



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISA KEKUATAN *SPIRAL BEVEL GEAR*
DENGAN VARIASI SUDUT *SPIRAL*
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**DETA RACHMAT ANDIKA
NRP. 2111 100 122**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
NIP. 196508101991021001**

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



UNDERGRADUATE THESES – TM141585

**STRENGTH ANALYSIS OF SPIRAL BEVEL GEARS
WITH VARIATION OF SPIRAL ANGLE USING
FINITE ELEMENT METHOD**

**DETA RACHMAT ANDIKA
NRP. 2111 100 122**

**Academic Supervisor
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
NIP. 196508101991021001**

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

**ANALISA KEKUATAN *SPIRAL BEVEL GEAR* DENGAN
VARIASI SUDUT *SPIRAL* MENGGUNAKAN METODE
ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

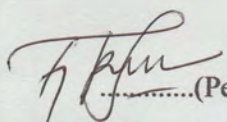
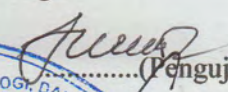
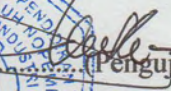

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

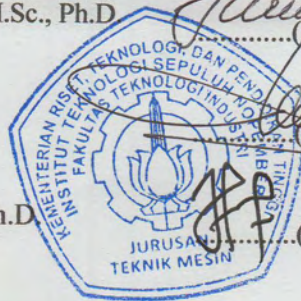
Oleh:

DETA RACHMAT ANDIKA

NRP. 2111 100122

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
(NIP. 196508101991021001) (Pembimbing)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D
(NIP. 195106051978031002) (Penguji I)
3. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E
(NIP.196511031990021001) (Penguji II)
4. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Ph.D
(NIP. 198202102006041002) (Penguji III)



SURABAYA

Juli, 2016

**ANALISA KEKUATAN SPIRAL BEVEL GEAR
DENGAN VARIASI SUDUT SPIRAL
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

Nama : Deta Rachmat Andika
NRP : 2111 100 122
Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRAK

Seiring perkembangan zaman, teknologi roda gigi dituntut untuk mampu mentransmisikan daya yang besar dengan efisiensi yang besar pula. Pada jenis *intersecting shaft gear*, tipe roda gigi payung *spiral (spiral bevel gear)* merupakan perkembangan dari roda gigi payung bergigi lurus (*straight bevel gear*). Kelebihan dari *spiral bevel gear* antara lain adalah kemampuan transmisi daya dan efisiensi yang lebih besar pada geometri yang sama serta tidak terlalu berisik. Akan tetapi *spiral bevel gear* juga mempunyai kelemahan jika dibandingkan dengan *straight bevel gear*. Selain proses manufaktur yang lebih rumit, profil lengkung gigi *spiral* ini membuat distribusi tegangan yang terjadi menjadi lebih rumit untuk dimodelkan dengan persamaan matematika. Salah satu pendekatan yang dapat dilakukan adalah dengan menggunakan metode elemen hingga (FEM). Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa menjadi beberapa bagian dengan jumlah 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.

Penelitian diawali dengan observasi untuk menentukan ruang lingkup penelitian. Setelah itu ditentukan perumusan masalah dan dilakukan studi literatur. Penentuan data awal dilakukan untuk menentukan dimensi dan geometri serta dari *straight bevel* dan *spiral bevel gear*. Proses selanjutnya adalah pemodelan dan simulasi statis *straight bevel gear*. Hasil dari simulasi dibandingkan dengan hasil perhitungan analitis *straight bevel gear*. Selanjutnya dilakukan simulasi dinamis pada *straight bevel*

gear dan *spiral bevel gear* dengan variasi sudut *spiral* 20° , 35° , dan 45° .

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah secara keseluruhan *spiral bevel gear* lebih kuat daripada *straight bevel gear* pada dimensi dan beban yang sama jika dilihat dari lebih kecilnya tegangan bending dan tegangan kontak maksimum yang terjadi. Tegangan terbesar terjadi pada jenis *straight bevel gear* dengan nilai tegangan bending sebesar 52885 psi serta tegangan kontak 72747 psi pada simulasi dinamis. *Spiral bevel gear* dengan variasi sudut *spiral* 35 mempunyai nilai tegangan terkecil baik dari tegangan bending maupun tegangan kotaknya yaitu sebesar 29466 psi tegangan bending dan 57590 psi tegangan kontak.

Kata Kunci : *spiral bevel gear*, tegangan bending, tegangan kontak, FEM.

STRENGTH ANALYSIS OF SPIRAL BEVEL GEARS WITH VARIATION OF SPIRAL ANGLE USING FINITE ELEMENT METHOD

Name : DetaRachmatAndika
NRP : 2111 100 122
Advisor : Dr. Ir. AgusSigitPramono, DEA

ABSTRACT

Spiral bevel gears is the improvement of straight bevel gears which having better efficiency, high capacity of power transmittion, and also low noise. But the manufacturing process of spiral bevel gear is more complicated than straight bevel gears. Spiral bevel gears also having curved teeth that make difficult to determine the force distribution as mathematic formula. That problem actualy can be solved using finite element method. The finite element method (FEM) is a numerical technique for finding approximate solutions to boundary value problems for partial differential equations. It is also referred to as finite element analysis (FEA). FEM subdivides a large problem into smaller, simpler, parts, called finite elements.

There are several steps applied in this final project such as observation and litelatur studies. After setting the dimation of the gears the next step is static simulation to determine the accuracy of gears models by compared it with the result of analitical calculation of straight bevel gears. The next process is dynamic simulation of straight bevel gear anda spiral bevel gear with spiral angle variation 20° , 35° , dan 45° to determine bending stress and contact stress value.

Overallspiral bevel gears is much stronger than spiral bevel gear due to the value of bending stress and contact stress which is lower than spiral bevel gears. The maximum bending

stress of dynamics simulation straight bevel gears is 52885 psi and the maximum contact stress is 72747 psi. The lowest bending stress and contact stress occur on spiral bevel gear with 35° spiral angle which having value 29466 psi of bending stress and 57590 psi of contact stress.

Keywords : spiral bevel gear, bending stress, contact stress, FEM.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Robbil'Alamin, terucap syukur kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat, berkah dan karuniaNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“Analisa Kekuatan *Spiral Bevel Gear* dengan Variasi Sudut *Spiral* Menggunakan Metode Elemen Hingga”**.

Tujuan dari penyusunan tugas akhir ini adalah sebagai salah satu persyaratan untuk mendapatkan gelar sarjana teknik pada bidang studi Desain, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Pengerjaan tugas akhir ini tentu tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Bpk. Sudarmiko dan Ibu Suryani, selaku orang tua penulis yang selalu memberikan dukungan, semangat, dan doa untuk keberhasilan penulis.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA selaku dosen pembimbing yang telah banyak memberikan saran serta bimbingannya.
3. Bpk. I Nyoman Sutantra, Bpk. Yusuf Kaelani, dan Bpk. Alief Wikarta selaku dosen penguji yang telah banyak memberikan kritik dan saran yang membangun.
4. Seluruh rekan M-54 dan rekan kontrakan atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini.

Besar harapan penulis agar buku ini dapat memberikan manfaat bagi banyak pihak, sehingga penulis sangat mengharapkan kritik dan saran membangun dari seluruh pembaca.

Surabaya, Juli 2016

Penulis,

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR ISI

	HALAMAN
JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	3
BAB 2 DASAR TEORI	
2.1 Dasar Teori.....	5
2.1.1 Bevel Gear	5
2.1.1.1 Terminologi dan Geometri Bevel Gear	6
2.1.1.2 Analisa Gaya pada Bevel Gear	11
2.1.1.3 Analisa Kekuatan pada Bevel Gear.....	12
2.1.2 Spiral Bevel Gear	15
2.1.2.1 Geometri <i>Spiral Bevel Gear</i>	16
2.1.2.2 Gleason System of Spiral Bevel Gear.....	18
2.1.3 Metode Elemen Hingga (FEM)	20
2.2 Study Litelatur.....	23
2.2.1 Baker J. Reynolds J. and Tecce, S.(2011). Parametric Design of a <i>SpiralGear</i> Process. Major Qualifying Report: JMS-1102 Worcester Polytechnic Institute.....	23

2.2.2 Ratnadeepsinh M.and Dipeshkumar M.(2013). Bending Stress Analysis of Bevel gears.International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol. 2, Issue 7	26
--	----

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian.....	29
3.2 Desain 3D dan Simulasi	35
3.2.1 Desain	35
3.2.2 Simulasi	35

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1Perhitungan Tegangan Bevel Gear	47
4.1.1 Tegangan Bending	47
4.1.2 Tegangan Kontak	48
4.2Simulasi Statis	48
4.2.1 Hasil Simulasi Statis	49
4.2.1.1 <i>Straight Bevel Gear</i>	49
4.2.1.2 <i>Spiral Bevel Gear</i>	49
4.2.2 Perbandingan Hasil Simulasi Statis	51
4.3Simulasi Dinamis	54
4.3.1 Hasil Simulasi Dinamis	54
4.3.1.1 <i>Straight Bevel Gear</i>	54
4.3.1.2 <i>Spiral Bevel Gear</i>	55
4.3.2 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dan Simulasi Statis	56
4.3.2.1 Tegangan Bending.....	56
4.3.2.1 Tegangan Kontak	56

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....	61
5.2 Saran.....	61

DAFTAR PUSTAKA	63
-----------------------------	----

LAMPIRAN	65
-----------------------	----

RIWAYAT PENULIS	69
------------------------------	----

(HalamanIniSengajaDikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

	HALAMAN
Gambar 2. 1 <i>Bevel gear</i>	5
Gambar 2. 2 <i>Straight-sided bevel gear</i>	6
Gambar 2. 3 <i>Geometri bevel gear</i>	7
Gambar 2. 4 <i>Proporsi dasar gigi bevel gear</i>	9
Gambar 2. 5 <i>Kurva Involute</i>	11
Gambar 2. 6 <i>Gaya pada gigi bevel gear</i>	12
Gambar 2. 7 <i>Distribusi gaya pada bevel gear</i>	12
Gambar 2. 8 <i>Distribusi gaya pada gigi bevel gear</i>	13
Gambar 2. 9 <i>Spiral bevel gear</i>	15
Gambar 2.10 <i>Geometri spiral bevel gear</i>	16
Gambar 2.11 <i>Sudut spiral</i>	17
Gambar 2.12 <i>Hand of spiral</i>	17
Gambar 2.13 <i>Meshing pada plate. Sumber: A First Course in Finite Elements. Jacob Fish & Ted Belytschko</i>	20
Gambar 2.14 <i>Pandangan atas spiral bevel gear dengan menggunakan parametrik spiral.</i>	24
Gambar 2.15 <i>Bentuk lofted cut dari gigi spiral bevel gear</i>	24
Gambar 2.16 <i>Pandangan atas Spiral bevel gear dengn geometri sudut spiral</i>	25
Gambar 2.17 <i>Jari-jari curvature dari siral arc</i>	25
Gambar 2.18 <i>Beban dan support pada model profil gigi</i>	28
Gambar 2.19 <i>Hasil simulasi yang didapatkan dari bevel gear</i> ..	28
Gambar 3.1 <i>Flowchart penelitian</i>	30
Gambar 3.2 <i>Sket bidang dasar bevel gear</i>	36
Gambar 3.3 <i>Profil bidang dasar bevel gear</i>	36
Gambar 3.4 <i>Sket spline pada spiral bevel gear</i>	37
Gambar 3.5 <i>Sket profil gigi involute</i>	38
Gambar 3.6 <i>Profil jarak gigi</i>	38
Gambar 3.7 <i>Circular pattern</i>	39
Gambar 3.8 <i>Tahap pertama proses assembly</i>	39

Gambar 3.9	Tahap kedua proses <i>assembly</i>	40
Gambar 3.10	Tahap ke 3 hingga ke 6 proses assembly	40
Gambar 3.11	Tahap ke 7 proses assembly	41
Gambar 3.12	Proses import geometri	42
Gambar 3.13	Detail tipe kontak	42
Gambar 3.14	Bidang support gear	43
Gambar 3.15	Pemberian load berupa momen	43
Gambar 3.16	Hasil simulasi	44
Gambar 3.17	Analysis settings.....	45
Gambar 4.1	Hasil simulasi statis <i>straight bevel gear</i>	49
Gambar 4.2	Hasil simulasi statis <i>spiral bevel gear</i>	50
Gambar 4.3	Diagram Perbandingan Tegangan Bending Simulasi Statis	51
Gambar 4.4	Diagram Perbandingan Tegangan Kontak Simulasi Statis	52
Gambar 4.5	Distribusi Tegangan Bending Statis Spiral Bevel Gear 20	53
Gambar 4.6	Distribusi Tegangan Bending Statis <i>Spiral Bevel Gear 45</i>	53
Gambar 4.7	Hasil Simulasi Dinamis <i>Straight Bevel Gear</i>	54
Gambar 4.8	Hasil Simulasi Dinamis <i>Spiral Bevel Gear</i>	55
Gambar 4.9	Diagram Perbandingan Tegangan Bending Simulasi Statis dan Simulasi Dinamis	56
Gambar 4.10	Perbandingan Tegangan Kontak Simulasi Dinamis dan Simulasi Statis	58

DAFTAR TABEL

	HALAMAN
Tabel 2.1 Dimensidari <i>bevel gear</i>	8
Tabel 2.2 Moduldari <i>bevel gear</i>	10
Tabel 2.3 Perumusangaya axial <i>spiral bevelgear</i>	18
Tabel 2.4 Perumusangaya radial <i>spiral bevelgear</i>	18
Tabel 2.5 Parameter gleason <i>spiral bevelgear</i> dalam satuan inci.....	19
Tabel 2.6 Jumlahgigi minimum untuk menghindari undercutting.....	20
Tabel 3.1 Data dimensi dan geometri gear	32
Tabel 4.1 Tabel Data Perhitungan Analitis.....	47

(HalamanIniSengajaDikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Roda gigi (*gear*) merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari suatu poros ke poros lainnya. Perkembangan roda gigi dimulai pada tahun 330 SM oleh Aristoteles yang saat itu digunakan untuk menggerakkan roda di mesin pengerek. Pada era moderen ini roda gigi sudah jauh berkembang baik dari sisi fungsi, bentuk profil, material, maupun proses manufakturnya. Berdasarkan aksisnya roda gigi dapat golongkan menjadi 3 jenis yaitu jenisroda gigi paralel (*parallel shaft gears*), berpotongan (*intersecting shaft gears*), dan bersilangan (*neither parallel nor intersecting shaft gears*).

Seiring perkembangan zaman, teknologi roda gigi dituntut untuk mampu mentransmisikan daya yang besar dengan efisiensi yang besar pula. Pada jenis *intersecting shaftgear* misalnya, tipe roda gigi payung *spiral (spiral bevel gear)* merupakan perkembangan dari roda gigi payung bergigi lurus (*bevel gear*). Kelebihan dari *spiral bevel gear* antara lain adalah kemampuan transmisi daya dan efisiensi yang lebih besar pada geometri yang sama serta tidak terlalu berisik. Akan tetapi *spiral bevel gear* juga mempunyai kelemahan jika dibandingkan dengan *bevel gear*. Selain proses manufaktur yang lebih rumit, perhitungan analitis tegangan bending pada *spiral bevel gear* juga belum banyak dibahas. Selama ini perhitungan analitis tegangan bending pada *spiral bevel gear* dapat diasumsikan sama dengan *bevel gear* yang sebenarnya mempunyai kekuatan lebih rendah daripada *spiral bevel gear*. Sehingga secara keseluruhan biaya manufaktur *spiral bevel gear* lebih mahal.

Perhitungan analitis tegangan bending pada *spiral bevel gear* lebih rumit karena bentuk profil giginya yang melengkung. Profil lengkung gigi *spiral* ini membuat distribusi tegangan yang terjadi menjadi lebih rumit untuk dimodelkan dengan persamaan matematika. Salah satu pendekatan yang dapat dilakukan adalah

dengan menggunakan metode elemen hingga (FEM). Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan tiap nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Dengan demikian dapat diketahui berapa selisih kekuatan dari *spiral bevel gear* dan *bevel gear* sehingga biaya manufaktur *spiral bevel gear* dapat ditekan dengan cara menurunkan grade dari material yang digunakan.

Oleh karena itu perlu adanya suatu penelitian tentang analisa perbandingan tegangan bending yang terjadi pada *bevel gear* dan *spiral bevel gear* dengan menggunakan metode elemen hingga. Semakin besar selisih tegangan bending yang terjadi, semakin besar pula penurunan grade dari material yang digunakan. Variasi sudut *spiral* pada *spiral bevel gear* perlu dilakukan agar didapatkan hasil yang lebih maksimal. Sudut *spiral* yang umum digunakan pada *spiral bevel gear* adalah 20° , 35° , dan 45° .

1.2 Rumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penulisan ini antara lain adalah sebagai berikut :

1. Berapa selisih tegangan bending yang terjadi sepanjang kaki gigi pada *bevel gear* dan *spiral bevel gear*?
2. Berapa selisih tegangan kontak yang terjadi pada gigi *bevel gear* dan *spiral bevel gear* ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penulisan ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui selisih tegangan bending yang terjadi sepanjang kaki gigi pada *bevel gear* dan *spiral bevel gear*.
2. Untuk mengetahui selisih tegangan kontak yang terjadi pada gigi *bevel gear* dan *spiral bevel gear*.

1.4 Batasan masalah

Batasan masalah dalam penulisan ini adalah sebagai berikut :

1. Pengaruh perubahan temperatur tidak dimodelkan.
2. Pengaruh pelumas tidak dimodelkan.
3. Material bersifat homogen, isotrope.
4. Variasi sudut *spiral* 20° , 35° , dan 45° .
5. Tidak dilakukan variasi dimensi *gear*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang didapatkan dari penelitian ini adalah dengan mengetahui selisih kekuatan antara *spiral bevel gear* dan *bevel gear*, maka biaya manufaktur *spiral bevel gear* dapat dikurangi dengan menurunkan *grade* material yang digunakan.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB 2 DASAR TEORI

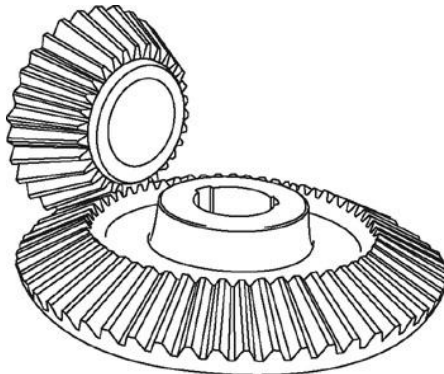
Pada bab ini dipaparkan landasan teori yang dijadikan acuan penelitian. Landasan teori dibagi menjadi dua sub bab yaitu dasar teori dan juga beberapa penelitian terdahulu dalam studi litelatur.

2.1 Dasar Teori

Sub bab ini berisi dasar teori tentang *bevel gear*, *spiral bevel gear*, dan metode elemen hingga yang bersumber dari *textbook*, *handbook*, ataupun sumber lainnya.

2.1.1 *Bevel Gear*

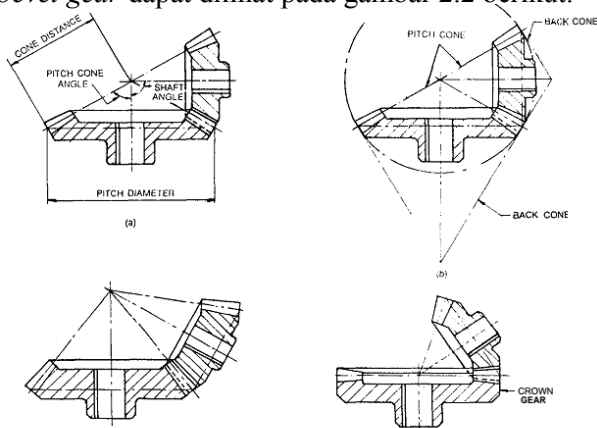
bevel gear atau roda gigi payung bergigi lurus biasa disebut dengan *bevel gear*. *Bevel gear* merupakan salah satu tipe dari jenis roda gigi berpotongan (*intersecting shaft gear*) yang paling sederhana.



Gambar 2.1 *Bevel gear* [1]

Dasar bentuk gigi dari *bevel gear* hampir sama dengan *spur gear*. Pada *bevel gear* bentuk gigi semakin menuju puncak (*apex*) semakin mengerucut. Pengerucutan atau tapering ini bervariasi tergantung pada sudut yang dibentuk antara kedua poros. Besar

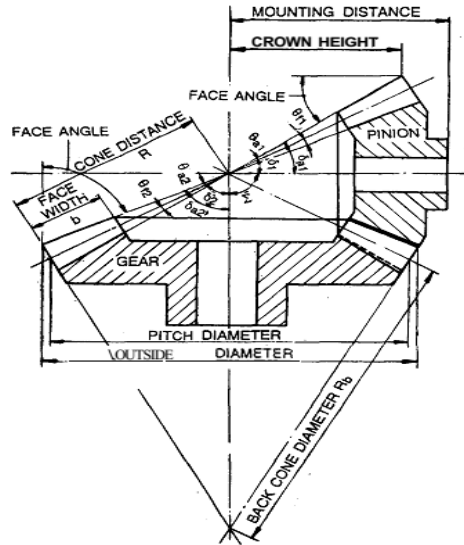
sudut ini biasanya 90° , tetapi tidak menutup kemungkinan digunakan lebih besar ataupun lebih kecil [1]. Konfigurasi dari *straight-sided bevel gear* dapat dilihat pada gambar 2.2 berikut.



Gambar 2.2 *straight-sided bevel gear* [1]

2.1.1.1 Terminologi dan Geometri *Bevel Gear*

Dimensi gigi *bevel gear* semakin mengecil dan mengerucut menuju tengah atau apexnya. Bentuk kerucut ini memungkinkan adanya variasi addendum, dedendum, whole depth, dan juga pitch diameter yang terbentuk sepanjang profil gigi atau face width. Secara umum geometri dari *bevel gear* dapat dilihat pada gambar 2.3 berikut.



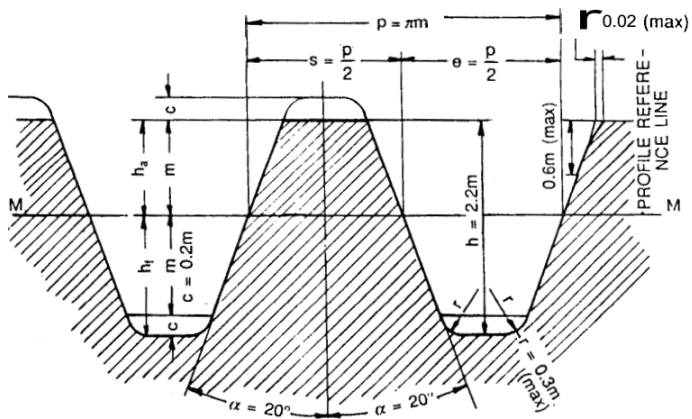
Gambar 2.3 Geometri *bevel gear* [1]

Untuk membuat desain *bevel gear* yang sesuai standart, terdapat beberapa parameter yang harus diperhatikan. Parameter-parameter tersebut telah dirumuskan sedemikian rupa sehingga mempermudah dalam proses desain. Perumusan parameter dari *bevel gear* secara ringkas ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Dimensi dari *bevel gear* [1]

Description	Pinion	Gear
Number of teeth	z_1	z_2
Pitch circle diameter	$d_1 = z_1 m$	$d_2 = z_2 m$
Transmission ratio	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$	
Pitch cone angle (shaft angle is equal to 90°)	$\tan \delta_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$	$\tan \delta_2 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = i$
Pitch cone angle (shaft angle is not equal to 90°)	$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{1 + \cos \Sigma}$	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$
Shaft angle	$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$	
Tip circle diameter	$d_t = d_1 + 2m \cos \delta_1$	$d_t = d_2 + 2m \cos \delta_2$
Middle circle diameter (subscript m for middle)	$d_{m1} = d_1 - b \sin \delta_1$	$d_{m2} = d_2 - b \cos \delta_2$
Face width	$b_{max} \leq \frac{R}{3}$	
Cone distance	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	
Virtual number of teeth (subscript v for virtual or equivalent)	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$
Middle module (subscript m for middle)	$m_n = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2}$	
Top clearance	$c = 0.2 m$	
Whole depth	$h = 2 m + 0.2 m = 2.2 m$	
Addendum	$h_{a1} = h_{a2} = m$	
Dedendum	$h_{f1} = h_{f2} = 1.2 m$	
Addendum angle	$\tan \varphi = \tan \psi = m/r$	
Dedendum angle	$\tan \theta_n = \tan \theta_2 = 1.2 m/r$	
Blank cone angle or Face angle	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
Crown height	$CH_1 = \frac{d_1}{2} - m \sin \delta_1$	$CH_2 = \frac{d_1}{2} - m \sin \delta_2$
Back cone distance	$R_{a1} = R \tan \delta_1$	$R_{a2} = R \tan \delta_2$

Proporsi dasar dari gigi *bevel gear* telah ditentukan secara spesifik pada IS:5037. Proporsi dari profil gigi ini dapat dilihat pada gambar 2.4. Terdapat juga tabel dari daftar modul yang direkomendasikan untuk *bevel gear* pada tabel 2.2. dengan menerapkan parameter serta proporsi dasar yang telah diformulasikan diharapkan didapatkan desain *bevel gear* yang sesuai dengan standart. Kesesuaian desain dengan standart yang telah ditentukan akan berpengaruh pada analisa gaya dan juga tegangan yang terjadi pada *bevel gear*.

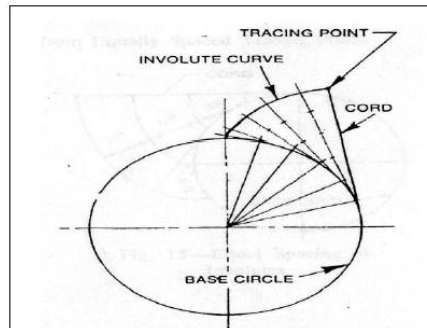


Gambar 2.4 Proporsi dasar gigi *bevel gear* [1]

Tabel 2.2 Modul dari *bevel gear* [1]

<i>Preferred</i>	<i>Choice2</i>	<i>Choice 3</i>
1	1.125	
1.25	1.375	
1.5	1.75	
2	2.25	
2.5	2.75	
3		(3.25)
		(3.75)
4	3.5	
5	4.5	
6	5.5	(6.5)
8	7	
10	9	
12	11	
16	14	
20	18	
25	22	
32	28	
40	36	
50	45	

Agar perpindahan gerak berlangsung secara halus tanpa gesekan yang merugikan, maka profil gigi dibuat mengikuti bentuk garis lengkung (kurva) yang disebut dengan involute. Profil gigi dibentuk oleh dua buah involute yang bertolak belakang sehingga arah putaran pasangan roda gigi dapat dibalik. Pada saat gigi mulai bersinggungan akan terjadi garis kontak sepanjang lebar gigi. Selama pasangan roda gigi berputar, pada penampangnya akan terlihat titik kontak yang mengikuti garis lurus. Garis tersebut dinamakan garis aksi (line of action) yang merupakan garis singgung dari kedua lingkaran dasar. Melalui garis aksi inilah gaya atau tekanan diteruskan oleh pasangan gigi untuk sepanjang jarak kontak (length of contact). Oleh karena itu sudut antara garis aksi dengan garis yang tegak lurus garis penghubung kedua pusat roda gigi disebut sudut tekan.



Gambar 2.5 Kurva Involute [6]

2.1.1.2 Analisa Gaya pada *Bevel Gear*

Analisa gaya pada satu set *bevel gear* diasumsikan bahwa gaya total (F_N) berada pada pitch poin atau bagian tengah dari tooth width. (F_N) merupakan hasil dari tiga komponen mutual perpendicular yaitu gaya tangensial atau daya yang di transmisikan F_t , gaya radial F_r , dan gaya axial F_a

$$F_{t1} = F_{t2} = F_1 = F_N \cos \alpha$$

Jika gaya tersebut didapatkan dari torsi seperti pada kasus tipe *gear* lainnya, maka :

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{T_1}{r_{m1}}$$

$$F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2$$

$$F_{a1} = F_t \tan \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{a2} = F_t \tan \alpha \sin \delta_2$$

Pada sudut poros 90 derajat persamaan diatas menjadi :

$$F_{a1} = F_{r2}$$

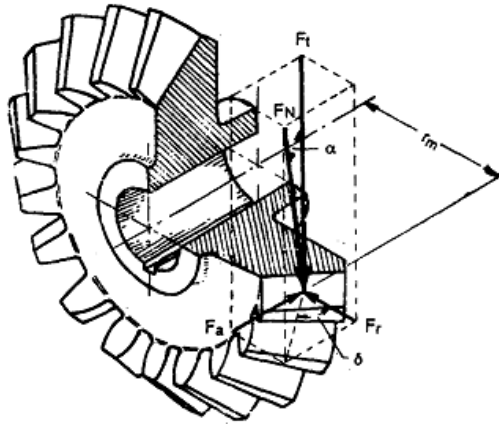
$$F_{a2} = F_{r1}$$

Dimana :

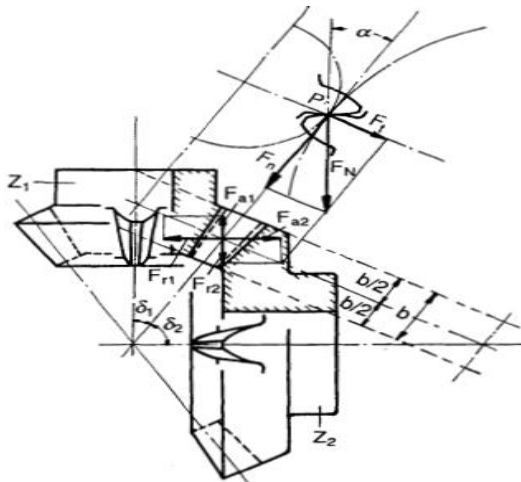
T_1 = Torsi pinion

P_1 = Daya pinion

n_1 = kecepatan pinion



Gambar 2.6 Gaya pada gigi *bevel gear*[2]

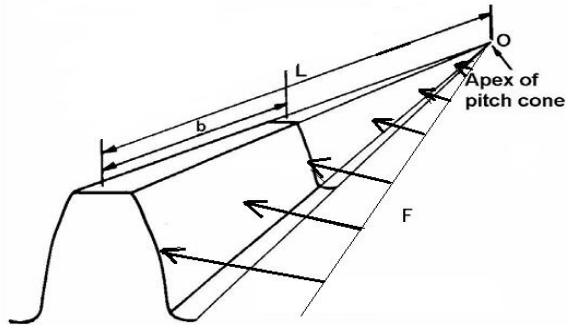


Gambar 2.7 Distribusi gaya pada *bevel gear* [1]

2.1.1.3 Analisa Kekuatan pada *Bevel Gear*

Bentuk geometri dari *bevel gear* menghasilkan beberapa masalah ketika digunakan persamaan ekuivalen kekuatan pada

beam. Seperti yang ditampilkan pada gambar 2.7, gaya yang bekerja pada gigi *bevel gear* bervariasi linier sepanjang gigi.



Gambar 2.8 Distribusi gaya pada gigi bevel gear [2]

Dari gambar diatas dapat pula disimpulkan jika ketebalan gigi juga bervariasi secara linier sepanjang gigi. Variasi ini akan menghasilkan variasi linear juga pada circular dan diametral pitch. Karena berbagai variasi tersebut, untuk perhitungan kekuatan atau beban bending yang diijinkan dapat digunakan persamaan lewis sebagai berikut :

$$F_b = \frac{\sigma Y b}{P} \left(1 - \frac{b}{L}\right)$$

Dimana :

F_b = Gaya bending

σ = Tegangan bending yang diijinkan dari material

P = Diametral pitch

b = Face width

L = Jarak pitch ke apex

Y = Lewis factor

Lewis factor dapat dilihat pada tabel 2.3 dengan terlebih dahulu menentukan jumlah gigi formatif (*virtual number of teeth*).

Persamaan untuk *virtual teeth* adalah sebagai berikut :

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \text{ dan } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Dimana :

z_{v1} = jumlah gigi virtual gear

- z_{v2} = jumlah gigi virtual pinion
- z_1 = jumlah gigi *gear*
- z_1 = jumlah gigi pinion
- δ_1 = sudut pitch cone *gear*
- δ_2 = sudut pitch cone pinion

Untuk menghitung wear yang diijinkan digunakan persamaan Buckingham yang berdasar pada tegangan kontak hertz sebagai berikut :

$$K = \frac{F_w \cos y}{d_p Q'}$$

Dengan

$$Q' = \frac{2N'_{tg}}{N'_{tp} + N'_{tg}}$$

Sedangkan untuk menentukan tegangan bending untuk aplikasi tertentu dapat digunakan metode AGMA dengan persamaan sebagai berikut :

$$\sigma_t = \frac{F_t K_o P K_s K_m}{K_v b J}$$

Dimana :

- σ_t = tegangan pada gigi
- F_t = beban yang ditransmisikan
- K_o = faktor koreksi *overload*
- P = diameter pitch
- K_s = factor koreksi ukuran
- K_m = koreksi beban yan terdistribusi
- K_v = factor dinamis
- b = lebar gigi
- J = factor geometri

Sedangkan tegangan maksimum yang diizinkan didapatkan juga dari persamaan AGMA sebagai berikut :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R}$$

Dimana :

S_{ad} = tegangan maksimum yang diijinkan

S_{at} = tegangan maksimum yang diijinkan dari material

K_L = factor life

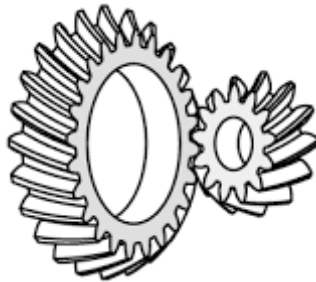
K_T = factor tempertur

K_R = factor keamanan

Sehingga sepanjang tegangan yang terjadi pada gigi (σ_t) tidak melebihi tegangan maksimum yang diijinkan (S_{ad}) maka roda gigi dapat dikatakan aman.

2.1.2 *Spiral Bevel Gear*

Spiral bevel gear mempunyai fungsi yang hampir sama dengan *bevel gear*. Perbedaan dari keduanya terletak pada bentuk profil giginya. Pada *spiral bevel gear*, profil gigi berbentuk lengkung seperti payung dengan jari-jari tertentu.



Gambar 2.9 *Spiral bevel gear* [1]

Dengan bentuk profil gigi ini, *spiral bevel gear* mempunyai banyak kelebihan jika dibandingkan dengan *bevel gear* antara lain :

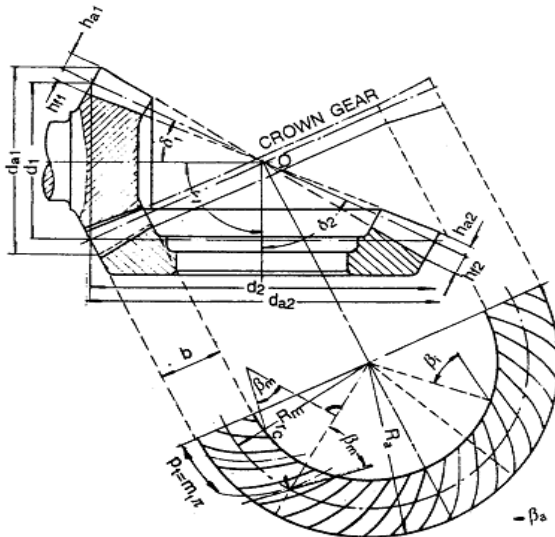
- Pergerakan lebih halus sehingga *noise* lebih kecil
- Rasio reduksi kecepatan lebih besar
- Permukaan kontak lebih luas
- Gigi lebih kuat

- Kemampuan transmisi daya lebih besar dengan geometri yang sama
- Efisiensi lebih besar

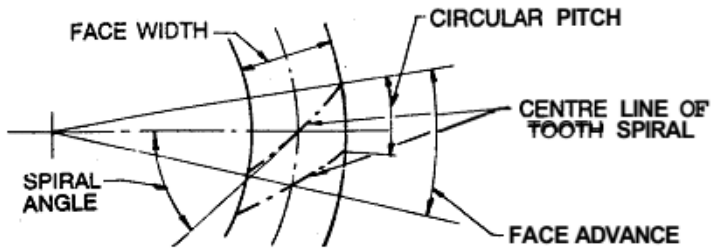
2.1.2.1. Geometri *Spiral bevel gear*

a. Sudut *Spiral*

Sudut *spiral* (β_m) didefinisikan sebagai sudut yang dibentuk oleh sebuah garis yang menghubungkan titik pusat *gear* dan titik tengah dari lengkung *spiral* gigi dan sebuah garis lainnya yang menghubungkan pangkal gigi *spiral* dan titik tengah lengkung *spiral*nya. Sudut *spiral* dan parameter lainnya seperti face advance, lebar gigi, dan circular pitch ditunjukkan pada gambar 2.8. Untuk parameter lainnya seperti sudut poros dapat diasumsikan sama dengan *bevel gear*.

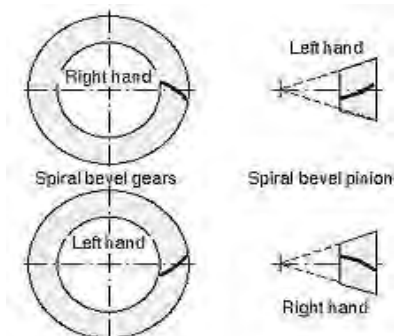


Gambar 2.10 Geometri *spiral bevel gear* [1]

Gambar 2.11 Sudut *spiral* [1]

b. Hand of *Spiral*

Hand of *spiral* didefinisikan sebagai arah dari lengkung gigi *spiral bevel gear*. Secara umum dapat dibagi menjadi dua yaitu right hand (RH) dan left hand (LH). Sebuah *spiral bevel gear* dikatakan jenis right hand jika ketika dilihat dari depan atau dari arah apexnya profil lengkung gigi *spiral* melengkung searah jarum jam dari pangkal hingga ke ujung gigi atau tepi *gear*. Sedangkan left hand adalah kebalikan dari right hand. Arah lengkung *spiral* ini mempengaruhi formula untuk menentukan gaya axial dan juga gaya radial dari *spiral bevel gear* seperti ditunjukkan pada tabel 2.3 dan 2.4 [1].

Gambar 2.12 Hand of *spiral* [1]

Tabel 2.3 Perumusan gaya axial *spiral bevel gear* [1]

Driver		
Hand of spiral	Direction of rotation	Magnitude of axial thrust
Right	Clockwise	Driver $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta - \sin \beta \cos \delta)$
Left	Anti-clockwise	Driven $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta + \sin \beta \cos \delta)$
Right	Anti-clockwise	Driver $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta + \sin \beta \cos \delta)$
Left	Clockwise	Driven $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \delta - \sin \beta \cos \delta)$

Tabel 2.4 Perumusan gaya radial *spiral bevel gear* [1]

Driver		
Hand of spiral	Direction of rotation	Magnitude of separating force
Right	Clockwise	Driver $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta + \sin \beta \sin \delta)$
Left	Anti-clockwise	Driven $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta - \sin \beta \sin \delta)$
Right	Anti-clockwise	Driver $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta - \sin \beta \sin \delta)$
Left	Clockwise	Driven $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \delta + \sin \beta \sin \delta)$

2.1.2.2. Gleason System of *Spiral Bevel Gear*

Sistem gleason merupakan sistem dari *spiral bevel gear* yang banyak dijadikan acuan hingga saat ini. Penelitian dari gleason ini dapat dijadikan pedoman untuk menentukan berbagai parameter yang ada dalam desain *spiral bevel gear* yang secara

ringkas dapat dilihat pada tabel 2.5. Sedangkan untuk sudut *spiral*, yang paling banyak dipakai hingga saat ini yaitu 20,35, dan 45 derajat.

Tabel 2.5 Parameter gleason *spiral bevel gear* dalam satuan inci [1]

Description	Pinion	Gear
Number of teeth	z_1	z_2
Shaft angle	$\Sigma = 90$	
Addendum	$h_{a1} = \text{Working depth} - h_{a2}$	$h_{a2} = \frac{1}{P} \left[0.46 + 0.39 \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right]$
Dedendum	$h_{d1} = h - h_{a1}$	$h_{d2} = h - h_{a2}$
Working depth	$\frac{1.700}{P}$	
Whole depth	$h = \frac{1.888}{P}$	
Clearance	$c = \frac{0.188}{P}$	
Pitch circle diameter	$d_1 = \frac{z_1}{P}$	$d_2 = \frac{z_2}{P}$
Pitch cone angle	$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Cone distance	$R = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$	
Circular pitch	$p = \frac{\pi}{P}$	
Tip circle diameter	$d_{t1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1$	$d_{t2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$
Dedendum angle	$\theta_{d1} = \tan^{-1} \frac{h_{d1}}{R}$	$\theta_{d2} = \tan^{-1} \frac{h_{d2}}{R}$
Face angle of blank	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{d2}$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{d1}$

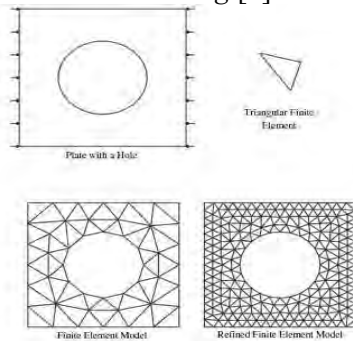
Tabel 2.6 Jumlah gigi minimum untuk menghindari undercutting [1]

i	z_{1mn}	z_{2mn}	j	z_{1mn}	z_{2mn}
1	17	17	1.43	14	20
1.12	16	18	1.69	13	22
1.26	15	19	2.16	12	26

2.1.3 Metode Elemen Hingga (FEM)

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*.

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 jumlah 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* [3].



Gambar 2.13 Meshing pada plate. Sumber: A First Course in Finite Elements. Jacob Fish & Ted Belytschko.

Untuk menggambarkan dasar pendekatan FEM perhatikan gambar 1. Gambar 1 adalah gambar sebuah *plate* yang akan dicari distribusi temperturnya. 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 geomtri yang rumit seperti *engine block* diperlukan FEM untuk mencari distribusi temperatur. Ada 3 Tahapan dasar dalam melakukan analisa menggunakan FEM ini yaitu *Preprocessing*, *Solution*, dan *General Postprossing*

1. *Preprocessing*

Preprocessing adalah langkah awal dalam proses FEM. Pada preprocessing terdapat beberapa fungsi dimana kita harus men-set secara detail fungsi-fungsi tersebut karena fungsi-fungsi tersebut akan menghasilkan perhitungan yang spesifik pada benda yang akan dianalisa[3]. Fungsi-fungsi yang terdapat pada preprocessing adalah:

- a. *Modeling* : adalah proses untuk menggambar benda yang akan dianalisis, pada proses modeling benda dapat digambar dalam bentuk 2D ataupun 3D. Untuk benda-benda yang dengan geometri yang rumit, benda dapat digambar dengan menggunakan program CAD yang lain misalkan Solidworks CAD.
- b. *ElementType* : adalah proses untuk memberikan atribut atau bentukan dari benda yang kita gambar untuk dianalisa, misalnya material yang kita gambar berbentuk solid, beam, shell, dll. Tiap-tiap atribut atau bentukan akan berpengaruh pada langkah-langkah berikutnya dan analisa yang akan dilakukan.
- c. *Material Properties* : adalah proses untuk memberikan property material pada benda yang akan dianalisa, misalnya densiti, modulus bulk, elastisitas, dll.

- d. *Meshing* : adalah proses membagi benda yang akan dianalisa menjadi luasan-luasan / area-area kecil. Meshing merupakan salah satu tahapan penting dalam proses FEM.
- e. *Entities* : adalah proses untuk memberi identitas pada benda yang akan kita analisa. Hal ini bertujuan untuk menentukan posisi dan kondisi benda yang akan dianalisa

2. Solution

Langkah berikutnya dalam proses FEM adalah Solution. Pada tahapan ini proses FEM telah mendekati proses akhir, yaitu proses analisa dan perhitungan. Tetapi sebelum mencapai proses perhitungan dan analisa ada beberapa langkah dalam proses solution yang harus dilalui terlebih dahulu. Langkah-langkah tersebut adalah :

- a. *Constraints* : adalah proses untuk menentukan gaya yang akan bekerja pada benda yang akan kita analisa. Pada *constraints* derajat kebebasan benda yang akan dianalisa akan ditentukan.
- b. *Initial Velocity* : adalah proses untuk menentukan kecepatan benda yang akan dianalisa.
- c. *Loading Option* : adalah proses untuk menentukan gaya yang bekerja pada benda yang akan dianalisa dan menentukan parameter yang mengikutinya.
- d. *Time Control* : adalah proses untuk menentukan lamanya waktu yang akan dianalisa.
- e. *Solve* : adalah proses untuk menghitung dan menganalisa benda.

3. General Postprocessing

Setelah proses desain dan analisa selesai, langkah berikutnya adalah proses General Postprocessing. Proses ini digunakan untuk melihat hasil analisa, animasi gerakan benda yang dianalisa dan melihat hasil perhitungan serta grafik.

2.2 Studi Litalatur

Sub bab ini berisi tentang Penelitian terdahulu yang berhubungan dan menunjang penelitian. Beberapa penelitian tersebut dikutip secara ringkas dan dapat dijadikan sebagai bahan acuan.

2.2.1 Baker J. Reynolds J. and Tecce, S.(2011). Parametric Design of a *SpiralGear* Process. Major Qualifying Report: JMS-1102 Worcester Polytechnic Institute.

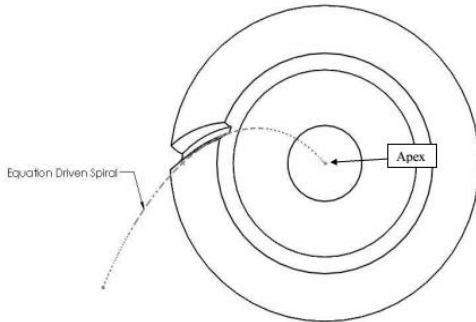
Penelitian ini bertujuan untuk mempermudah proses desain dari *spiral bevel gear* dengan menggunakan persamaan parametrik. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan software solidwork CAD.Pada penelitian ini proses desain dari *spiral bevel gear* secara umum hampir sama dengan *bevel gear*. Perbedaannya adalah pada proses pembuatan profil gigi *spiral bevel gear* digunakan persamaan parametrik untuk membuat guide line berupa spline Persamaan parametrik yang digunakan untuk membuat lengkung *spiral* pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

$$X(t)= Dg*t*\cos(t)$$

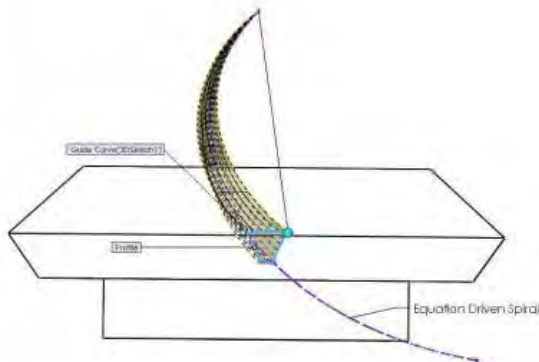
$$Y(t)= Dg*t*\sin(t)$$

$$Z(t)= K*t$$

Dimana Dg adalah diameter *gear* Dan K adalah sudut akar dalam radian. Persamaan tersebut memberikan lengkung *spiral* yang akurat. Masalah yang terjadi adalah setiap kali mengubah kurva lengkung tersebut menjadi gambar 3D solid diperlukan geometri yang benar.



Gambar 2.14 Pandangan atas *spiral bevel gear* dengan menggunakan parametrik *spiral* [4]

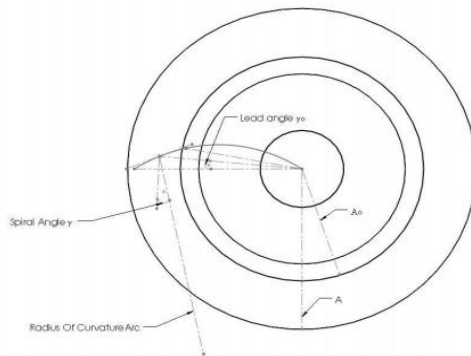


Gambar 2.15 Bentuk lofted cut dari gigi *spiral bevel gear* [4]

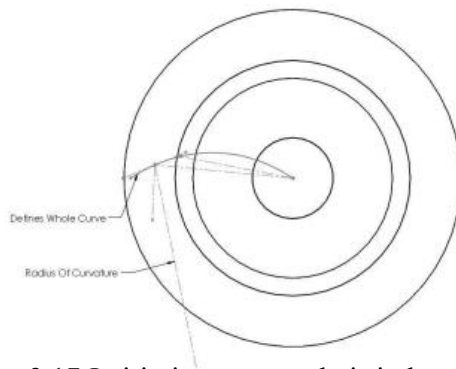
Proses kedua adalah mendefinisikan poin 3D dengan koordinat x , y , dan z . langkah ini didasarkan pada persamaan untuk *spiral angle* sebagai berikut :

$$\sin \gamma = (A_0/A) * (\sin (Y_0) + ((A-A_0^2)/(2A*rC))) \quad (\text{Eq.18})$$

Dimana A_0 adalah jarak cone rata rata, A adalah jarak cone yang dicari, Y_0 adalah sudut *spiral* pada rata-rata jarak cone, dan rC adalah jari-jari dari lengkung *spiral*. Dengan menggunakan persamaan ini sebagai referensi didapatkan hasil seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.16 Pandangan atas *Spiral bevel gear* dengan geometri sudut *spiral* [4]



Gambar 2.17 Jari-jari curvature dari siral arc [4]

Secara umum langkah-langkah desain yang dilakukan sebagai berikut :

1. Membuat sket profil *bevel gear* pada bidang depan dan digunakan revolve base untuk membuat profil bidang dasar *bevel gear*.
2. Membuat bidang yang bersinggungan pada sisi luar muka gigi.

3. Membuat profil gigi involute dengan persamaan sebagai berikut :

Base Diameter: $Db = D \cdot \cos(\varphi)$

Parametric Involute Equations : $x(t) = rb(\cos(t)+t \cdot \sin(t))$

$y(t) = rb(\sin(t)-t \cdot \cos(t))$

4. Membuat jarak atau spasi diantara gigi.
5. Membuat sket baru pada sisi kanan bidang.
6. Membuat garis penunjuk lengkung *spiral* dengan menggunakan persamaan *driven curve tool*.
7. Hapus volume hasil dari langkah sket ke 6 untuk membuat jarak gigi.
8. Digunakan liner pattern sebagai langkah terakhir.

Kesimpulan yang didapat dari penelitian ini adalah model dari *spiral bevel gear* tidak sepenuhnya akurat. Permasalahan terletak pada kurva lengkung dari gigi. Kurva yang terjadi tidak cocok jika digunakan pada roda gigi yang berbeda, seperti pada satu set *spiral bevel gear*. Masalah terbesar adalah bagaimana untuk membatasi kurva *spiral* pada roda gigi dari berbagai ukuran dan orientasi.

2.2.2 Ratnadeepsinh M.and Dipeshkumar M.(2013). Bending Stress Analysis of Bevel gears.International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol. 2, Issue 7.

Penelitian ini dilakukan untuk membandingkan beban bending pada *bevel* , zerol, dan *spiral bevel gear* yang didapatkan dari metode analitis dengan beban bending yang didapatkan melalui simulasi software ANSYS Workbench 14.0. Permasalahan dalam penelitian ini berupa aplikasi statis dimana terdapat momen sebesar 600 Nm pada *gear* yang didapatkan dari pinion. Dalam hal ini *gear* mencoba menahan momen yang diberikan pinion. Variasi dilakukan pada tipe gigi dari *bevel gear* yaitu , *spiral*, dan zerol.

Pada metode analitis digunakan Metode AGMA sebagai berikut :

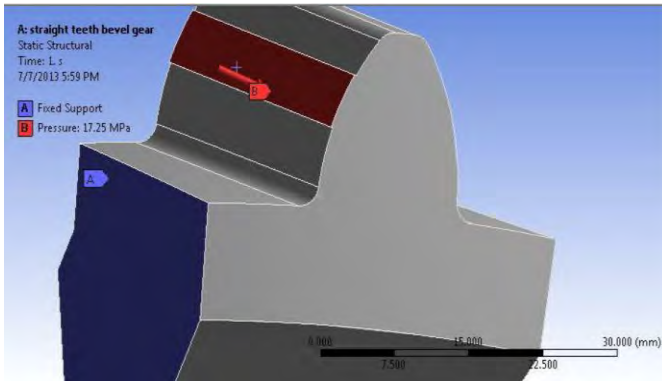
$$\sigma_B = \frac{2T K_a K_s K_m G_r}{d K_v K_x F m J}$$

Dimana:

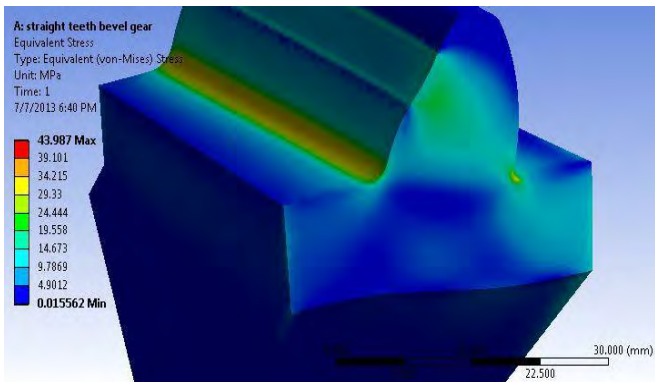
- T = Torque = 600 Nm,
- D = Diameter of *gear* = 219.82 mm,
- F = Face width = 62.35 mm,
- M = Module = 7.6 mm,
- Gr = *Gear* ratio = 0.58
- J = Geometry factor of *gear* = 0.21
- Ka = Application factor = 1
- Km = Load distribution factor = 1.6
- Ks = Size factor = 1
- Kv = Dynamic factor = 1
- Kx = *Gear* geometry factor = 1

Untuk *spiral* dan *zerol bevel gear* digunakan sudut *spiral* 35° , sedangkan untuk data lainnya disamakan.

Analisis menggunakan Ansys workbench 14 didahului dengan modeling melalui PTC Creo. Langkah pertama yang dilakukan setelah modeling adalah meshing. Setelah meshing dilanjutkan dengan memberikan beban dan melakukan simulasi hingga mendapatkan hasil distribusi tegangan bending. Pada penelitian ini model yang digunakan tidak berupa *gear* seutuhnya, akan tetapi hanya digunakan model profil gigi *gear*. Support yang digunakan berupa fixed support pada sisi kiri, kanan dan bawah model profil gigi. Sedangkan pemberian beban berupa sebuah gaya pada sebuah bidang di tengah profil gigi yang mewakili gaya tangensial.



Gambar 2.18 Beban dan support pada model profil gigi [5]



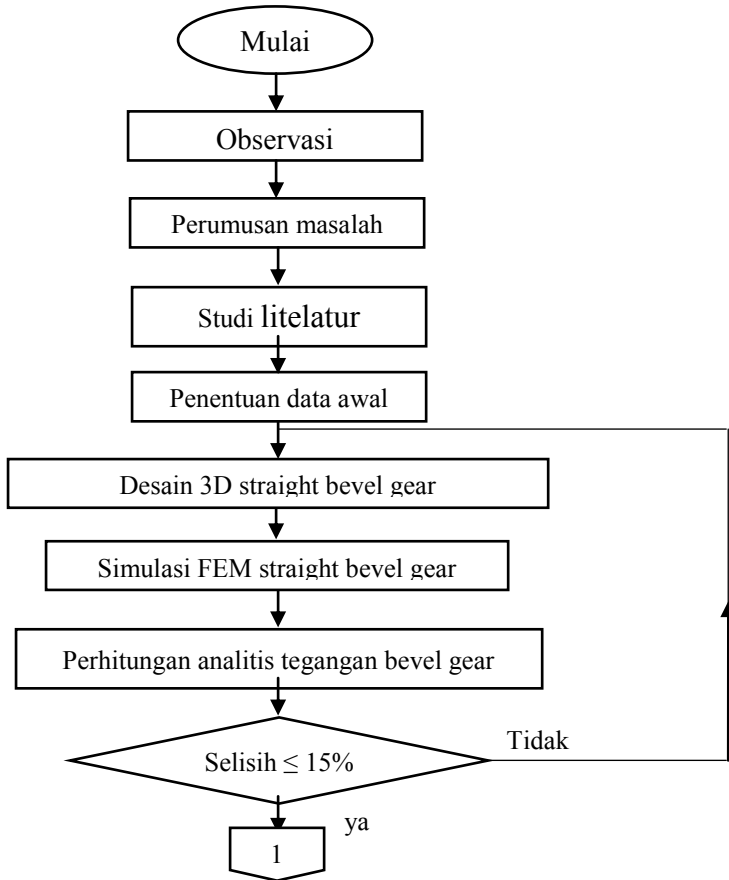
Gambar 2.19 Hasil simulasi yang didapatkan dari *bevel gear* [5]

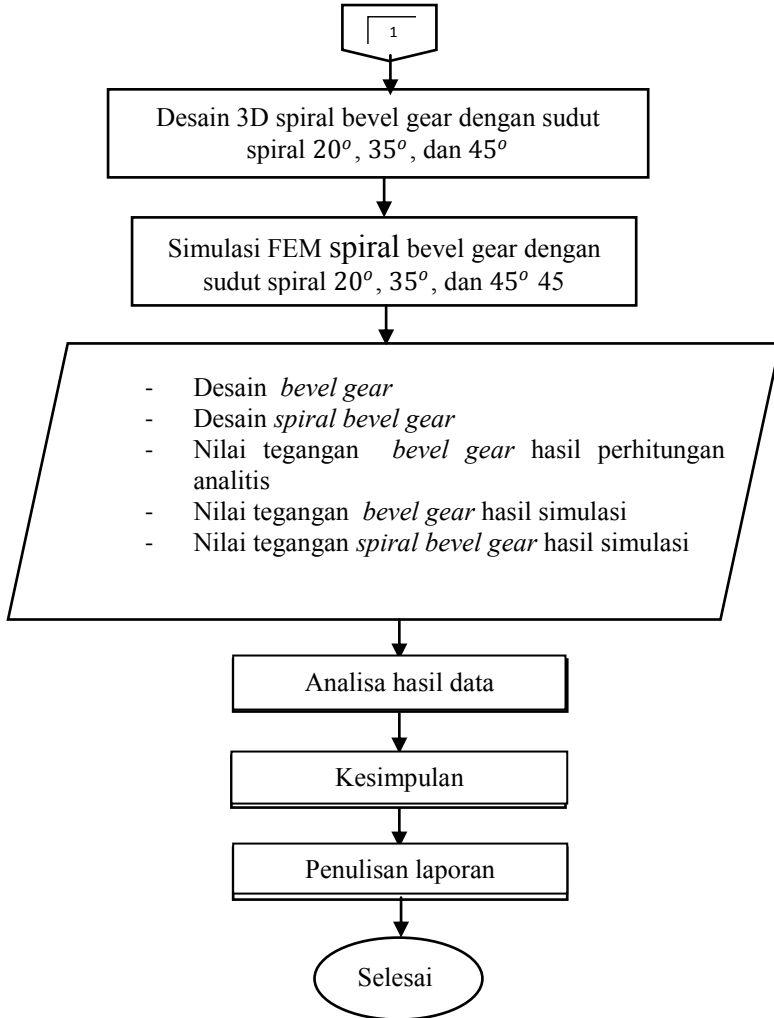
Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian ini adalah dengan sudut poros 90° beban bending maksimum terkecil terdapat pada type zero *bevel gear* sebesar 39.12Mpa dan deformasi yang terjadi sebesar 0,003mm. Beban bending pada *spiral bevel gear* lebih besar 46.274 Mpa daripada straight *bevel gear* 43.987 Mpa.

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini terdapat tahapan beberapa atau alur yang dilakukan penulis. Pada bab ini akan dibahas mengenai alur penelitian serta detail dari beberapa proses yang dilakukan penulis.

3.1 Flowchart Penelitian





Gambar 3.1 Flowchart penelitian

Gambar 3.1 merupakan tahapan- tahapan yang dilakukan penulis dalam penulisan laporan ini. Penjelasan secara lebih rinci bagian dari flowchart diatas adalah sebagai berikut :

1. Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan penulis. Tujuan utama dari proses ini adalah untuk menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan diteliti. Pada tahap ini observasi difokuskan pada lingkup intersecting shaft gear yaitu bevel gear dan spiral bevel gear.

2. Perumusan Masalah

Setelah dilakukan observasi langkah selanjutnya yang dilakukan adalah perumusan masalah. Dalam hal ini permasalahan yang dicoba untuk diteliti oleh penulis adalah kurangnya penelitian ataupun literatur untuk melakukan analisa tegangan pada gigi spiral bevel gear melalui perhitungan analitis. Perhitungan untuk spiral bevel gear pada umumnya disamakan dengan straight bevel gear karena pemodelan matematika distribusi gaya pada gigi spiral bevel gear yang mempunyai bentuk lengkung sangat rumit. Salah satu cara dan yang diambil penulis untuk dijadikan rumusan masalah adalah bagaimana melakukan simulasi pada spiral bevel gear untuk mendapatkan nilai tegangan yang terjadi dengan metode FEM.

3. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mendapatkan informasi secara lebih detail serta menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi berupa dasar teori intersecting shaft gear, finite element method maupun penelitian terdahulu yang dirangkum penulis berasal dari berbagai sumber, antara lain sebagai berikut :

- G.M. Maitra, 2001. Hand Book of Gear Design Second Edition, Tata McGrawHill, New Delhi.
- Deutschman, Aaron D. 1975. Machine Design: Theory and Practice. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.

- ANSYS, Inc., 2012, ANSYS STATIC STRUCTURAL Theory Guide.
- Baker J. Reynolds J. and Tecce, S.(2011). Parametric Design of a *SpiralGear* Process. Major Qualifying Report: JMS-1102 Worcester Polytechnic Institute.
- Ratnadeepsinh M.and Dipeshkumar M.(2013). Bending Stress Analysis of *BevelGears*.International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol. 2, Issue 7.

4. Penentuan Data Awal

Data awal berupa dimensi dan parameter lainnya ditentukan berdasarkan table 2.1 dan 2.5 pada dasar teori dengan terlebih dahulu ditentukan diametral pitch sebesar 6in dan jumlah gigi pinion serta gear masing-masing 18 dan 36. Sedangkan untuk torsi dan putaran ditentukan sebesar 2500 lbf/in dan 1000 rpm pada pinion. variasi dilakukan untuk sudut spiral pada spiral bevel gear sebesar 20° , 35° , dan 45° . Besarnya backlash didapatkan berdasarkan ketentuan AGMA yang dapat dilihat pada tabel nilai backlash pada lampiran. Secara lebih detail data awal dapat dilihat pada table 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Data dimensi dan geometri gear

	Bevel Gear		spiral 20		spiral35		spiral45		Sat
	gr	Pn	gr	Pn	gr	Pn	gr	Pn	
Diametral Pitch	6	6	6	6	6	6	6	6	
Modular	4.23 3	4.23 3	4.23 3	4.23 3	4.23 3	4.23 3	4.23 3	4.23 3	
Pressure Angle	20	20	20	20	20	20	20	20	deg
Spiral Angle	0	0	20	20	35	35	45	45	deg
Ratio, l:x	1:2								
Shaft	90		90		90		90		deg

Angle									
Spiral direction			RH	LH	RH	LH	RH	LH	
Number of Teeth	36	18	36	18	36	18	36	18	
Face Width	1	1	1	1	1	1	1	1	in
Working Depth	0.333	0.333	0.283	0.283	0.283	0.283	0.283	0.283	in
Whole Depth	0.367	0.367	0.315	0.315	0.315	0.315	0.315	0.315	in
Pitch Diameter	6	3	6	3	6	3	6	3	in
Pitch Angle	63.43	26.57	63.43	26.57	63.43	26.57	63.43	26.57	deg
Cone Distance	3.354	3.354	3.354	3.354	3.354	3.354	3.354	3.354	in
Circular Pitch	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524	in
Addendum	0.109	0.224	0.093	0.19	0.093	0.19	0.093	0.19	in
Dedendum	0.256	0.141	0.222	0.124	0.222	0.124	0.222	0.124	in
Clearance	0.031	0.031	0.031	0.031	0.031	0.031	0.031	0.031	in
Dedendum Angle	4.356	2.399	3.783	2.122	3.783	2.122	3.783	2.122	deg
Face Angle	65.83	30.92	65.56	30.35	65.56	30.35	65.56	30.35	deg
Root Angle	59.08	24.17	59.65	24.44	59.65	24.44	59.65	24.44	deg
Outside Diameter	6.098	3.401	6.083	3.341	6.083	3.341	6.083	3.341	in
Pitch Apex To Crown	1.402	2.9	1.417	2.915	1.417	2.915	1.417	2.915	in
Tooth Thickness	0.220	0.304	0.224	0.300	0.218	0.306	0.209	0.314	in

ess									
Fillet Radius	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	in
Backlash	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	in
Torque		2500		2500		2500		2500	lbf/in
Rotational velocity		1000		1000		1000		1000	rpm

5. Desain 3D dan simulasi

Perencanaan desain dan simulasi akan dibahas pada sub bab 3.2

6. Perhitungan analitis bevel gear

Perhitungan analitis pada bevel gear dilakukan untuk membandingkan dan menentukan apakah nilai tegangan hasil dari simulasi valid atau tidak. Dalam hal ini ditentukan apabila perbedaan antara hasil simulasi dan perhitungan analitis kurang dari 15% maka simulasi dapat dikatakan valid. Perhitungan analitis dilakukan dengan perumusan yang terdapat pada dasar teori berdasarkan persamaan Lewis sebagai berikut:

$$F_b = \frac{\sigma_b Y b}{P} \left(1 - \frac{b}{L}\right)$$

Dengan $F_b = \frac{2T_1}{d_1}$

Sehingga $\sigma_b = \frac{2T_1 P}{Y \left(1 - \frac{b}{L}\right) d_1 b}$

Dimana :

- F_b = Gaya bending
- σ_b = Tegangan bending
- P = Diametral pitch
- b = Face width
- L = Jarak pitch menuju apex (*cone distance*)
- Y = Lewis factor

T = Torsi

Untuk menghitung wear yang diijinkan digunakan persamaan Hertzian kontak stress sebagai berikut :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \cdot T \cdot \cos y \cdot 1,4}{dp^2 \cdot Q' \cdot \sin a \cdot \cos a \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)}}$$

Dengan

$$Q' = \frac{2N'_{tg}}{N'_{tp} + N'_{tg}}$$

Dengan memasukkan nilai- nilai yang terdapat pada tabel data awal bevel gear maka akan didapatkan nilai tegangan bending pada gigi. Nilai Lewis faktor koefisien didapatkan pada tabel faktor yang terdapat pada lampiran.

7. Analisa hasil data dan kesimpulan

Setelah dilakukan perhitungan analitis dan simulasi akan di dapatkan data berupa nilai tegangan pada gigi gear. Analisa akan dilakukan pada hasil data tersebut serta akan didapatkan beberapa kesimpulan dari penelitian ini.

8. Penulisan laporan

Tahap terakhir dari penelitian ini adalah penulisan laporan. Penulisan laporan ini dilakukan berdasarkan sistematika laporan yang terdapat pada sub bab 1.6

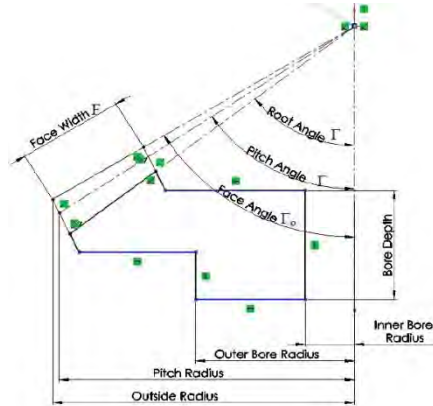
3.2 Desain 3D dan simulasi

3.2.1 Desain

Proses desain 3D dalam penelitian ini dilakukan dengan software solidworks 2012. Tahapan-tahapan pada perencanaan desain terbagi menjadi 2 yaitu proses pembuatan part dan proses assembly.

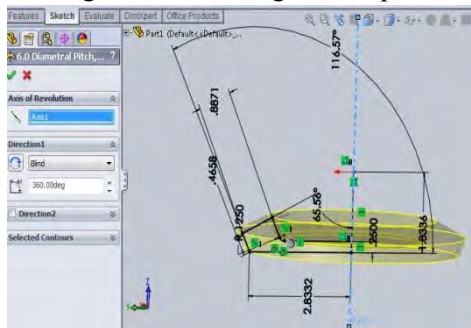
a. Proses desain part

1. Sket aksis 1 pada salah satu bidang dan sket bentuk dasar tampak depan dari gear atau pinion hanya pada bagian kiri atau kanan aksis.
- 2.



Gambar 3.2 Sket bidang dasar bevel gear

3. Gunakan fitur swept boss untuk membuat sket menjadi gambar 3D dengan aksis 1 sebagai aksis putar.



Gambar 3.3 Profil bidang dasar bevel gear

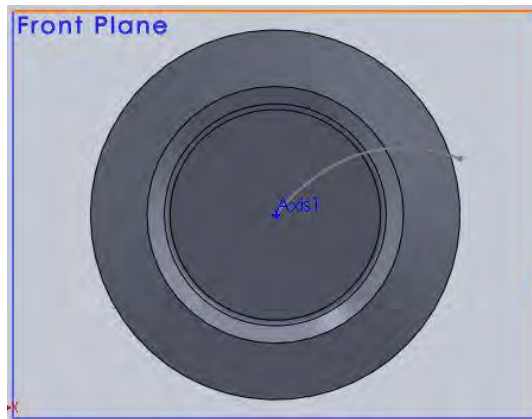
4. Sket spline untuk spiral bevel dari titik pusat bersinggungan dengan bidang face width.

Langkah ke 3 ini hanya ada pada spiral bevel gear dan merupakan langkah yang membedakan proses desain straight bevel gear dengan spiral bevel gear. Pembuatan spline dilakukan dengan driven curve tool menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$X(t) = Dg * t * \cos(t)$$

$$Y(t) = Dg * t * \sin(t)$$

$$Z(t) = K * t$$



Gambar 3.4 Sket spline pada spiral bevel gear

5. Sket profil gigi involute

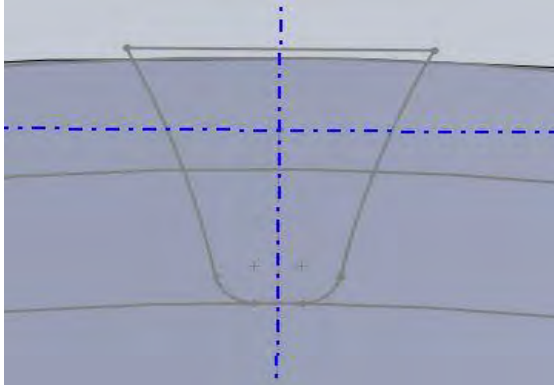
Sket ini dibuat dengan terlebih dahulu membuat bidang yang tegak lurus terhadap sket bidang dasar bevel gear atau spline pada spiral bevel gear. Lalu pada bidang tersebut dibuat 3 sket lingkaran yang merupakan mempresentasikan diameter out side, pitch diameter, dan base diameter. Spline pada profil gigi involute ini mengikuti persamaan sebagai berikut.

$$D_b = D * \cos(\phi)$$

$$x(t) = r_b(\cos(t) + t * \sin(t)) \text{ (Eq. 3)}$$

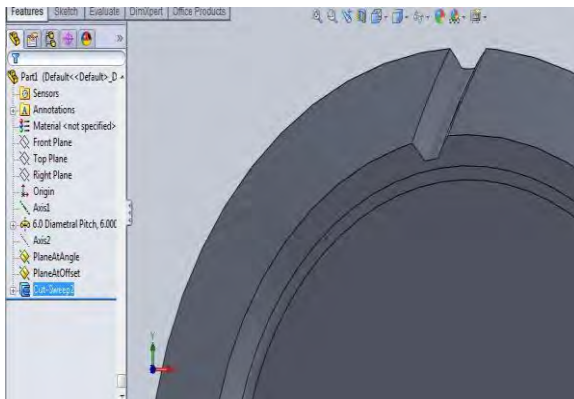
$$y(t) = r_b(\sin(t) - t * \cos(t)) \text{ (Eq. 4)}$$

Dimana D_b adalah base diameter dan r_b adalah jari jari diameter. Spline involute ini dimulai dari titik yang bersinggungan dengan base diameter



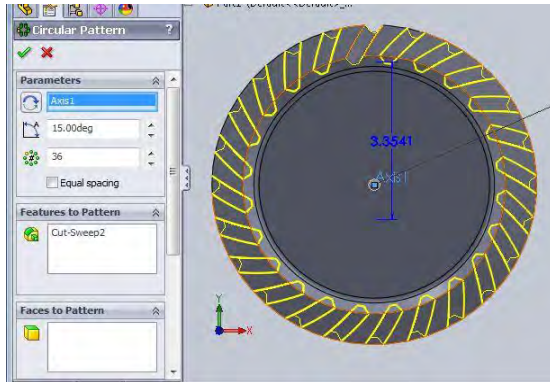
Gambar 3.5 Sket profil gigi involute

6. Gunakan *lofted cut* untuk membuat profil cekungan pada bidang *face width* dengan sket gigi involute serta titik apex sebagai titik pusat. Untuk *spiral bevel gear* gunakan *spline* sebagai *guide line*.



Gambar 3.6 Profil jarak gigi

7. Gunakan fitur *circular pattern*, klik pada bidang hasil *lofted cut*. Tentukan jumlah gigi dan gunakan titik pusat sebagai aksis putar lalu klik tanda centang.

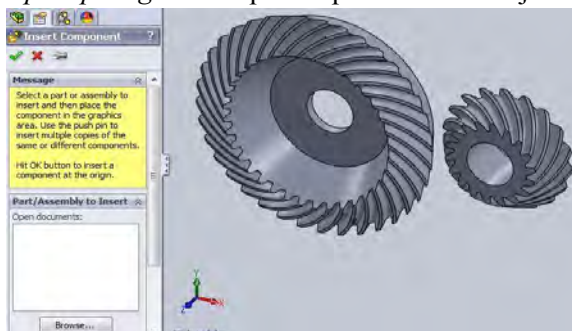


Gambar 3.7 Circular pattern

b. Rangkaian proses *assembly*

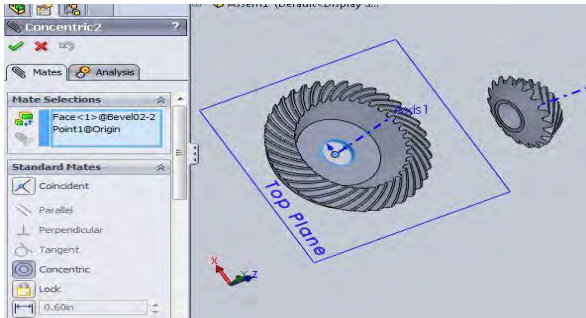
Setelah proses pembuatan *part gear* dan pinion selesai, proses selanjutnya adalah proses *assembly* atau perakitan. Langkah-langkah dalam proses *assembly* adalah sebagai berikut :

1. *Import part gear* dan pinion pada lembar kerja



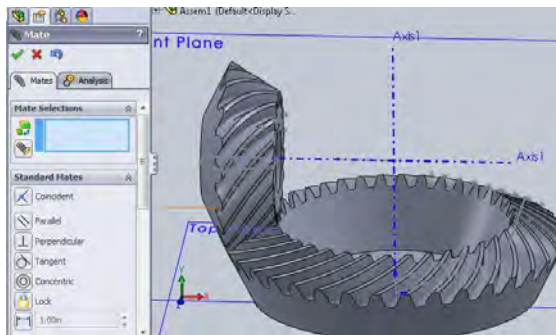
Gambar 3.8 Tahap pertama proses *assembly*

2. *Mate* atau sinkronkan bidang bawah gear dengan *top plane*. Pilih *coincident mate*
3. *Mate* bidang bore gear dengan titik origin pada *top plane* menggunakan *concentric mate*



Gambar 3.9 Tahap kedua proses *assembly*

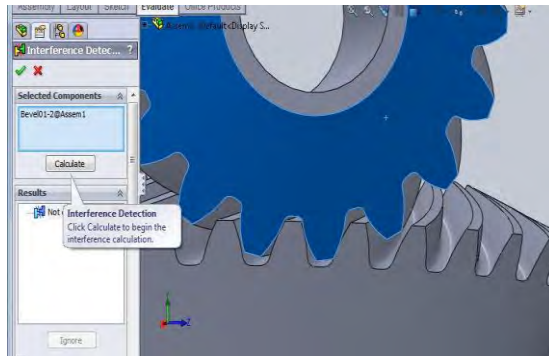
4. *Mate* titik pusat gear dan pinion menggunakan *coincident mate*.
5. *Mate* aksis gear dan pinion menggunakan *perpendicular mate*
6. *Mate* aksis pinion dengan front plane menggunakan *coincident mate*



Gambar 3.10 Tahap ke 3 hingga ke 6 proses *assembly*

7. Cek *interference* dengan fitur *evaluate interference*.

Langkah ini dilakukan agar kedua part tidak saling berpotongan. Putar pinion ke arah positif dari sumbu putarnya hingga tidak terjadi *interference*. Putar terus ke arah positif hingga kembali terjadi *interference* dan catat perubahan sudut putar. Lalu putar balik ke arah negatif setengah dari nilai perubahan sudut putar.



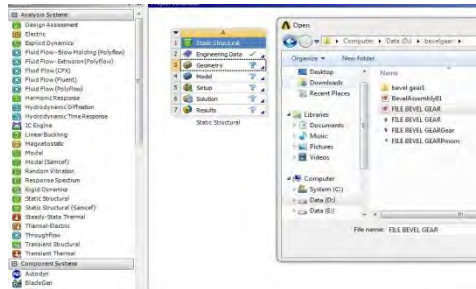
Gambar3.11 Tahap ke 7 proses assembly

3.2.2 Simulasi

Simulasi FEM pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan analisis static structural dan juga transient dynamics. Pada dasarnya simulasi transient dynamics hampir sama dengan static structural. Perbedaannya adalah terdapat fungsi waktu pada transient dynamics. Tahapan dalam simulasi ini adalah sebagai berikut :

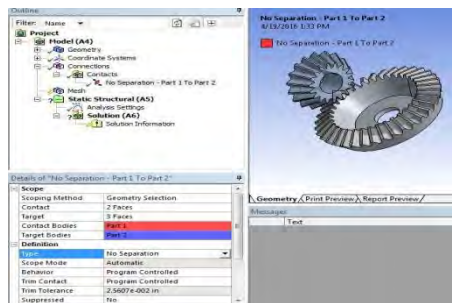
a. Simulasi static structural

1. Buka *software*. pilih sistem analisis *static structural*
2. Pada tab geometri klik kanan dan pilih *import* geometri. Masukkan geometri gear.



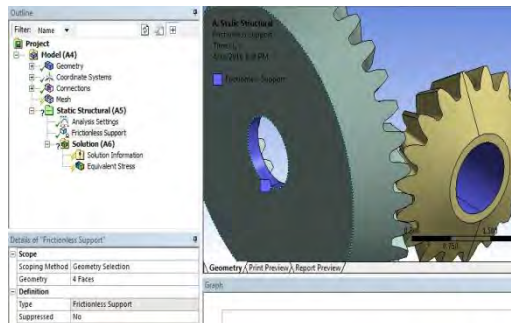
Gambar 3.12 Proses import geometri

3. Klik 2x pada model
4. Expan fitur connection > Contact > contact region. Pilih *no separation* pada detail tipe contac region.



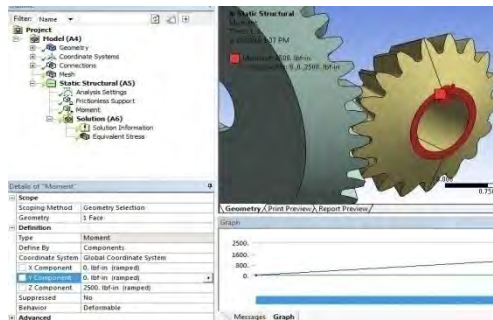
Gambar 3.13 Detail tipe kontak

5. Masukkan support berupa *frictionless support* pada bagian *static structural*. Pilih bidang *bore gear* dan pinion sebagai scope bidang support.



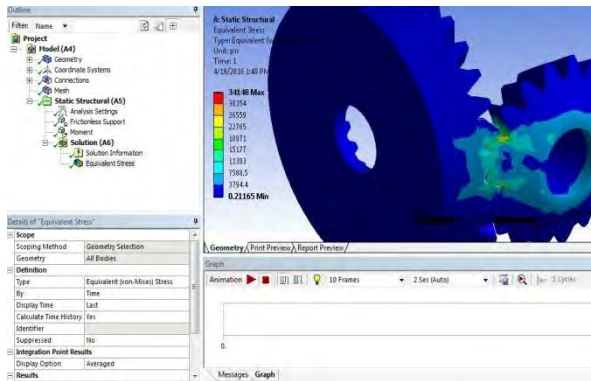
Gambar 3.14 Bidang support gear

- Masukkan load berupa momen pada bagian *static structural*. Pilih bidang bawah pinion sebagai scope geometri dan masukkan nilai momen berupa komponen pada bidang putarnya.



Gambar 3.15 Pemberian load berupa momen

- Pada solution, Pilih *normal stress* dan juga *contact tool>pressure*.
- Klik solve untuk proses meshing dan penyelesaian simulasi. Tunggu proses hingga hasil simulasi dapat diketahui.



Gambar 3.16 Hasil simulasi

b. Simulasi transient dynamics

1. Buka *software*. pilih sistem analisis *transient structural*
2. Pada tab geometri klik kanan dan *import* geometri gear.
3. Klik 2x pada model
4. Expan fitur connection > Contact > contact region. Pilih *frictional* pada detail tipe contac region dan input nilai coefficient sebesar 0.1
5. Masukkan support berupa *frictionless support*. Pilih bidang *bore gear* dan pinion sebagai scope.
6. Masukkan load berupa momen dan juga *angular velocity* pada bagian *transient structural*. Pilih bidang bawah pinion seagai scope dan masukkan nilai momen berupa komponen pada bidang putarnya.
7. Pada analysis settings, tentukan *step end time*, *initial time* *step minimum time step* dan juga *maximum time step*.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	0.4 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1.e-002 s
Minimum Time Step	5.e-003 s
Maximum Time Step	1.e-002 s
Time Integration	On
[-] Solver Controls	
Enter Time	Previous Contacted

Gambar 3.17 Analysis settings

8. Pada solution, masukkan *normal stress* dan juga *contatc stress*.
9. Klik solve untuk proses meshing dan penyelesaian simulasi. Tunggu proses hingga hasil simulasi dapat diketahui.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Tegangan *Bevel Gear*

Perhitungan tegangan *bevel gear* pada bab ini meliputi tegangan bending dan juga tegangan kontak yang terjadi. Hasil dari perhitungan analitis ini nantinya akan dibandingkan dengan hasil simulasi statis straight bevel gear. Sehingga dapat ditentukan akurat atau tidaknya proses desain model yang dilakukan. Desain dikatakan akurat jika selisih antara hasil perhitungan dan juga hasil simulasi statis straight bevel gear tidak lebih dari 15%. Data dan perumusan pada perhitungan ini menggunakan data dan perumusan yang terdapat pada metodologi. Data yang digunakan pada perhitungan ini adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel Data Perhitungan Analitis

Variabel	Simbol	Nilai	Unit
Diametral pitch	P	6	
Diameter pinion	Dp	3	In
Diameter gear	Dg	6	In
Face width	B	1	In
Pressure angle	a	20	Deg
Cone distance	L		In
Modulus elastis	E	33205940	Psi
Torsi	T	2500	Lbf.in
Putaran		1000	rpm

4.1.1 Tegangan Bending

Perhitungan tegangan bending dilakukan dengan menggunakan persamaan lewis. Nilai Y (lewis factor) dapat dilihat pada tabel *lewis factor* yang terdapat pada lampiran. Perhitungan tegangan bending yang terjadi pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

$$\sigma_b = \frac{2T_1 P}{Y \left(1 - \frac{b}{L}\right) d_1 b}$$

$$\sigma_b = \frac{2.2500.6}{0,377 \left(1 - \frac{1}{3,354}\right) \cdot 1.3}$$

$$\sigma_b = 37.793,34 \text{ psi}$$

4.1.2 Tegangan Kontak

Perhitungan tegangan kontak pada penelitian ini berdasarkan perumusan *hertzian contact stress* pada *bevel gear*. Tegangan kontak yang terjadi pada *bevel gear* adalah sebagai berikut :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \cdot T \cdot \cos \gamma \cdot 1,4}{d p^2 \cdot Q' \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)}}$$

Dengan $Q' = 2Nt g' / (Nt g' + Nt p') = 1.6$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2.2500 \cdot \cos 26,57 \cdot 1,4}{3^2 \cdot 1.6 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot \left(\frac{1}{33205940} + \frac{1}{33205940}\right)}}$$

$$\sigma_H = 47392 \text{ psi}$$

4.2 Simulasi Statis

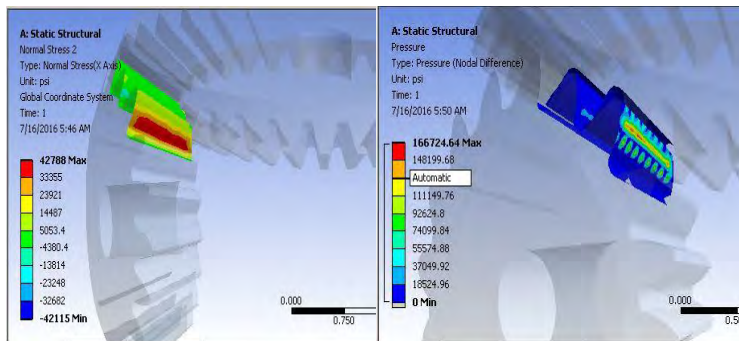
Simulasi statis dilakukan untuk menguji kekuatan *bevel gear* terhadap beban statis melalui bantuan *software*. Untuk melakukan simulasi ini diperlukan model 3 dimensi solid dari *bevel gear* hasil dari langkah pemodelan pada *software CAD*. Satu set model *bevel gear* diberikan tumpuan pada bagian *bore gear* dan diberikan beban berupa momen pada pinion. Bagian gear seolah-olah diam dan menahan beban yang diberikan. Setelah itu dilakukan proses *meshing* yang bertujuan untuk membagi area permukaan model menjadi beberapa bagian. Proses *meshing* ini menggunakan *default mechanical mesh* dan *mapped face meshing* pada bagian gear yang kontak agar hasil *meshing* lebih baik.

Setelah semua *boundary condition* ditentukan, solusi yang ingin didapatkan dalam hal ini adalah tegangan contact dan juga tegangan bending. Untuk mendapatkan tegangan kontak diberikan contact stress berupa *pressure*. Sedangkan untuk tegangan bending didapat dari tegangan normal terhadap sumbu yang searah dengan tinggi gigi gear. Proses selanjutnya adalah menjalankan *software* untuk mendapatkan nilai dari tegangan bending dan juga tegangan kontakny setelah terlebih dahulu sebelumnya diberikan input momen sebesar 2500 lbf.in.

4.2.1 Hasil Simulasi Statis

Pada sub bab ini akan ditampilkan beberapa hasil dari simulasi statis yang telah dilakukan dan keseluruhan hasil simulasi statis pada diagram hasil simulasi statis. Hasil yang didapatkan dari simulasi ini adalah tegangan bending dan juga tegangan kontak. Tegangan bending didapatkan dari tegangan normal yang tegak lurus dengan tinggi gigi. Sedangkan tegangan kontak didapat dari *pressure* pada contact tool.

4.2.1.1 Straight Bevel Gear



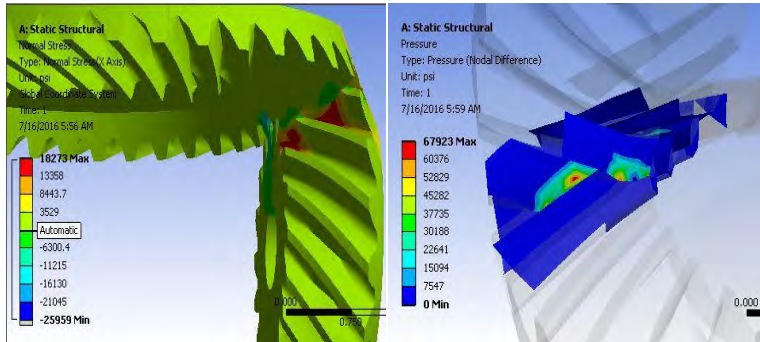
Gambar 4.1 Hasil simulasi statis *straight bevel gear*

Gambar 4.1 adalah hasil dari simulasi statis pada *straight bevel gear*. Simulasi statis pada *straight bevel gear* ini bertujuan

untuk mengetahui akurasi dari proses desain 3D yang dilakukan. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan bending maksimum pada straight bevel gear adalah 42788 psi, sedangkan tegangan kontak maksimum bernilai 166724 psi. jika di perhatikan, distribusi tegangan bending dan juga tegangan kontak terjadi gigi sepanjang gigi gear.

Terdapat perbedaan jika hasil simulasi statis diatas dibandingkan dengan hasil perhitungan analitis dimana didapatkan nilai tegangan bending sebesar 37.793 *psi* dan tegangan kontak sebesar 140072 psi. Apabila selisih antara hasil perhitungan dan simulasi statis diprosentasekan maka selisih yang terjadi adalah 10,4 % pada tegangan bending dan 7,4 % pada tegangan kontak. Dilihat dari nilai prosentase perbedaan yang terjadi , dapat dikatakan jika langkah-langkah desain dan meshing yang dilakukan sudah valid.

4.2.1.2 *Spiral Bevel Gear*



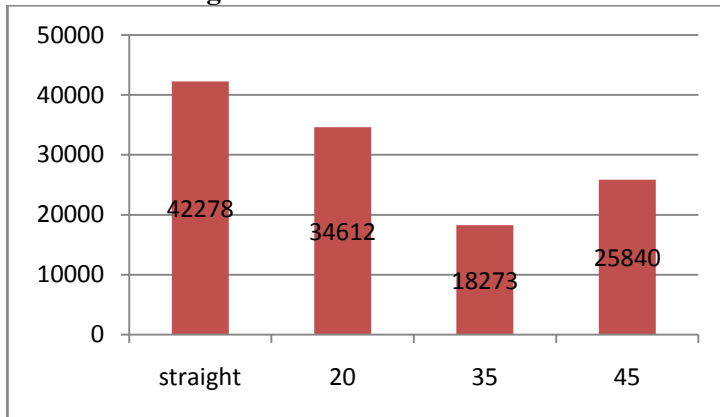
Gambar 4.2 Hasil simulasi statis *spiral bevel gear*

Gambar diatas adalah hasil simulasi statis spiral bevel gear dengan variasi sudut spiral 35 derajat. Nilai tegangan bending maksimum dan tegangan kontak maksimum yang terjadi masing-masing 18273 psi dan 67923 psi. Distribusi tegangan yang terjadi

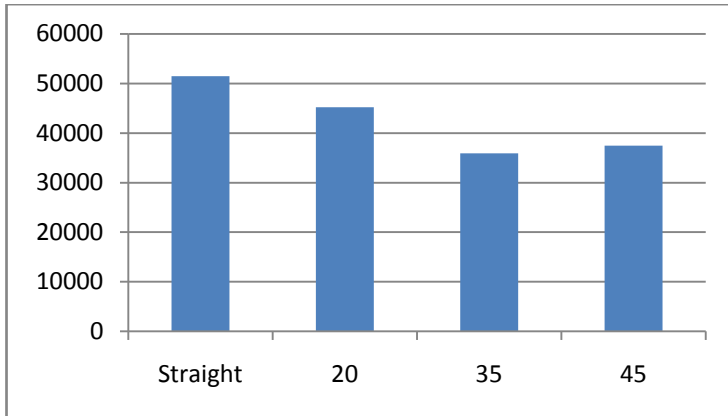
tidak sepanjang gigi akan tetapi terjadi tiga area luasan yaitu pangkal gigi awal kontak, bagian tengah gigi selanjutnya, dan ujung gigi di akhir kontak atau gigi ke 3 secara berurutan.

Nilai tegangan bending dan tegangan kontak maksimum yang terjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan hasil simulasi straight bevel gear. Hal ini terjadi karena area kontak pada *spiral bevel gear* lebih luas daripada *straight bevel gear*. Profil gigi melengkung pada spiral bevel gear ini tidak hanya membuat area kontak menjadi lebih luas, akan tetapi juga membagi distribusi kontak pada gigi lainnya. Untuk mengetahui pengaruh sudut spiral ini diperlukan beberapa pengujian dengan variasi sudut yang berbeda. Pada sub bab 2.2.2 akan ditampilkan hasil simulasi statis dengan variasi sudut spiral yang berbeda.

4.2.2 Perbandingan Hasil Simulasi Statis



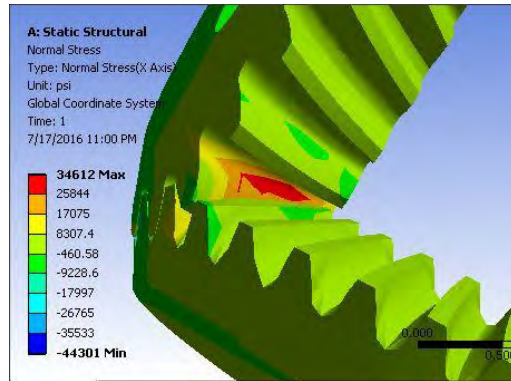
Gambar 4.3 Diagram Perbandingan Tegangan Bending Simulasi Statis



Gambar 4.4 Diagram Pebandingan Tegangan Kontak Simulasi Statis

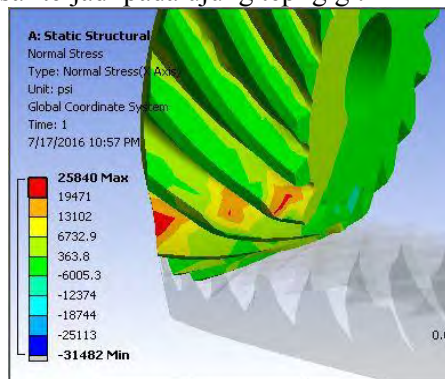
Gambar diatas adalah gambar diagram pebandingan tegangan kontak dan tegangan bending hasil simulasi statis. Jika diperhatikan kedua diagram tersebut mempunyai trend line yang sama dimana tegangan terbesar terjadi pada *straight bevel gear* dan semakin besar variasi sudut spiral tegangan semakin turun. Akan tetapi nilai tegangan justru naik pada spiral bevel gear dengan variasi sudut spiral 45 derajat. Nilai tegangan terkecil terjadi pada spiral bevel gear dengan variasi sudut spiral 35 derajat.

Penurunan yang cukup signifikan terjadi pada tegangan *spiral bevel gear* 35. Hal ini terjadi karena kelengkungan gigi 35 cukup besar yang mengakibatkan area kontak yang lebih luas dan terjadi pada lebih dari satu gigi. Pada spiral bevel gear 20 meskipun terjadi penurunan tegangan akan tetapi penurunan yang terjadi relatif kecil. Hal ini dikarenakan walaupun area kontaknya lebih luas karena adanya lengkung spiral, kontak gigi hanya terjadi pada satu gigi seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.5 dibawah ini.



Gambar 4.5 Distribusi Tegangan Bending Statis Spiral Bevel Gear 20

Sedangkan tegangan pada spiral bevel gear 45 justru terjadi kenaikan jika dibandingkan dengan spiral bevel gear 35 baik tegangan bending maupun tegangan kontakannya. Faktor yang sangat mungkin menyebabkan hal ini terjadi adalah gaya axial yang semakin besar seiring dengan bertambahnya sudut spiral. Seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.6 dimana tegangan bending terbesar terjadi pada ujung tepi gigi.



Gambar 4.6 Distribusi Tegangan Bending Statis *Spiral Bevel Gear 45*

Secara umum data hasil simulasi statis ini telah sesuai dengan dasar teori yang ada. *Spiral bevel gear* lebih kuat jika dibandingkan dengan *straight bevel gear* karena tegangan maksimum yang terjadi pada *spiral bevel gear* baik tegangan bending maupun tegangan kontakannya lebih kecil. Sehingga dengan dimensi yang sama spiral bevel gear mampu menahan beban torsi yang lbih besar.

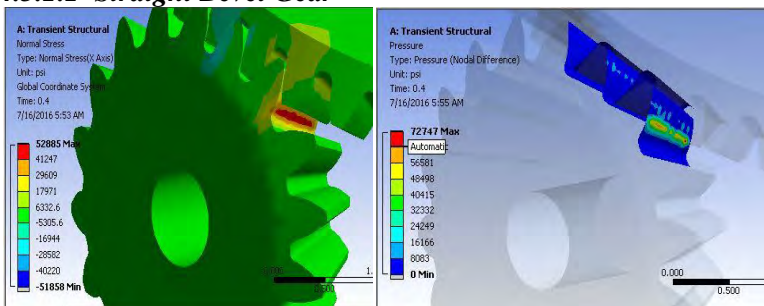
4.3 Simulasi Dinamis

Simulasi dinamis dilakukan untuk mengetahui kekuatan bevel gear terhadap beban dinamis. Pada simulasi ini digunakan model yang sama seperti yang digunakan pada simulasi statis. Perbedaan antara simulasi dinamis dan statis antara lain yaitu adanya fungsi waktu pada simulasi dinamis, gear dapat berputar, serta adanya input tambahan berupa kecepatan rotasi. Salah satu aplikasi bevel gear adalah digunakan pada transmisi kendaraan khususnya roda 4. Sehingga pada penelitian ini nilai torsi dan putaran pada penelitian ini diambil dari aplikasi bevel gear pada kendaraan diesel pada putaran rendah.

4.3.1 Hasil Simulasi Dinamis

Pada sub bab ini dibahas hasil dari simulasi dinamis yang dilakukan pada *straight bevel gear* dan juga *spiral bevel gear*.

4.3.1.1 *Straight Bevel Gear*

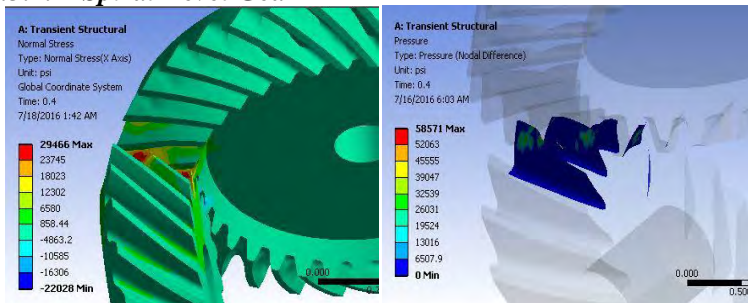


Gambar 4.7 Hasil Simulasi Dinamis *Straight Bevel Gear*

Gambar 4.7 adalah hasil simulasi dinamis dari straight bevel gear. Jika diperhatikan, distribusi tegangan bending dan juga tegangan kontak yang terjadi hampir sama dengan yang terjadi pada simulasi statis. Hanya saja area tegangan kontak sedikit lebih turun atau berada pada pitch linanya. Hal ini disebabkan karena pada simulasi dinamis ini terjadi gerakan dari gear dan juga pinion, sedangkan hasil yang ditampilkan diatas adalah hasil pada saat tegangan yang terjadi mencapai nilai maksimumnya.

Pada simulasi dinamis ini didapatkan nilai tegangan bending maksimum sebesar 52885 psi. nilai ini lebih besar jika dibandingkan dengan yang terjadi pada simulasi statis. Sedangkan tegangan kontak maksimum yang terjadi sebesar 72747 psi dimana nilai ini justru lebih kecil dari nilai tegangan kontak pada simulasi statis.

4.3.1.2 *Spiral Bevel Gear*



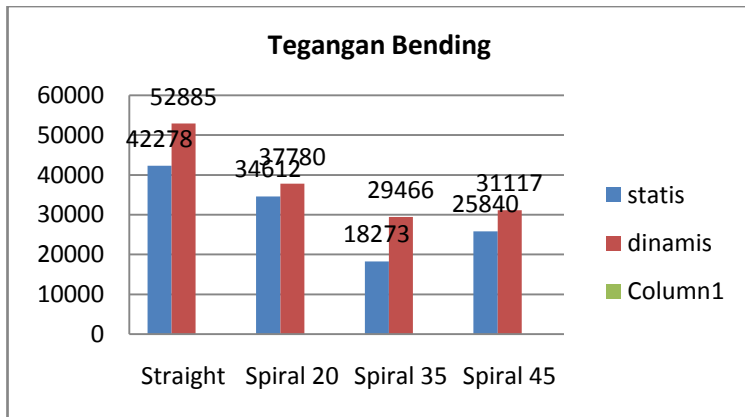
Gambar 4.8 Hasil Simulasi Dinamis *Spiral Bevel Gear*

Gambar diatas adalah gambar hasil simulasi dinamis spiral bevel gear dengan variasi sudut spiral 35. Nilai tegangan bending maksimum yang terjadi sebesar 29466 psi sedangkan nilai tegangan kontak maksimum yang terjadi sebesar 58571 psi. Pembahasan untuk hasil simulasi dinamis spiral bevel gear ini kurang lebih sama dengan sebelumnya jika dibandingkan dengan hasil simulasi dinamis straight bevel gear. Area kontak yang lebih luas pada spiral bevel gear menyebabkan tegangan maksimum

yang terjadi lebih kecil daripada straight bevel gear. Untuk pembahasan perbandingan simulasi statis dan dinamis di rangkum pada sub bab 4.3.2.

4.3.2 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dan Simulasi Statis

4.3.2.1 Tegangan Bending



Gambar 4.9 Diagram Perbandingan Tegangan Bending Simulasi Statis dan Simulasi Dinamis

Gambar di atas adalah diagram perbandingan tegangan bending antara simulasi statis dan simulasi dinamis. Jika diperhatikan kedua diagram mempunyai trenline yang sama. Tegangan bending terbesar pada simulasi statis terjadi pada straight bevel gear dengan nilai 42278 psi dan tegangan bending terkecil terjadi pada *spiral bevel gear* 35 dengan nilai 18273 psi. Sedangkan pada simulasi statis tegangan bending terbesar dan terkecil juga terjadi pada straight bevel gear dan *spiral bevel gear* 35 dengan nilai masing-masing 52885 psi dan 31117 psi.

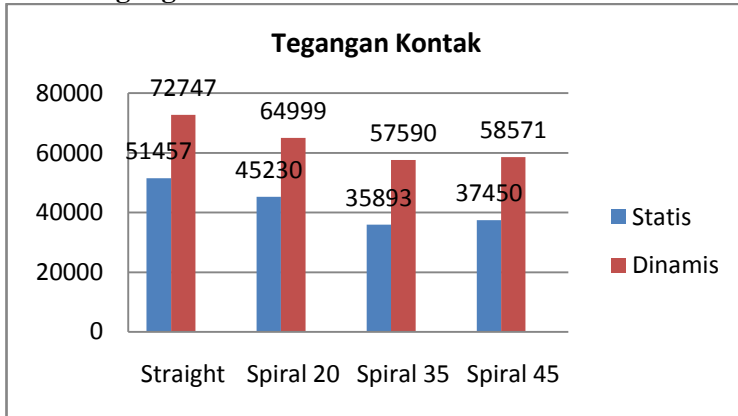
Secara keseluruhan nilai tegangan bending simulasi dinamis lebih besar daripada nilai simulasi statis. Hal ini terjadi karena adanya beban kejut yang terjadi pada simulasi dinamis.

Pada simulasi dinamis pinion yang diberikan beban berupa torsi sebesar 2500 lbf.in dan kecepatan rotasi 1000 rpm akan mendistribusikan torsi kepada gear melalui kontak gigi. Setelah akhir kontak dari gigi pinion terhadap gigi gear, gigi pinion tersebut akan kembali melakukan kontak pada gigi gear selanjutnya. Adanya celah dan juga jeda waktu antara akhir kontak menuju kontak baru inilah yang memungkinkan terjadinya beban kejut.

Berbeda dengan simulasi dinamis, pada simulasi statis tidak diberikan kecepatan rotasi. Selain itu tidak terjadinya gerakan dikarenakan bagian gear diberikan fixed support. Pada simulasi statis ini besar kecilnya tegangan juga sangat dipengaruhi pada assembly dari spasang bevel gear. Beban yang diberikan pada simulasi statis ini diberikan secara linear yaitu 0 psi hingga 2500 psi dalam waktu 1 detik. Sehingga pada simulasi statis ini tidak terjadi beban kejut, dan nilai tegangan yang terjadi lebih kecil jika dibandingkan simulasi dinamis.

Teori yang memperkuat alasan ini adalah berdasarkan perumusan AGMA tentang tegangan bending yaitu $\sigma_t = \frac{F_t K_o P K_s K_v K_m}{2d.bJ}$, dimana k_v merupakan koefisien dinamis. Semakin besar kecepatan rotasi gear, koefisien dinamis (k_v) ini juga semakin besar yang mengakibatkan tegangan bending menjadi semakin besar pula.

4.3.2.2 Tegangan Kontak



Gambar 4.10 Perbandingan Tegangan Kontak Simulasi Dinamis dan Simulasi Statis

Gambar di atas adalah diagram perbandingan tegangan kontak antara simulasi statis dan simulasi dinamis. Jika diperhatikan kedua diagram mempunyai trenline yang sama. Tegangan kontak terbesar pada simulasi statis terjadi pada *straight bevel gear* dengan nilai 166724 psi dan tegangan bending terkecil terjadi pada spiral bevel gear 35 dengan nilai 67923 psi. Sedangkan pada simulasi statis tegangan bending terbesar dan terkecil juga terjadi pada *straight bevel gear* dan *spiral bevel gear* 35 dengan nilai masing-masing 72747 psi dan 58590 psi.

Secara keseluruhan nilai tegangan kontak simulasi dinamis lebih besar daripada nilai simulasi statis. Hal ini terjadi karena adanya beban kejut yang terjadi pada simulasi dinamis. Pada simulasi dinamis pinion yang diberikan beban berupa torsi sebesar 2500 lbf.in dan kecepatan rotasi 1000 rpm akan mendistribusikan torsi kepada gear melalui kontak gigi. Setelah akhir kontak dari gigi pinion terhadap gigi gear, gigi pinion tersebut akan kembali melakukan kontak pada gigi gear selanjutnya. Adanya celah dan juga jeda waktu antara akhir

kontak menuju kontak baru inilah yang memungkinkan terjadinya beban kejut.

Berbeda dengan simulasi dinamis, pada simulasi statis tidak diberikan kecepatan rotasi. Selain itu tidak terjadinya gerakan dikarenakan bagian gear diberikan *fixed support*. Pada simulasi statis ini besar kecilnya tegangan juga sangat dipengaruhi pada assembly dari pasang bevel gear. Beban yang diberikan pada simulasi statis ini diberikan secara linear yaitu 0 psi hingga 2500 psi dalam waktu 1 detik. Sehingga pada simulasi statis ini tidak terjadi beban kejut, dan nilai tegangan yang terjadi lebih kecil jika dibandingkan simulasi dinamis.

Teori yang memperkuat alasan ini adalah berdasarkan perumusan AGMA tentang tegangan kontak yaitu $\sigma_c = p_h (K_a K_s K_m K_v)^{1/2}$, dimana k_v merupakan koefisien dinamis. Semakin besar kecepatan rotasi gear, koefisien dinamis (k_v) ini juga semakin besar yang mengakibatkan tegangan kontak menjadi semakin besar pula.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

LAMPIRAN

Tabel Nilai Backlash [6]

Tooth Size Range		Backlash for Low Accuracy		Backlash for High Accuracy	
Module, m_t	Diametral Pitch, P_d	mm	in.	mm	in.
25-20	1.00-1.25	1.14-1.65	0.045-0.065	0.51-0.76	0.020-0.030
20-17	1.25-1.50	0.89-1.40	0.035-0.055	0.46-0.66	0.018-0.026
17-14	1.50-1.75	0.63-1.10	0.025-0.045	0.41-0.56	0.016-0.022
14-12	1.75-2.00	0.51-1.00	0.020-0.040	0.36-0.46	0.014-0.018
12-10	2.00-2.50	0.46-0.76	0.018-0.030	0.30-0.41	0.012-0.016
10-8.5	2.50-3.00	0.38-0.63	0.015-0.025	0.25-0.33	0.010-0.013
8.5-7.2	3.00-3.50	0.30-0.56	0.012-0.022	0.20-0.28	0.008-0.011
7.2-6.3	3.50-4.00	0.25-0.51	0.010-0.020	0.18-0.22	0.007-0.009
6.3-5.1	4.00-5.00	0.20-0.41	0.008-0.016	0.15-0.20	0.006-0.008
5.1-4.2	5.00-6.00	0.15-0.33	0.006-0.013	0.13-0.18	0.005-0.007
4.2-3.1	6.00-8.00	0.13-0.25	0.005-0.010	0.10-0.15	0.004-0.006
3.1-2.5	8.00-10.00	0.10-0.20	0.004-0.008	0.076-0.127	0.003-0.005
2.6-1.6	10.00-16.00	0.076-0.127	0.003-0.005	0.051-0.102	0.002-0.004
1.6-1.2	16.00-20.00	0.051-0.102	0.002-0.004	0.025-0.076	0.001-0.003

Lewis Factor

Table 10-2 Values for Lewis Form Factor

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.555	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.032	0.396	0.126	0.509	0.062	0.572	0.183

Lewis factor (lanjutan)

No. of Teeth —	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.139	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- Secara keseluruhan *spiral bevel gear* lebih kuat daripada *straight bevel gear* pada dimensi dan beban yang sama jika dilihat dari lebih kecilnya tegangan bending dan tegangan kontak maksimum yang terjadi.
- Tegangan terbesar terjadi pada jenis *straight bevel gear* dengan nilai tegangan bending sebesar 52885 psi serta tegangan kontak 72747 psi pada simulasi dinamis.
- Variasi sudut *spiral* 35 mempunyai nilai tegangan terkecil baik dari tegangan bending maupun tegangan kotaknya yaitu sebesar 29466 psi tegangan bending dan 57590 psi tegangan kontak pada simulasi dinamis.
- Selisih tegangan bending dinamis yang terjadi antara *spiral bevel gear 35* dan *straight bevel gear* sebesar 23419 psi
- Selisih tegangan kontak dinamis yang terjadi antara *spiral bevel gear 35* dan *straight bevel gear* sebesar 15157 psi
- Semakin besar sudut *spiral* tegangan yang terjadi semakin kecil karena semakin luasnya area kontak. Akan tetapi pada sudut *spiral* tertentu akan terjadi kenaikan tegangan dikarenakan gaya axial yang semakin besar.

5.2 Saran

Adapun saran dari hasil penelitian ini antara lain adalah sebagai berikut :

- Perlu adanya penelitian tentang perbandingan kekuatan spiral bevel gear ini dengan berbagai dimensi yang berbeda sehingga ada kemungkinan akan didapatkan koefisien sudut spiral.
- Untuk melakukan simulasi statis pada satu set gear, diperlukan ketelitian lebih pada proses assembly gear tersebut.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] G.M. Maitra, 2001. Hand Book of Gear Design Second Edition, Tata McGrawHill, New Delhi.
- [2] Deutschman, Aaron D. 1975. Machine Design: Theory and Practice. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- [3] ANSYS, Inc., 2012, ANSYS STATIC STRUCTURAL Theory Guide.
- [4] Baker J. Reynolds J. and Tecce, S.(2011). Parametric Design of a *SpiralGear* Process. Major Qualifying Report: JMS-1102 Worcester Polytechnic Institute.
- [5] Ratnadeepsinh M.and Dipeshkumar M.(2013). Bending Stress Analysis of *BevelGears*.International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol. 2, Issue 7.
- [6] Dudley, Darle W, 1984, “Gear Tooth Design” in : nGear Handbook. McGrawHill Inc, USA.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

RIWAYAT PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap Deta Rachmat Andika. Lahir di Kediri pada tanggal 8 Agustus 1992. Penulis yang merupakan anak pertama dari pasangan Sudarmiko dan Suryani ini mengawali pendidikannya di TK ABA Gempolan, SDN Gempolan 1 Kabupaten Kediri, kemudian melanjutkan ke SMPN 1 Kota Kediri tahun 2005. Setelah lulus dari SMPN 1 Kota Kediri pada tahun 2008 penulis melanjutkan pendidikannya ke SMAN 2 Kota Kediri. Kemudian setelah lulus dari SMAN 2 Kota Kediri pada tahun 2011, penulis melanjutkan studi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Jurusan Teknik Mesin, Bidang Studi Desain. Semasa kuliah di Jurusan Teknik Mesin penulis aktif dalam berbagai kepanitiaan dan organisasi. Penulis pernah aktif sebagai kepala biro usaha internal departemen kewirausahaan Himpunan Mahasiswa Mesin FTI-ITS pada periode 2013-2014. Email penulis detarachmat@gmail.com.