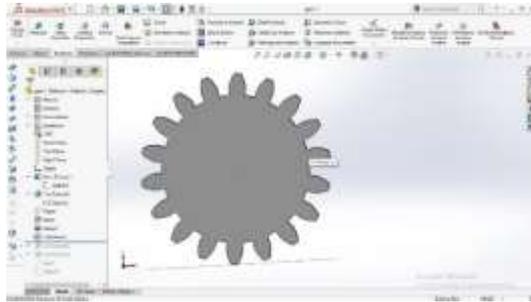
Gambar 3.5 Sketch dasar untuk membuat kurva *involute*

- iii. Proses *trimming* dan *mirroring* profil kurva yang telah dibuat, sehingga terbentuk profil gigi

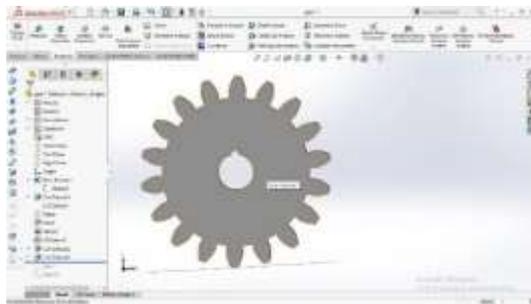


Gambar 3.6 Pembentukan Profil Gigi

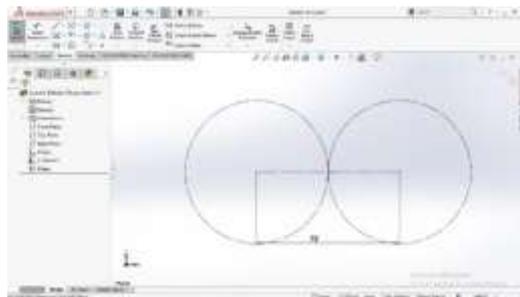
- iv. Menggunakan fitur *circular pattern* untuk menjadikan gigi utuh



- Gambar 3.7** Hasil fitur *circular pattern*
- v. Pembuatan lubang poros dan pasak menggunakan fitur *extrude cut*

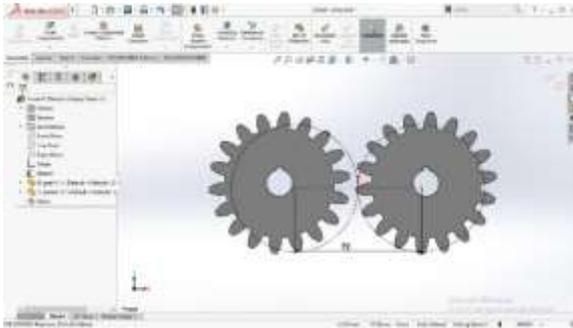


- Gambar 3.8** Hasil Akhir dari *Involute Spur Gear*
- b) *Assembly*
Tahapan-tahapan dari *assembly* pada spur gear adalah sebagai berikut :
- i. Membuat *sketch base* untuk peletakan pasangan gear



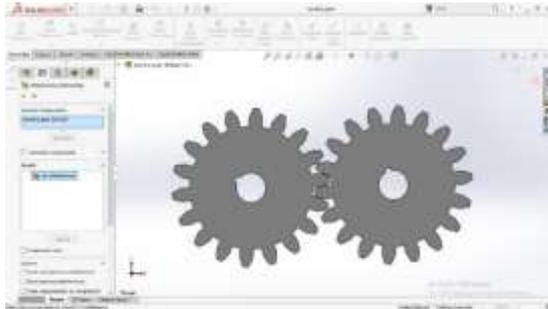
Gambar 3.9 *Sketch* untuk *Assembly*

- ii. Meng-*insert* komponen yang telah dibuat kedalam menu *assembly*



Gambar 3.10 Komponen yang akan di *assembly*

- iii. Menggunakan fitur *float* pada salah satu komponen gear
- iv. Menghubungkan *front plane* pada gear dengan *front plane* pada *sketch base* dengan fitur *concident mate*
- v. Menghubungkan titik pusat gear dengan titik pusat *sketch base* dengan fitur *concentric mate*
- vi. Menghubungkan gerakan mekanis dari kedua pasangan gear dengan fitur *gear mate*
- vii. Mengecek interfensi yang terjadi pada hasil *assembly*



Gambar 3.11 Hasil Akhir Proses *Assembly*

6. Simulasi FEM dan Simulasi Getaran

Simulasi FEM dan simulasi getaran akan dibahas pada subbab 3.2

7. Analisis Hasil Data dan Kesimpulan

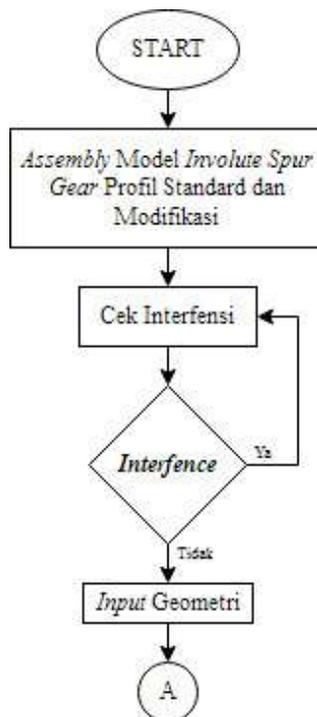
Setelah dilakukan simulasi FEM pada ANSYS, akan didapatkan data berupa regangan dinamis dan nilai getaran pada pasangan roda gigi profil standard dan modifikasi. Analisis akan dilakukan pada hasil data tersebut serta diperoleh kesimpulan dari penelitian ini.

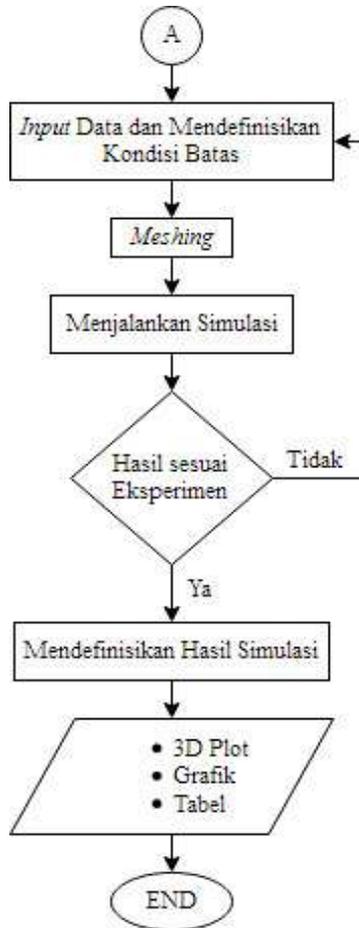
8. Penulisan Laporan

Tahap terakhir dari penelitian ini adalah penulisan laporan. Penulisan laporan ini dilakukan berdasarkan sistematika penulisan laporan pada umumnya.

3.1. Flowchart Simulasi

3.2.1. Flowchart Simulasi *Transient Structure* FEM

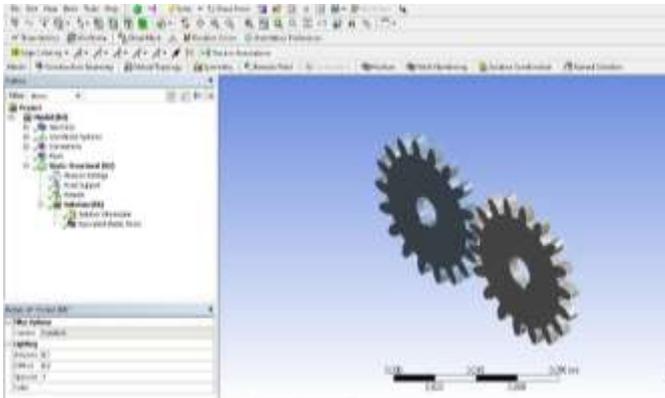




Gambar 3.12 Flowchart Simulasi FEA

1. *Import Geometri*

Pada tahap ini, geometri *involute spur gear* yang telah dimodelkan pada *software CAD* dipindahkan ke dalam *software FEM* agar *software* mampu mengenali format geometri yang dibuat sebelumnya.

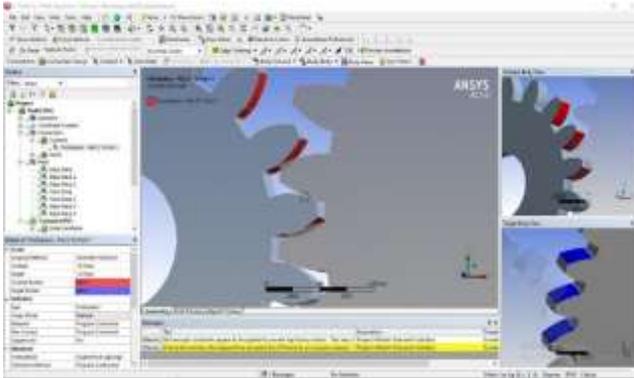


Gambar 3.13 Hasil *Import Geometry*

2. *Input Data dan Kondisi Batas*

Proses input data adalah proses memasukkan property mekanik material seperti *yield strength*, *ductile strength*, dan lainnya. Data material yang dimasukkan adalah material S45C pada *pinion* dan *gear*, seperti pada tabel 3.2

Kondisi batas atau *boundary condition* pada simulasi FEM mencakup *contact*, *joint*, *load*, dan *constraint*. Mendefinisikan *contact* berfungsi agar *software* mengenali permukaan yang akan mengalami *contact*, baik pada gear maupun pada *pinion*. Tipe *contact* yang dijalankan pada simulasi ini adalah tipe *frictionless*, dimana ini sesuai dengan keadaan operasi roda gigi yang seharusnya gaya gesek tidak terjadi/ seminimal mungkin akibat pelumasan.



Gambar 3.14 Pendefinisian *Contact*

Dari gambar 3.14, *pinion* merupakan elemen yang berwarna merah (bagian yang aktif), sedangkan *gear* adalah yang berwarna biru (bagian yang pasif/ bergerak karena kontak). Berdasarkan gambar diatas, maka diperoleh pengaturan *contact* sebagai berikut :

Tabel 3.3 Pengaturan *Contact*

<i>SCOPE</i>	<i>Details of Frictionless Gear – Pinion</i>
<i>Contact</i>	10 Faces
<i>Target</i>	10 Faces
<i>Contact Bodies</i>	<i>Pinion</i>
<i>Target Bodies</i>	<i>Gear</i>
<i>Type</i>	<i>Frictionless</i>
<i>Behaviour</i>	<i>Program Controlled</i>

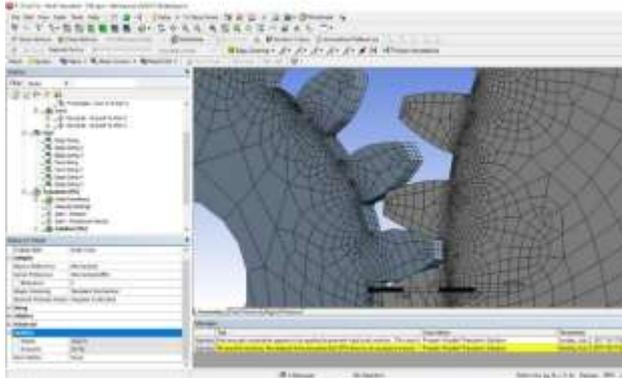
Menefinisikan *joint* bertujuan untuk mengidentifikasi sambungan sebagai *constraint* gerakan model 3D yang telah dibuat. Pada penelitian ini digunakan model *joint revolute ground – gear/pinion* dengan kecepatan putaran sesuai variasi yang ditentukan. *Joint* ini mendefinisikan bahwa roda gigi berputar akibat adanya revolusi dari poros.

Mendefinisikan *load* bertujuan untuk mengidentifikasi beban-beban yang bekerja pada roda gigi akibat putaran, seperti torsi dan gaya berat. Besarnya *load* yang diberikan bergantung dari

variasi yang ditentukan penulis pada batasan masalah, dalam hal ini adalah nilai RPM. Variasi yang dilakukan adalah pada 100, 200, dan 300 rpm.

3. *Meshing*

Meshing adalah proses dimana model 3D dibagi-bagi menjadi domain diskrit. Hal ini perlu dilakukan karena penelitian ini menggunakan *finite element method*, dimana persamaan diselesaikan pada setiap domain diskrit. *Meshing* sangat mempengaruhi tingkat keakuratan hasil simulasi. Semakin *soft* pengaturan *meshing* pada model 3D, maka hasil akhir simulasi akan mendekati nilai sesungguhnya, tetapi untuk melakukan *meshing* dengan tingkat keakuratan yang tinggi, diperlukan RAM dan *processor* yang baik pada perangkat pengolah *software* FEM (laptop atau computer). Hal ini menjadi kendala dalam penelitian ini dikarenakan terbatasnya kapasitas perangkat pengolah FEM milik penulis.



Gambar 3.15 *Meshing* pada Model 3D *Involute Spur Gear*

4. *Time Setting*

Time Setting dilakukan agar simulasi berjalan pada waktu yang ditentukan oleh peneliti. Pendefinisian *time setting* mencakup waktu awal, jarak waktu minimum, jarak waktu maksimum, dan lama waktu simulasi tersebut. Fitur *time setting* hanya digunakan pada simulasi yang bersifat dinamis.

Tabel 3.4 *Time Setting* pada *Software*

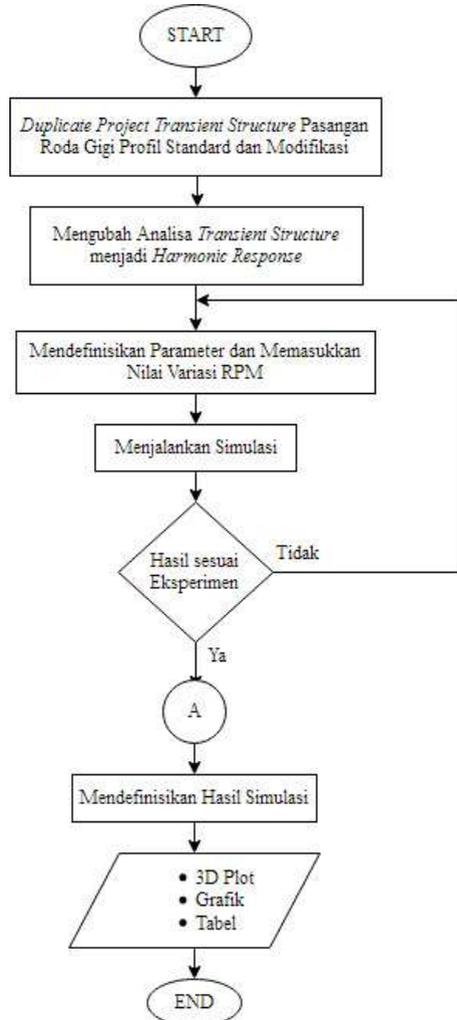
<i>STEP CONTROLS</i>	<i>ANALYSIS SETTINGS</i>
<i>Number of Steps</i>	1
<i>Current Step Number</i>	1
<i>Step End Time</i>	9.13e-003 s
<i>Auto Time Setting</i>	<i>On</i>
<i>Define By</i>	<i>Time</i>
<i>Initial Time Step</i>	8.3e-004 s
<i>Minimum Time Step</i>	8.3e-006 s
<i>Maximum Time Step</i>	8.3e-004 s
<i>Time Integration</i>	<i>On</i>

5. Mendefinisikan *Output* dan *Evaluasi*

Setelah proses iterasi selesai, program akan menampilkan data secara 3D. Hasil simulasi biasa berupa tegangan Von Mises, deformasi, regangan dinamis, dan lain-lain. Dalam penelitian ini, data yang ditampilkan berupa regangan dinamis yang terjadi pada keseluruhan gigi dan pada permukaan gigi yang mengalami kontak.

Data-data yang diperoleh dari proses simulasi kemudian dievaluasi. Regangan dinamis yang terjadi pada *involute spur gear* profil standard dengan profil modifikasi dibandingkan baik dalam bentuk grafik maupun tabel sebagai upaya untuk menarik kesimpulan. Kesimpulan dari penelitian ini akan digunakan untuk memvalidasi hasil penelitian sebelumnya dan juga sebagai referensi dalam menentukan bentuk profil gigi agar umur penggunaannya dapat lebih lama.

3.2.2. Flowchart Simulasi Getaran



Gambar 3.16 Flowchart Simulasi Getaran

1. Duplicate Project dan Analisa Harmonic Reponse

Pada tahap ini, *project* yang telah dilakukan untuk menganalisa regangan dinamis yang terjadi pada pasangan roda

gigi modifikasi dan standard akan diubah menjadi analisa *Harmonic Response* yang juga merupakan salah satu fitur pada *Workbench ANSYS*.

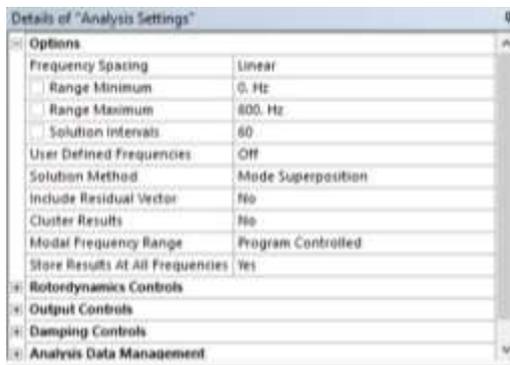
Duplicate Project ini bertujuan untuk meminimalisir kesalahan *setting* yang dapat terjadi ketika memodelkan sebuah kasus, serta menghemat waktu pemodelan dan analisa, sehingga hasil yang didapatkan mewakili dengan kondisi sebenarnya.

Harmonic Response sendiri adalah analisa yang berbasis pada domain waktu, frekuensi, dan spektrum. Sebuah analisa yang tepat untuk melihat getaran yang terjadi pada pasangan roda gigi.

2. Mendefinisikan Parameter

Dengan menggunakan fitur *duplicate project* pengaturan model roda gigi yang berupa *contact*, *joint*, serta *meshing* otomatis mengikuti dan menyesuaikan dengan model yang telah ada sebelumnya, dalam hal ini adalah analisa regangan pada pasangan roda gigi standard dan modifikasi. Sehingga, yang perlu dilakukan dalam *harmonic response* selanjutnya adalah pengaturan analisa yang akan dilakukan.

Pengaturan yang dilakukan berupa penentuan *range* frekuensi analisa, *cluster* pengambilan data, pemberian *input* momen, serta nilai rpm yang digunakan. Hasil pengaturan *harmonic response* ditunjukkan pada Gambar 3. 17.



Gambar 3.17 *Analysis Setting* pada *Harmonic Response*

3. Mendefinisikan Hasil Simulasi

Setelah proses simulasi selesai, program akan menampilkan data secara 3D, hasil simulasi dapat berupa amplitude, defleksi, spektrum, dan lain-lainnya. Dalam penelitian ini, data yang penulis analisis adalah pada nilai getaran yang terjadi, ditinjau dalam amplitudo dan spektrum getaran.

Data yang telah diperoleh selanjutnya akan dievaluasi. Hasil simulasi pada *involute spur gear* profil standard dan modifikasi dibandingkan dalam bentuk tabel maupun grafik untuk menarik kesimpulan fenomena yang terjadi. Kesimpulan dari penelitian ini akan digunakan untuk memvalidasi hasil penelitian sebelumnya dan juga sebagai referensi dalam menentukan bentuk profil gigi agar umur penggunaannya dapat lebih lama.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN

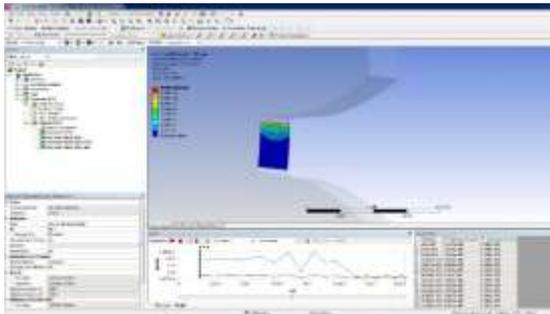
Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode elemen hingga untuk mendapatkan nilai regangan dinamis serta getaran pada permukaan profil gigi yang diberikan modifikasi tip relief. Simulasi dilakukan berdasarkan beban putaran (100, 200, dan 300 rpm), torsi yang bersumber dari motor listrik yang memiliki daya 1,5 hp, dan torsi nominal yang memiliki besar 7,6 N.m.

Melalui proses simulasi, didapatkan data regangan dinamis yang terjadi pada bagian fillet gigi (tempat peletakan strain gage) dan getaran yang terjadi pada bantalan poros roda gigi.

Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan simulasi sistem suspensi *narrow tilting vehicle*. Hasil simulasi digunakan untuk mempelajari respon getaran yang dialami pengemudi saat melewati *bump* dan menganalisa grafik RMS. Hasil grafik RMS *variable geometry suspension* akan dibandingkan dengan sistem suspensi konvensional.

4.1. Analisis Regangan Dinamis Hasil Simulasi

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, diperoleh nilai regangan dinamis pada masing-masing variasi. Nilai yang diperoleh melalui hasil simulasi ditunjukkan dengan warna-warna tertentu yang menunjukkan rentang nilai minimum sampai dengan nilai maksimum yang terjadi pada model 3D roda gigi.



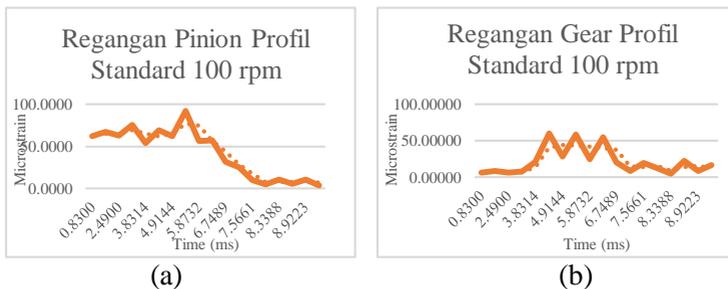
Gambar 4.1 Contoh Nilai Regangan Hasil Simulasi tampilan *Pinion*

Berdasarkan gambar diatas, nilai regangan yang dianalisis adalah yang sesuai dengan posisi *probe*, yaitu dekat *fillet* roda gigi. Hal ini disesuaikan dengan posisi pemasangan *strain gage* pada studi eksperimental yang dilakukan sebelumnya. Dengan nilai regangan tersebut, maka akan dilakukan analisis untuk membandingkan nilai regangan dinamis yang terjadi ketika studi eksperimental dengan hasil simulasi.

Untuk membandingkan pengaruh dari bentuk modifikasi pada roda gigi, maka dilakukan analisis antara bentuk profil modifikasi tersebut dengan profil standardnya. Analisis yang dilakukan adalah dengan membandingkan nilai regangan dinamis yang terjadi bila diberikan variasi beban dan kecepatan putaran. Selain untuk mengetahui regangan dinamis yang terjadi, simulasi ini juga bertujuan untuk membandingkan nilai pada hasil studi eksperimental yang telah dilakukan sebelumnya

4.1.1. *Trendline* Hasil Simulasi pada Profil Gigi Standard

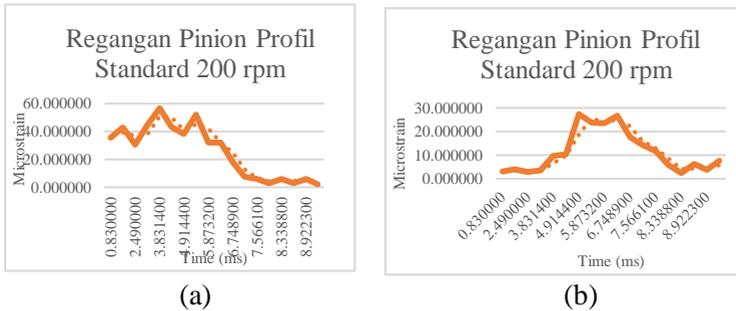
Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis dan deskripsi *trendline* yang terjadi pada hasil simulasi.



Gambar 4.2 *Trendline* Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 100 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil standard variasi 100 rpm cukup stabil dengan fluktuasi yang tidak terlalu besar pada awal simulasi, kemudian mengalami peningkatan hingga mencapai nilai 91,985 *microstrain* pada pertengahan simulasi, lalu mengalami penurunan secara konstan sampai akhir simulasi.

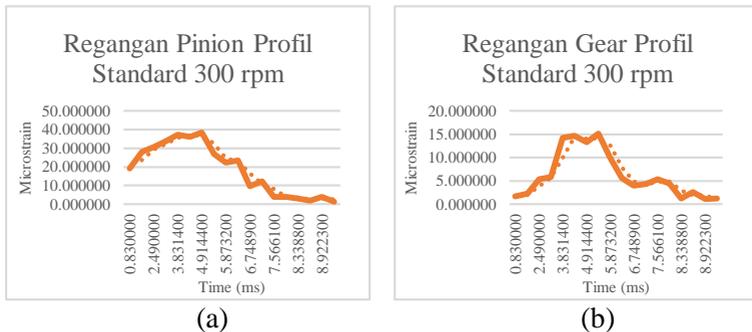
Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil standard variasi 100 rpm memiliki nilai yang cenderung konstan pada awal simulasi, kemudian mengalami peningkatan hingga mencapai nilai maksimum sebesar 59,877 *microstrain*, lalu penurunan yang cukup signifikan dan tiba-tiba pada pertengahan simulasi, lalu menurun lagi secara tiba-tiba di akhir simulasi secara fluktuatif.



Gambar 4.3 *Trendline* Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 200 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil standard variasi 200 rpm mengalami kenaikan secara konstan lalu menurun secara tiba-tiba pada awal simulasi, kemudian mengalami kenaikan lagi secara signifikan hingga mencapai nilai maksimum sebesar 52,264 *microstrain* lalu mengalami flukluasi kembali pada pertengahan simulasi, selanjutnya mengalami penurunan secara konstan dan teratur pada akhir simulasi.

Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil standard variasi 200 rpm cukup konstan pada awal simulasi dan mengalami sedikit kenaikan, kemudian pada pertengahan simulasi mengalami kenaikan yang cukup besar hingga mencapai nilai maksimum 27,376 *microstrain*, selanjutnya mengalami penurunan secara konstan diikuti dengan sedikit fluktuasi pada akhir simulasi.



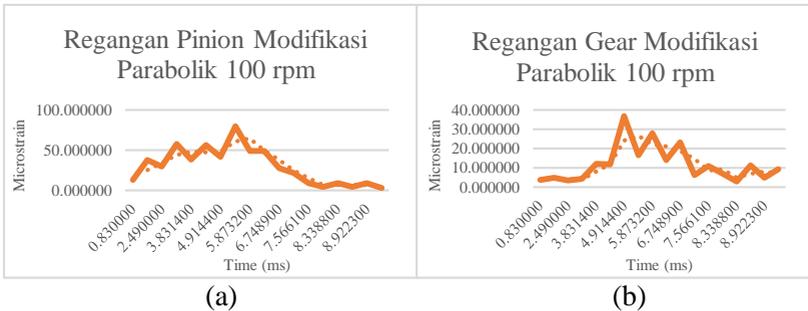
Gambar 4.4 *Trendline* Regangan Dinamis Profil Standard Variasi 300 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil standard variasi 300 rpm mengalami kenaikan secara konstan pada awal simulasi, kemudian terus mengalami kenaikan hingga mencapai nilai maksimum sebesar 38,389 *microstrain* pada pertengahan simulasi, selanjutnya turun secara konstan dan bertahap dengan sedikit fluktuasi hingga mencapai akhir simulasi.

Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil standard variasi 300 rpm mengalami kenaikan secara konstan pada awal simulasi, kemudian bertahan dengan nilai yang cukup konstan lalu mencapai puncak dengan nilai sebesar 14,687 *microstrain*, kemudian turun secara perlahan dengan sedikit fluktuasi pada akhir simulasi.

4.1.2. *Trendline* Hasil Simulasi pada Profil Gigi Modifikasi Parabolik

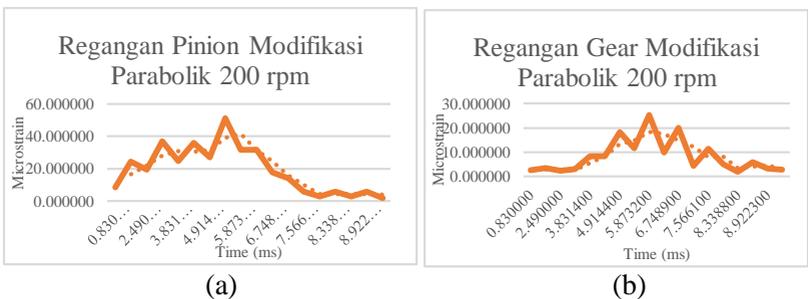
Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis dan deskripsi *trendline* yang terjadi pada hasil simulasi.



Gambar 4.5 Trendline Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 100 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil modifikasi parabolik variasi 100 rpm mengalami kenaikan bertahap secara fluktuatif pada awal simulasi, kemudian berlanjut pada pertengahan simulasi hingga mencapai nilai maksimum sebesar 79,641 *microstrain*, kemudian turun secara perlahan hingga akhir simulasi

Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil modifikasi parabolik variasi 100 rpm mengalami nilai yang cukup konstan pada awal simulasi, kemudian naik secara perlahan lalu tiba-tiba hingga mencapai nilai maksimal sebesar 36,689 *microstrain*, selanjutnya mengalami penurunan secara fluktuatif hingga akhir simulasi.

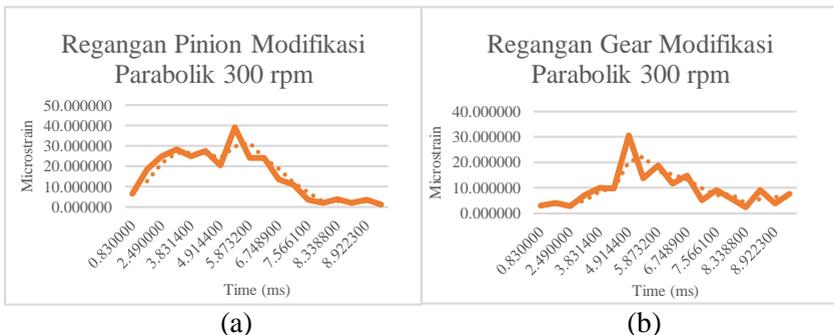


Gambar 4.6 Trendline Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 200 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil modifikasi parabolik variasi 200 rpm mengalami kenaikan secara konstan dan fluktuatif pada awal simulasi, dan terus berlanjut pada pertengahan

simulasi hingga mencapai nilai maksimum pada nilai 45,989 *microstrain*, kemudian mengalami penurunan secara konstan dan stabil hingga akhir simulasi.

Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil modifikasi parabolik variasi 200 rpm mengalami nilai yang cukup konstan pada awal simulasi, kemudian naik secara fluktuatif hingga mencapai nilai maksimal sebesar 25,273 *microstrain* pada pertengahan simulasi, kemudian turun secara fluktuatif hingga akhir simulasi.



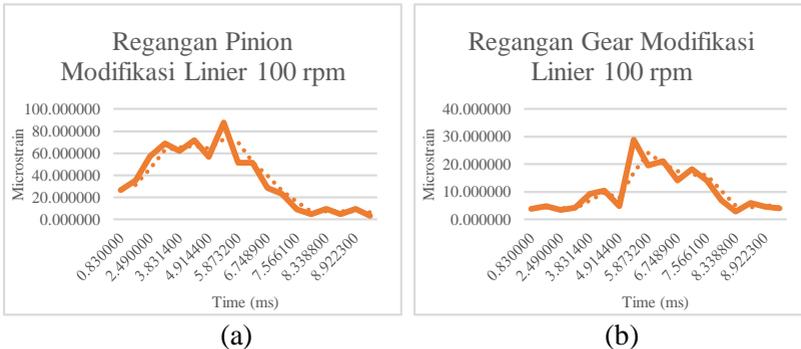
Gambar 4.7 *Trendline* Regangan Dinamis Modifikasi Parabolik Variasi 300 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil modifikasi parabolik variasi 300 rpm mengalami kenaikan secara konstan pada awal simulasi, kemudian mengalami sedikit penurunan lalu naik lagi hingga mencapai nilai maksimum sebesar 39,157 *microstrain*, selanjutnya menurun hingga akhir simulasi.

Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil modifikasi parabolik variasi 300 rpm memiliki nilai yang cukup konstan pada awal simulasi, kemudian naik secara bertahap hingga mencapai nilai maksimum pada 30,635 *microstrain*, kemudian turun secara fluktuatif hingga akhir simulasi.

4.1.3. *Trendline* Hasil Simulasi dan Eksperimen Modifikasi Linier

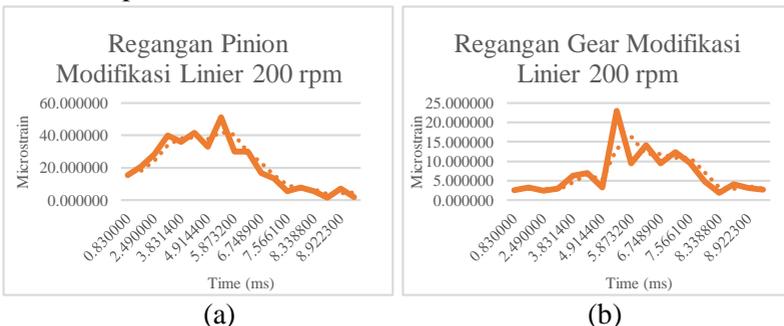
Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis dan deskripsi *trendline* yang terjadi pada hasil simulasi.



Gambar 4.8 Trendline Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 100 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan yang terjadi pada *pinion* profil modifikasi linier variasi 100 rpm mengalami kenaikan secara konstan dari awal simulasi, kemudian mengalami sedikit penurunan dan kembali naik hingga mencapai nilai maksimum sebesar 87,891 *microstrain*, lalu kemudian turun secara konstan hingga akhir simulasi.

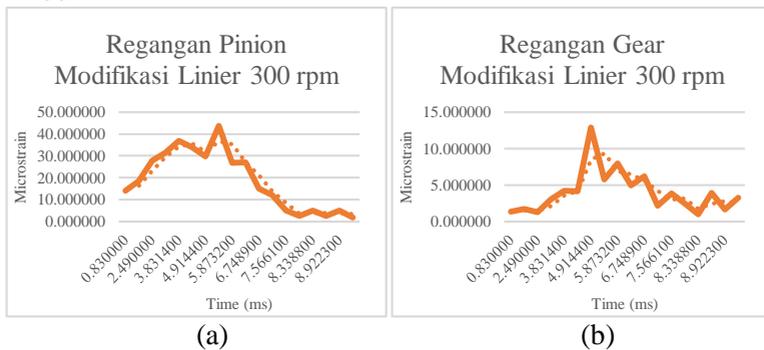
Nilai regangan yang terjadi pada *gear* profil modifikasi linier variasi 100 rpm mengalami nilai yang cukup konstan pada awal simulasi, kemudian mulai naik secara fluktuatif dan tiba-tiba hingga mencapai nilai maksimum sebesar 28,85 *microstrain* kemudian mengalami perubahan nilai yang cukup fluktuatif dan menurun pada akhir simulasi.



Gambar 4.9 Trendline Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 200 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan pada *pinion* modifikasi linier variasi 200 rpm mengalami kenaikan secara konstan pada awal simulasi, kemudian mengalami fluktuasi nilai pada pertengahan simulasi hingga mencapai nilai maksimum sebesar 51,153 *microstrain*, lalu mengalami penurunan secara konstan hingga akhir simulasi.

Nilai regangan pada *gear* modifikasi linier variasi 200 rpm mengalami nilai yang cukup konstan pada awal simulasi dengan sedikit fluktuasi, lalu naik secara tiba-tiba hingga mencapai nilai maksimum sebesar 23,029 *microstrain*, lalu turun secara fluktuatif hingga akhir simulasi.



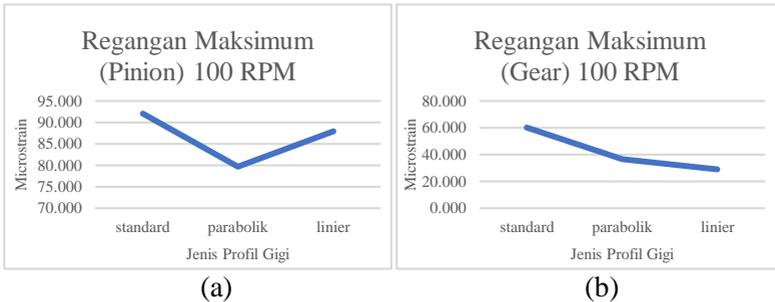
Gambar 4.10 Trendline Regangan Dinamis Modifikasi Linier Variasi 300 rpm pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Nilai regangan pada *pinion* modifikasi linier variasi 300 rpm mengalami kenaikan yang cukup konstan dan stabil pada awal simulasi, kemudian mengalami sedikit penurunan, lalu naik lagi hingga mencapai nilai maksimum sebesar 43,802 *microstrain*, selanjutnya turun secara bertahap dan konstan hingga akhir simulasi.

Nilai regangan pada *gear* modifikasi linier variasi 300 rpm mengalami nilai yang cukup konstan pada awal simulasi, kemudian naik secara perlahan hingga pertengahan simulasi, selanjutnya terjadi kenaikan secara tiba-tiba hingga mencapai nilai maksimum sebesar 12,914 *microstrain*, lalu turun secara fluktuatif dan bertahap hingga akhir simulasi.

4.1.4. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 100 RPM

Nilai regangan dinamis maksimal yang telah didapatkan pada hasil simulasi selanjutnya diolah kembali dalam bentuk grafik untuk memudahkan melihat perubahan nilai yang terjadi pada masing-masing profil gigi.

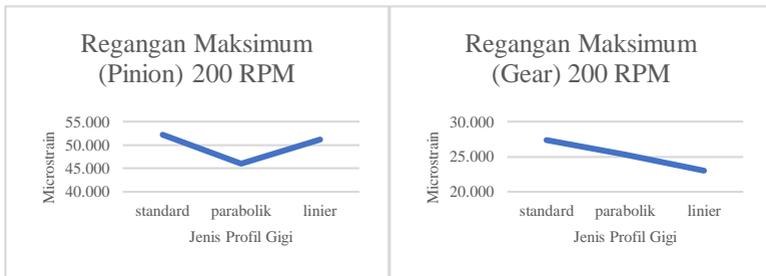


Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 100 RPM pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.11 menunjukkan nilai regangan dinamis maksimal yang terjadi pada profil gigi standard dan modifikasi variasi 100 rpm. Dari data dapat diketahui bahwa modifikasi parabolik mengurangi regangan yang terjadi pada *pinion* sebesar 12,344 *microstrain* atau 13,42 %, dan pada *gear* sebesar 23,188 *microstrain* atau 38,726 %. Sedangkan untuk modifikasi linier, reduksi yang terjadi pada *pinion* sebesar 4,094 *microstrain* atau 4,45 % dan pada *gear* sebesar 31,027 *microstrain* atau 31,027 %.

4.1.5. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 200 RPM

Nilai regangan dinamis maksimal yang telah didapatkan sebelumnya selanjutnya diolah kembali dalam bentuk grafik untuk memudahkan melihat perubahan nilai yang terjadi pada masing-masing profil gigi.



(a)

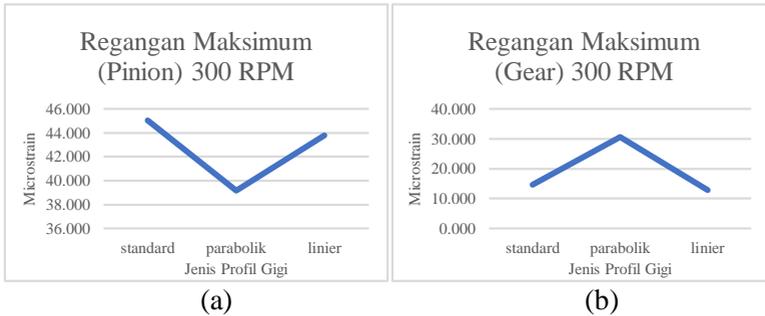
(b)

Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 200 RPM pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.12 menunjukkan nilai regangan dinamis maksimal yang terjadi pada profil gigi standard dan modifikasi variasi 200 rpm. Dari data dapat diketahui bahwa modifikasi parabolik mengurangi regangan yang terjadi pada *pinion* sebesar 6,275 *microstrain* atau 12,006 %, dan pada *gear* sebesar 2,103 *microstrain* atau 7,682 %. Sedangkan untuk modifikasi linier, reduksi yang terjadi pada *pinion* sebesar 1,111 *microstrain* atau 2,126 % dan pada *gear* sebesar 4,347 *microstrain* atau 15,879 %.

4.1.6. Perbandingan Regangan Dinamis Maksimal Profil Standard dan Modifikasi Variasi 300 RPM

Nilai regangan dinamis maksimal yang telah didapatkan sebelumnya selanjutnya diolah kembali dalam bentuk grafik untuk memudahkan melihat perubahan nilai yang terjadi pada masing-masing profil gigi.



Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Regangan Maksimum Profil Standard dan Modifikasi Variasi 300 RPM pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.13 menunjukkan nilai regangan dinamis maksimal yang terjadi pada profil gigi standard dan modifikasi variasi 300 rpm. Dari data dapat diketahui bahwa modifikasi parabolik mengurangi regangan yang terjadi pada *pinion* sebesar 6,275 *microstrain* atau 12,006 %, dan pada *gear* mengalami kenaikan sebesar 15,948 *microstrain* atau 108,586 %. Sedangkan untuk modifikasi linier, reduksi yang terjadi pada *pinion* sebesar 1,111 *microstrain* atau 2,126 % dan pada *gear* sebesar 4,347 *microstrain* atau 15,879 %.

4.1.7. Analisis Perbandingan Regangan Dinamis Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental

Data yang telah didapatkan pada simulasi kemudian dibandingkan dengan data hasil eksperimen pada referensi [7], kemudian dihitung seberapa besar perbedaan dan *error* yang terjadi pada hasil simulasi jika dibandingkan dengan hasil eksperimen. Data pada hasil simulasi dan eksperimen selanjutnya akan ditampilkan pada tabel untuk melihat besarnya *error* yang terjadi.

Tabel 4.1 Tabel Regangan Maksimal dan *error* Hasil Simulasi dan Eksperimen

		simulasi (microstrain)		eksperimen (microstrain)			error (%)	
		pinion	gear		pinion	gear	pinion	gear
100 rpm	standard	91.985	59.877	standard	69.570	38.330	9.747	14.394
	parabolik	79.641	36.689	parabolik	44.510	21.760	17.645	16.276
	linier	87.891	28.850	linier	54.240	17.310	15.315	16.000
200 rpm	standard	52.264	27.376	standard	39.400	14.480	9.845	18.843
	parabolik	45.989	25.273	parabolik	21.930	11.700	20.926	21.482
	linier	51.153	23.029	linier	31.320	9.890	15.509	22.822
300 rpm	standard	45.064	14.687	standard	24.730	9.890	18.049	13.065
	parabolik	39.157	30.635	parabolik	24.730	13.680	14.738	22.138
	linier	43.802	12.914	linier	20.610	8.240	21.179	14.477
rata-rata error							15.884	17.722

Walaupun data yang didapatkan berbeda, namun kedua data memiliki bentuk *trendline* yang sama untuk variasi yang dilakukan. Perbedaan data ini disebabkan oleh beberapa faktor, yaitu :

1. Kesesuaian Model 3D

Dalam membuat model 3D dari pasangan gear, penulis mendapatkan informasi berupa rumus dan besar *tip relief* yang diperlukan untuk membuat kurva modifikasi pada model 3D. Namun, rumus yang diberikan membuat bentuk pasangan roda gigi menjadi sangat runcing, sehingga tidak memungkinkan untuk terjadinya kontrak, sehingga patokan yang digunakan hanya besarnya *tip relief* yang terjadi. Pemodelan 3D yang dilakukan juga hanya memodelkan pasangan roda gigi yang mengalami kontak, belum memodelkan keseluruhan peralatan eksperimen dengan komponen-komponen penunjang seperti poros, *bearing*, dan lain sebagainya.

Selain itu, proses *machining* pembuatan roda gigi pada studi eksperimental juga tidak sepenuhnya sesuai dengan teori yang tertulis, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.2 dan Gambar 3.3, hal ini menyebabkan terjadinya perbedaan terutama

pada ujung-ujung profil gigi yang mengalami kontak, sehingga menyebabkan terjadinya perbedaan nilai pada regangan yang terjadi

2. Kesesuaian Batasan Masalah

Salah satu batasan masalah pada penelitian ini adalah material bersifat homogen dan isotropik, serta pengaruh perubahan temperature tidak dimodelkan, sedangkan pada studi eksperimental, material sangat kecil kemungkinan bersifat homogeny dan isotropik, serta pasti terjadi perubahan temperature pada saat komponen bekerja. Asumsi ini digunakan untuk mempermudah proses perhitungan dan pemodelan pada perhitungan *software* FEA, namun hal ini menyebabkan terjadinya perbedaan hasil antara simulasi dan eksperimen

3. Informasi Sifat Mekanik Material

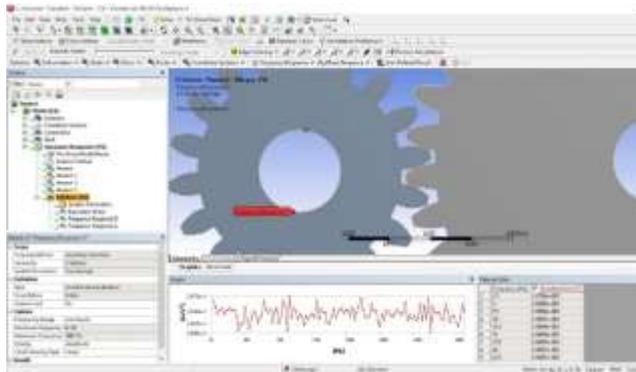
Pada studi ekperimental, disebutkan bahwa material yang digunakan pada pasangan roda gigi adalah material S45C tanpa ada detail terkait besarnya sifat mekanik material tersebut, sedangkan berdasarkan informasi pada Tabel 3.2 sifat mekanik dari material S45C memiliki beberapa *properties* yang berupa range tertentu. Ketidakpastian nilai ini membuat penulis harus mengasumsikan beberapa *properties* untuk diberikan sebagai *input* pada simulasi FEA. Hal ini mengakibatkan terjadinya perubahan nilai pada *output* regangan dinamis yang diperoleh.

Ketiga penjelasan diatas adalah faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya perbedaan antara hasil simulasi dengan hasil studi eksperimental. Walaupun terdapat perbedaan nilai antara kedua hasil, namun *trendline* yang ditunjukkan dari kedua hasil memiliki bentuk yang sama. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi yang dilakukan sudah dapat dianggap mewakili dari kondisi studi eksperimental.

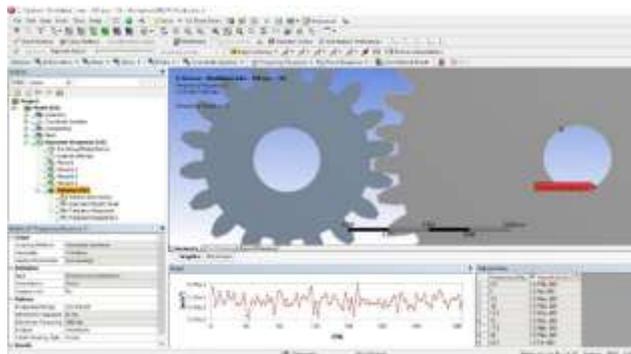
4.2. Analisis Getaran Hasil Simulasi dan Studi Eksperimental

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, diperoleh nilai getaran pada masing-masing variasi. Nilai yang diperoleh melalui hasil simulasi ditunjukkan dengan grafik amplitude-frekuensi yang

menunjukkan rentang nilai minimum sampai dengan nilai maksimum yang terjadi pada model 3D roda gigi.



Gambar 4.14 Contoh Nilai Getaran Hasil Simulasi tampilan *Pinion*



Gambar 4.15 Contoh Nilai Getaran Hasil Simulasi tampilan *Gear*

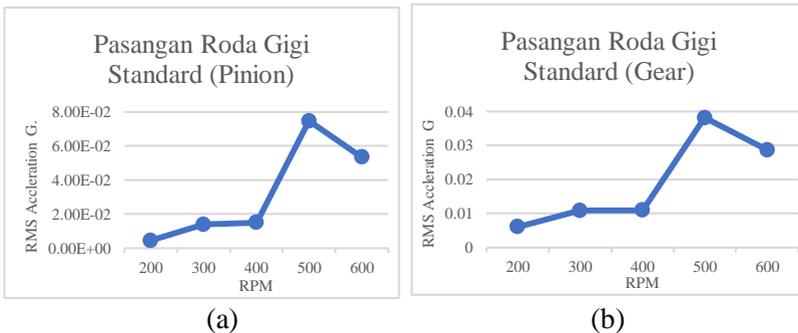
Berdasarkan gambar diatas, nilai getaran yang dianalisis adalah yang sesuai mendekati dengan posisi *probe*, yaitu pada lubang poros roda gigi. Hal ini disesuaikan dengan posisi pengambilan data pada studi eksperimental yang dilakukan sebelumnya. Dengan nilai getaran tersebut, maka akan dilakukan analisis untuk membandingkan nilai getaran yang terjadi ketika studi eksperimental dengan hasil simulasi.

Untuk membandingkan pengaruh dari bentuk modifikasi pada roda gigi, maka dilakukan analisis antara bentuk profil modifikasi

tersebut dengan profil standardnya. Analisis yang dilakukan adalah dengan membandingkan nilai getaran yang terjadi bila diberikan variasi beban dan kecepatan putaran. Selain untuk mengetahui getaran yang terjadi, simulasi ini juga bertujuan untuk membandingkan nilai pada hasil studi eksperimental yang telah dilakukan sebelumnya.

4.2.1. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Standard

Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis getaran yang terjadi pada pasangan roda gigi profil standard.

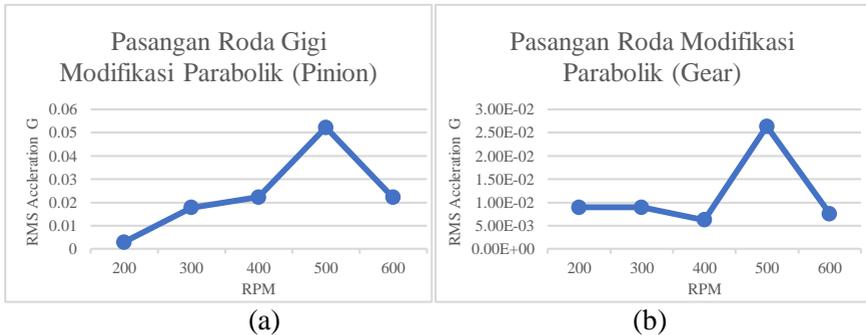


Gambar 4.16 Grafik Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Standard pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.16 menunjukkan nilai getaran yang terjadi pada profil gigi standard. Terlihat bahwa nilai getaran yang terbesar terjadi pada kecepatan putaran 500 rpm dengan nilai sebesar 0,0136 G pada *pinion*, dan sebesar 0,00795 G pada *gear*. Sedangkan, nilai getaran yang terkecil terjadi pada kecepatan putaran 200 rpm dengan nilai sebesar 0,00742 G pada *pinion*, dan sebesar 0,0099 G pada *gear*.

4.2.2. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Parabolik

Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis getaran yang terjadi pada pasangan roda gigi modifikasi parabolik.

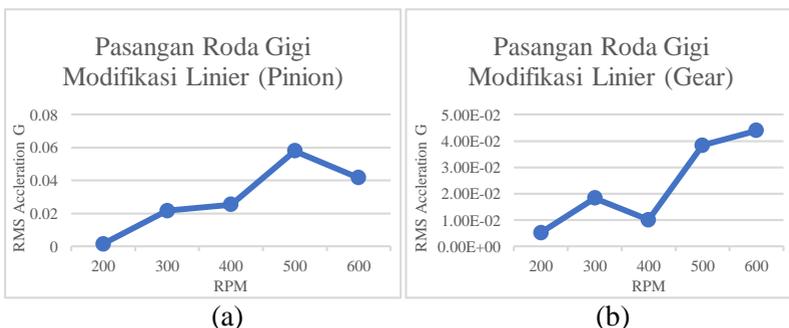


Gambar 4.17 Grafik Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Parabolik pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.17 menunjukkan nilai getaran maksimal yang terjadi pada profil gigi modifikasi parabolik. Terlihat bahwa nilai getaran yang terbesar terjadi pada kecepatan putaran 500 rpm dengan nilai sebesar 0,0789 G pada *pinion*, dan sebesar 0,043 G pada *gear*. Sedangkan, nilai getaran yang terkecil terjadi pada kecepatan putaran 200 rpm dengan nilai sebesar 0,0034 G pada *pinion*, dan sebesar 0,01403 G pada *gear*.

4.2.3. Analisis Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Linier

Data hasil simulasi yang telah didapatkan selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis getaran yang terjadi pada pasangan roda gigi modifikasi linier.



Gambar 4.18 Grafik Getaran Hasil Simulasi Profil Gigi Modifikasi Parabolik pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.18 menunjukkan nilai getaran maksimal yang terjadi pada profil gigi modifikasi linier. Terlihat bahwa nilai getaran yang terbesar terjadi pada kecepatan putaran 500 rpm dengan nilai sebesar 0,0789 G pada *pinion*, dan sebesar 0,0624 G pada *gear*. Sedangkan, nilai getaran yang terkecil terjadi pada kecepatan putaran 200 rpm dengan nilai sebesar 0,00285 G pada *pinion*, dan sebesar 0,00764 G pada *gear*.

4.2.4. Analisis Perbandingan Getaran Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental

Data yang telah didapatkan pada simulasi kemudian dibandingkan dengan data hasil eksperimen pada referensi [7], kemudian dihitung seberapa besar perbedaan dan *error* yang terjadi pada hasil simulasi jika dibandingkan dengan hasil eksperimen. Data pada hasil simulasi dan eksperimen selanjutnya akan ditampilkan pada tabel untuk melihat besarnya *error* yang terjadi.

Tabel 4.2 Tabel Getaran dan *error* Hasil Simulasi dan Eksperimen

parameter		simulasi (G)		eksperimen (G)		error (%)	
		pinion	gear	pinion	gear	pinion	gear
200 rpm	standard	0.00742	0.00990	0.00443	0.00607	16.11952	15.46377
	parabolik	0.00340	0.01403	0.00298	0.00897	4.92565	14.41865
	linier	0.00285	0.00764	0.00159	0.00525	17.69699	12.49900
300 rpm	standard	0.01793	0.01360	0.01385	0.01086	9.10558	8.04848
	parabolik	0.02583	0.01575	0.01782	0.00897	12.40634	17.21433
	linier	0.03229	0.02403	0.02173	0.01831	13.08553	9.52583
400 rpm	standard	0.02192	0.02025	0.01501	0.01099	12.61047	18.28913
	parabolik	0.03339	0.01396	0.02234	0.00626	13.23651	22.06877
	linier	0.04063	0.01908	0.02539	0.01007	15.00127	18.89326
500 rpm	standard	0.13591	0.07952	0.07471	0.03809	18.01222	20.83937
	parabolik	0.07890	0.04301	0.05225	0.02637	13.51145	15.47528
	linier	0.09174	0.06244	0.05786	0.03833	14.77219	15.44707
600	standard	0.07379	0.04543	0.05347	0.02869	11.01392	14.73966

parabolik	0.04776	0.02664	0.02222	0.00757	21.38943	28.63549
linier	0.06353	0.05104	0.04175	0.04395	13.71331	5.55935
rata-rata error					13.77336	15.80783

Walaupun data yang didapatkan berbeda, namun kedua data memiliki bentuk trendline yang sama untuk variasi yang dilakukan. Perbedaan data ini disebabkan oleh beberapa faktor, yaitu :

1. Kesesuaian Model 3D

Dalam membuat model 3D dari pasangan gear, penulis mendapatkan informasi berupa rumus dan besar *tip relief* yang diperlukan untuk membuat kurva modifikasi pada model 3D. Namun, rumus yang diberikan membuat bentuk pasangan roda gigi menjadi sangat runcing, sehingga tidak memungkinkan untuk terjadinya kontrak, sehingga patokan yang digunakan hanya besarnya *tip relief* yang terjadi

Selain itu, proses *machining* pembuatan roda gigi pada studi eksperimental juga tidak sepenuhnya sesuai dengan teori yang tertulis, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.2 dan Gambar 3.3, hal ini menyebabkan terjadinya perbedaan terutama pada ujung-ujung profil gigi yang mengalami kontak, sehingga menyebabkan terjadinya perbedaan nilai pada regangan yang terjadi

2. Letak Pengambilan Data

Data yang diambil pada studi eksperimental dilakukan pada rumah bantalan poros roda gigi, sedangkan pada simulasi rumah bantalan poros tidak dimodelkan, sehingga penulis mengambil data pada titik pada diameter luar dari lubang poros. Hal ini mengakibatkan data pada simulasi akan lebih besar daripada data studi eksperimental dikarenakan letak pengukuran getaran yang terjadi lebih dekat pada hasil simulasi dibandingkan dengan hasil studi eksperimental.

3. Input Gaya yang Bekerja

Dalam analisa getaran ini, penulis menggunakan *software* FEA dengan tipe *Harmonic Response*. Pada menu *Harmonic Response* ini, *direct input* berupa kecepatan putaran tidak tersedia, sehingga penulis harus mengkonversi kecepatan putaran yang

bekerja tersebut menjadi nilai momen. Dengan adanya beberapa variabel yang harus diasumsikan, serta pembulatan perhitungan, maka nilai sesungguhnya yang seharusnya didapat juga akan bergeser sesuai dengan asumsi yang diberikan.

Ketiga penjelasan diatas adalah faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya perbedaan antara hasil simulasi dengan hasil studi eksperimental. Walaupun terdapat perbedaan nilai antara kedua hasil, namun *trendline* yang ditunjukkan dari kedua hasil memiliki bentuk yang sama. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi yang dilakukan sudah dapat dianggap mewakili dari kondisi studi eksperimental.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian yang dilakukan, dapat ditarik beberapa kesimpulan tentang modifikasi profil yang dilakukan, yaitu:

1. *Trendline* pada hasil simulasi memiliki bentuk pola kenaikan, penurunan, dan fluktuasi yang cenderung sama pada tiap hasil simulasi jika dibandingkan dengan hasil eksperimen yang diketahui. yang mirip dengan hasil eksperimen, walaupun memiliki nilai yang berbeda
2. Modifikasi profil gigi mengurangi regangan dinamis yang terjadi dengan rincian sebagai berikut :
 - a) Modifikasi Parabolik mengurangi regangan yang terjadi sebesar 13,42 % pada *pinion*, dan sebesar 38,726 % pada *gear* untuk variasi 100 rpm. Pada variasi 200 rpm reduksi regangan terjadi sebesar 12,006 % pada *pinion* dan 7,682 % pada *gear*. Selanjutnya, pada variasi 300 rpm reduksi regangan juga terjadi sebesar 13,108 % pada *pinion*, namun mengalami kenaikan regangan sebesar 108,586 % pada *gear*,
 - b) Modifikasi Parabolik mengurangi regangan yang terjadi dengan rata-rata sebesar 12,95% pada *pinion* dan 9,16% pada *gear*,
 - c) Modifikasi Linier mengurangi regangan yang terjadi sebesar 4,451% % pada *pinion*, dan sebesar 51,818% pada *gear* untuk variasi 100 rpm. Pada variasi 200 rpm reduksi regangan terjadi sebesar 2,126% pada *pinion* dan 15,879% pada *gear*. Selanjutnya, pada variasi 300 rpm reduksi regangan juga terjadi sebesar 2,8% pada *pinion*, dan sebesar 12,072 % pada *gear*,
 - d) Rata-rata reduksi nilai regangan yang terjadi pada modifikasi linier adalah sebesar 3,41% pada *pinion* dan 36,44% pada *gear*

- e) Modifikasi Parabolik mengurangi getaran yang terjadi dengan rata-rata reduksi sebesar 26,34 % pada *pinion* dan 32,78 % pada *gear*
 - f) Modifikasi Linier mengurangi getaran yang terjadi dengan rata-rata reduksi sebesar 10,09 % pada *pinion* dan 2,63 % pada *gear*
3. Perbedaan antara hasil simulasi dan eksperimen pada tiap variasi dinyatakan dalam bentuk *error*. Total *error* yang terjadi pada keseluruhan simulasi adalah :
- a) Hasil simulasi regangan dinamis memiliki rata-rata *error* sebesar 15,884 % pada *pinion*, dan sebesar 17,722 % pada *gear*
 - b) Perbandingan hasil yang diperoleh pada hasil simulasi getaran memiliki rata-rata *error* sebesar 13,773 % pada *pinion*, dan sebesar 15,807 % pada *gear*

5.2. SARAN

Adapun saran dari hasil penelitian ini antara lain :

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terkait jenis-jenis profil modifikasi selain *tip relief*.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk analisa getaran pada roda gigi dengan menggunakan *software* yang berbeda
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut yang memodelkan keseluruhan sistem gerak dari roda gigi seperti poros, bearing, dan lain-lain

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dudley, Darle W. (1992), 'Gear Tooth Design' In: Gear Handbook. McGraw-Hill Inc., USA.
- [2] Hamrock B.J. et al (1999), Jacobson, B., Schmid, S.R., Fundamentals of Machine Elements. McGraw-Hill, USA.
- [3] Mitchell, S. John (1993), Introduction to Machinery Analysis and Monitoring Pennwell Publishing Company, Oklahoma
- [4] Dudley, D.W. (1984), Handbook of Practical Gear Design. McGraw-Hill, New York.
- [5] Fish, Jacob and Belytschko. 2007. A First Course in Finite Elements. England: John Wiley & Sons Ltd
- [6] Taufan, Aditya Novreza. 2012. Studi Kekuatan Spur Gear Dengan Profil Gigi Cycloid dan Involut. Surabaya: Jurnal Teknik POMITS Vol.1, No.1, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [7] Handoko, Gatot Pramu. 2004. STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH MODIFIKASI PROFIL GIGI TERHADAP REGANGAN DINAMIK DAN GETARAN PADA RODAGIGI LURUS, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [8] Temis, Y., Kozharinov E., dan Kalinin D., Simulation of Gear Systems with Dynamic Analysis, The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October ,2015

BIODATA PENULIS



Prasetyo Putra Wibowo dilahirkan di Samarinda, 18 Juni 1994 merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Hadi Prayitno dan Sri Mulyati. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 007 Samarinda (2000-2006). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Samarinda dan ikut pada program Akselerasi pada tahun 2006-2008, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Samarinda pada tahun 2008-2011.

Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Departemen Organisasi di Himpunan Teknik Mesin ITS pada periode 2012-2013. Selanjutnya menjadi Kepala Departemen Organisasi di Himpunan Teknik Mesin ITS pada periode 2013-2014. Selain itu penulis juga aktif dalam kegiatan kaderisasi sebagai *Steering Committee* pada POROS 2014, lalu sebagai lembaga legislatif jurusan, yaitu Dewan Presidium pada tahun 2015. Selain aktif berorganisasi, penulis juga mengikuti *Internship* di Perusahaan PT. Indonesia Power UPJP Bali pada bagian *maintenance* untuk PLTDG.

Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email prassbowo@gmail.com