



TUGAS AKHIR - TM141585

PERANCANGAN FLEXIBLE FIXTURE DENGAN BANTUAN SOFTWARE AUTODESK INVENTOR

RISMU LANDUNG GUMILANG
NRP 2114 105 041

Dosen Pembimbing
Ir. Sampurno, MT

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017



TUGAS AKHIR - TM141585

DESIGN OF FLEXIBLE FIXTURE USING AUTODESK INVENTOR SOFTWARE

RISMU LANDUNG GUMILANG
NRP 2114 105 049

Advisor Lecturer
Ir. Sampuno, MT

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

PERANCANGAN *FLEXIBLE FIXTURE* DENGAN BANTUAN *SOFTWARE AUTODESK INVENTOR*

Nama Mahasiswa : Rismu Landung Gumilang
NRP : 2114105041
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Sampurno, MT

Abstrak

Peran penting bidang industri dalam dunia perdagangan dapat memberikan dampak yang besar dalam kesejahteraan kehidupan masyarakat. Dalam dunia industri para produsen bersaing untuk memberikan hasil produksi dengan kualitas geometris produk yang baik dengan waktu produksi yang singkat. Pada penelitian ini akan dirancang bagian konstruksi flexible fixture, flexible fixture merupakan alat pencekam dan sekaligus alat yang dapat digunakan untuk mengarahkan benda kerja menuju proses pengerjaan, flexible fixture ini dapat bergerak secara otomatis seperti bergerak miring dan berputar. Flexible fixture dapat digunakan pada mesin bor, mesin frais, mesin EDM, mesin CNC milling dan lain sebagainya.

Dalam menganalisa konstruksi flexible fixture menggunakan bantuan software Autodesk Inventor terbagi dalam dua tahap. Tahap pertama membuat desain awal dalam bentuk 3D. Tahap awal dalam pembuatan desain flexible fixture adalah membuat part design. Tahap selanjutnya proses assembly, pada tahap ini dilakukan untuk menggabungkan part design tersebut menjadi satu. Pada tahap kedua penentuan material serta analisa konstruksi flexible fixture menggunakan stress analysis pada menu yang terdapat dalam fitur Autodesk Inventor. Stress analysis digunakan untuk menganalisa dan menentukan nilai tegangan yang terjadi pada desain flexible fixture.

Dengan pemberian beban sebesar 1000 N, hasil analisa menggunakan software Autodesk Inventor didapatkan hasil dari nilai tegangan von Misses stress analysis sebesar 26,36 MPa.

Hasil analisa perhitungan manual nilai Maksimum Normas Stress Theory sebesar 22,52 MPa. Dari semua nilai tegangan maksimum yang didapat dari hasil pengujian memiliki nilai lebih kecil dari tegangan maksimum material yang diizinkan sebesar 345 MPa. Maka desain dan konstruksi bisa dikatakan aman dan mampu menahan berat dari benda kerja serta gaya pada proses permesianan.

Kata kunci : flexible fixture, stress analysis, Autodesk inventor.

DESIGN OF FLEXIBLE FIXTURE USING AUTODESK INVENTOR SOFTWARE

Name : Rismu Landung Gumilang
NRP : 2114105041
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor Lecturer : Ir. Sampurno, MT

Abstract

The important role industry in the world trade can provide great impact for people social life. In industry, producers are competing to provide the result of the production with the geometric qualities of a good quality product with a short production time. In this research will designed part of flexible fixture construction, flexible a fixture is a great tool can use in the machining process, flexible fixture can be moved automatically like moving and rotating. Flexible fixture can be used in the drill, frais machine, edm machine, cnc milling and others.

In analysis construction of flexible a fixture using autodesk inventor software is divided into two stages. The first step is creating initial design in 3D. The early stage in making design of flexible a fixture is make a part design. The next stage is assembly, in this process is combining part to the part design. In the second stage is analysis of construction and determination of material flexible fixture using stress analysis in autodesk inventor menu. Stress analysis used to analyzes and determine the value of stress in fixture flexible design.

With a load of 1000 N, the results of the analysis uses software autodesk inventor obtained a result value of von misses stress analysis is 26,36 MPa. The results of the manual analysis calculation, maximum score normal stress theory is 22,52 MPa. Of all value maksimum stress analysis smaller than maximum stress material allowed by 345 MPa. So the design and construction can be safe and able to withstand the weight of workpiece and style at machining process.

Keyword : flexible fixture, stress analysis, Autodesk inventor.

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan rasa syukur kepada Allah SWT, maka Tugas Akhir dengan judul “**PERANCANGAN FLEXIBLE FIXTURE DENGAN BANTUAN SOFTWARE AUTODESK INVENTOR**” telah selesai disusun dalam rangka memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin – Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember – Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis menyadari bahwa penyusunan ini tidak akan berhasil apabila tanpa ada bimbingan, bantuan, dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua tercinta (**Miono dan Sumarsih**) yang selalu memberi restu, nasihat, do’a dan dukungan.
2. Bapak **Ir. Sampurno, MT**, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak **Dr. Ir. Bustanul Arifin Noer, M.Sc., MSc, Dimny Harnany, ST., MSc, Ari Kurniawan Samputra, ST., MT.** selaku dosen penguji yang banyak memberikan masukan dan saran demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.
4. Bapak **Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng, Ph.D.** selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Ibu **Moch Solichin ST., MT.** selaku dosen wali.
6. Seluruh Bapak dan Ibu dosen S-1 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah membimbing penulis selama duduk di bangku perkuliahan.
7. **Abah Slamet, Alfau Fauzi, Adi Susanto, dan Alvyvan Havif** terimakasih atas bantuan dalam pengerjaan alat dan sebagai partner dalam kelompok Flexible Fixture.
8. **Teman-teman lintas jalur angkatan 2014**, terima kasih atas do’a dan dukungannya, semoga persahabatan dan kebersamaan kita tetap utuh selamanya.

9. **Teti Purwaning Tyas, Mas jon, Rizky Wira, Bellatrix Khairunisa** yang selalu siap membantu, memberi hiburan dan selalu menyemangati.
10. **Wahyu Agung, Lukman Sari Wahid, Tegar Yudha, Thoriq Azzam, Mardika Rizky, Galang Toro, Hilmi Ahmad, Puguh Geger Panuluh, Abdurrahman Prasetya** terima kasih atas do'a dan dukungannya.

Penulis menyadari bahwa tidak ada yang sempurna di dunia ini, demikian juga dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, dengan segala kerendahan hati penulis mengharapkan kritik dan saran dari pembaca untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua, Amin.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengesahan.....	iii
Abstrak.....	iv
<i>Abstract</i>	vi
Kata Pengantar.....	viii
Daftar Isi.....	x
Daftar Gambar.....	xiv
Daftar Tabel.....	xviii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan perencanaan.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematikan Penulisan.....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKAN DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka.....	5
2.2 Dasar Teori.....	6
2.2.1 Cara kerja <i>flexible fixture</i>	7
2.2.2 Roda Gigi.....	7
2.2.3 Worm gear.....	8
2.2.4 Poros.....	12
2.2.5 Maksimum Normal Stress (MNST).....	14
2.2.6 Maksimum Shear Stress (MSST).....	14
2.2.7 Pasak.....	15
2.2.8 Bantalan.....	16
2.2.9 Motor DC.....	17
2.2.10 Toleransi.....	18

BAB III METODOLOGI PERENCANAAN

3.1 Diagram Alir Perancangan <i>Flexible fixture</i>	23
3.2 Analisa Konstruksi <i>Flexible Fixture</i>	26
3.2.1 Analisa Perhitungan Manual	26
3.2.2 Analisa <i>Software Autodesk Inventor</i>	27

BAB IV PERENCANAAN *FLEXIBLE FIXTURE*

4.1 Perencanaan Komponen	33
4.1.1 Bottom Plate.....	36
4.1.2 Plat penyangga samping kanan	36
4.1.3 Plat Penyangga Samping kiri	37
4.1.4 Poros Samping.....	38
4.1.5 Poros Tengah	38
4.1.6 <i>Worm Gear</i>	39
4.1.7 <i>Cover Plate</i>	40

BAB V ANALISA *FLEXIBLE FIXTURE*

5.1 Analisa <i>Flexible Fixture</i> Prhitungan Manual	42
5.1.1 Pemilihan Motor	42
5.1.2 Perancangan <i>Worm Gear</i>	45
5.1.2.1 Data-data.....	45
5.1.2.2 Analisa Data.....	46
5.1.2.3 Analisa Gaya Pada Gear	46
5.1.2.4 Analisa <i>Worm Gear</i> (Metode Lewis)	47
5.1.2.5 Analisa <i>Worm Gear</i> (Metode Buckingham) ..	48
5.1.3 Perencanan Poros	
5.1.3.1 Data yang dibutuhkan.....	49
5.1.3.2 Skema Gambar.....	50
5.1.3.3 Gaya Tumpuan Dan Bidang Momen.....	51
5.1.3.4 Menentukan Harga Momen Total	56
5.1.3.5 Menentukan Diametr Poros	56
5.1.4 Perencanaan Pasak.....	58
5.1.5 Perencanaan Bantalan.....	60
5.1.6 Analisa Gaya Internal.....	62
5.1.6.1 Shear Momen Diagram.....	63

5.1.6.2 Menghitung Momen Dan Gaya Geser.....	65
5.1.6.3 <i>Maksimum Normal Stress</i> (MNST).....	67
5.1.6.3 <i>Maksimum Shear Stress</i> (MSST).....	67
5.2 <i>Analisa Software Autodesk Inventor</i>	70
5.2.1 <i>Analisa Flexible fixture Assembly</i>	70
5.2.1.1 <i>Von Misses Stress Analysis</i>	70
5.2.1.2 <i>1st Principal Stress Analysis</i>	71
5.2.1.3 <i>3rd Principal Stress Analysis</i>	72
5.2.2 <i>Analisa Komponen Flexible Fixture</i>	73
5.2.2.1 Poros Samping	74
5.2.2.2 Poros Tengah	76
5.2.2.3 Plat Penyangga Samping Kanan	79
5.2.2.4 Plat Penyangga Samping Kiri	82
5.2.2.5 <i>Cover Plate</i>	85
5.2.2.6 Piringan Cakram	88

BAB VI EVALUASI HASIL DAN ANALISA

6.1 Hasil Analisa Manual	94
6.1.1 Analisa tanpa Benda Kerja	94
6.1.2 Analisa Dengan Benda Kerja	94
6.2 Hasil Analisa <i>Software Autodesk Inventor</i>	95
6.2.1 Analisa Dengan Benda Kerja	95
6.2.2 Analisa tanpa Benda Kerja	96
6.3 Analisa Komponen <i>Flexible Fixture</i>	97

BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN

7.1 Kesimpulan.....	99
7.2 Saran	100

DAFTAR PUSTAKA LAMPIRAN

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	<i>Road map flexible fixture</i>	2
Gambar 2.1	Contoh desain <i>Flexible Fixture</i>	6
Gambar 2.2	<i>Worm gear</i>	9
Gambar 2.3	Poros.....	12
Gambar 2.4	Pasak.....	16
Gambar 2.5	Motor DC.....	9
Gambar 2.6	Toleransi Kebulatan.....	19
Gambar 2.7	Toleransi Kesilondrisan.....	20
Gambar 2.8	Toleran Kelurusan.....	20
Gambar 2.9	Toleransi Kesejajaran.....	21
Gambar 2.10	Toleransi Ketagaklurusan.....	22
Gambar 3.1	Gambar diagram alir (<i>flow chart</i>) utama.....	24
Gambar 3.2	Alir proses analisa dengan perhitungan manual..	26
Gambar 3.3	Alir proses pembuatan <i>part design</i>	28
Gambar 3.4	Menu <i>part design autodesk inventor</i>	28
Gambar 3.5	Contoh pemodelan <i>part design Flexible Fixture</i>	29
Gambar 3.6	Diagram alir analisa <i>software autodesk inventor</i>	30
Gambar 4.1	Desain <i>Flexible fixture</i>	33
Gambar 4.2	Rancangan 3D <i>flexible fixture</i> posisi 90^0	35
Gambar 4.3	Rancangan 3D <i>flexible fixture</i> posisi 60^0	35
Gambar 4.4	Komponen <i>Bottom Plate</i>	36
Gambar 4.5	Plat Penyangga Samping.....	37
Gambar 4.6	Plat Penyangga Samping.....	37
Gambar 4.7	Poros Samping.....	38
Gambar 4.8	Poros Tengah.....	39
Gambar 4.9	<i>Worm Gear</i>	40
Gambar 4.10	<i>Cover plate</i>	40
Gambar 5.1	Torsi yang terjadi pada motor.....	43
Gambar 5.3	Reaksi tumpuan part 2.....	44
Gambar 5.4	Skema Gambar.....	50
Gambar 5.5	Reaksi bidang vertical.....	51

Gambar 5.6 <i>free body digram</i> bidang vertikal	52
Gambar 5.7 Diagram momen vertical.....	53
Gambar 5.8 Reaksi bidang Horizontal.....	54
Gambar 5.9 Free body diagram	55
Gambar 5.10 Diagram momen horozontal.....	56
Gambar 5.11 Gaya-gaya Internal.....	63
Gambar 5.12 Diagram momen	64
Gambar 5.13 Diagram Shear.....	66
Gambar 5.14 Diagram momen bending.....	67
Gambar 5.15 <i>Von misses stress Analysis</i>	71
Gambar 5.16 <i>1st Principal Stress Analysis</i>	72
Gambar 5.17 <i>3rd Principal Stress Analysis</i>	73
Gambar 5.18 <i>Von misses stress</i> poros samping	74
Gambar 5.19 <i>1st Principal Stress</i> poros samping	75
Gambar 5.20 <i>3rd Principal Stress</i> poros samping	76
Gambar 5.21 <i>Von misses stress</i> poros tengah	77
Gambar 5.22 <i>1st Principal Stress</i> poros tengah.....	78
Gambar 5.23 <i>3rd Principal Stress</i> poros tengah.....	79
Gambar 5.24 <i>Von misses stress</i> plat penyangga kanan	80
Gambar 5.25 <i>1st Principal Stress</i> plat penyangga kanan.....	81
Gambar 5.26 <i>3rd Principal Stress</i> plat penyangga kanan.....	82
Gambar 5.27 <i>Von misses stress</i> plat penyangga kiri.....	83
Gambar 5.28 <i>1st Principal Stress</i> plat penyangga kiri.....	84
Gambar 5.29 <i>3rd Principal Stress</i> plat penyangga kiri.....	85
Gambar 5.30 <i>Von misses stress cover plate</i>	86
Gambar 5.31 <i>1st Principal Stress cover plate</i>	87
Gambar 5.32 <i>3rd Principal Stress cover plate</i>	88
Gambar 5.33 <i>Von misses stress</i> Piringan cakram	89
Gambar 5.34 <i>1st Principal Stress</i> Piringan cakram	90
Gambar 5.35 <i>3rd Principal Stress</i> Piringan cakram	91

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 5.1	Perhitungan <i>Worm Gearset</i>	49
Tabel 5.2	Perencanaan Poros	58
Tabel 6.1	Hasil analisa pada komponen <i>flexible fixture</i>	99

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

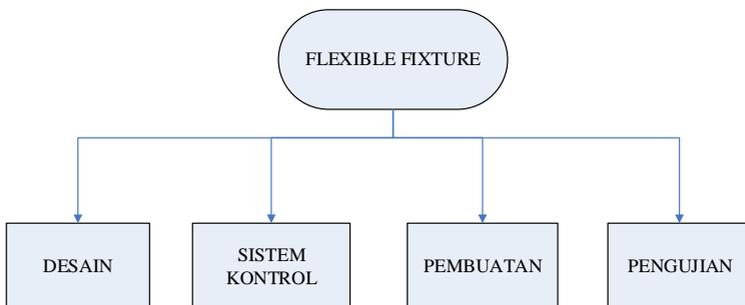
1.1 Latar Belakang

Dalam bidang industri mesin produksi sangat berperan penting untuk menghasilkan barang dengan kualitas yang baik. Sebuah mesin dengan teknologi yang baik akan menghasilkan barang yang baik dan proses produksi akan menjadi lebih cepat. Perkembangan teknologi pada dunia industri masa kini sangat pesat dimana dalam hal tersebut memaksa kita untuk ikut mengembangkannya. Industri berperan penting dalam sektor perdagangan hal tersebut memberikan efek yang cukup besar dalam kehidupan dan kesejahteraan masyarakat.

Salah satu alat yang dapat digunakan dalam sebuah proses produksi yang bergerak dalam dalam bidang manufaktur adalah *flexible fixture*. Alat ini biasanya digunakan pada mesin milling (*milling machine*), mesin bor (*drilling machine*), mesin EDM (*Electrical Discharge Machines*) dll. Dengan memakai alat tersebut diharapkan dapat membantu proses produksi menjadi lebih cepat dan dapat menghemat waktu. *Flexible fixture* memiliki gerakan 3 *axis* yaitu dapat berputar serta bisa bergerak miring ke kanan dan ke kiri. Penggunaan *microcontroller* sebagai alat untuk mengatur gerakan dari *flexible fixture* dapat membantu dan mempermudah pengerjaan, operator mesin tidak perlu melakukan pengaturan secara manual karena pengaturan gerakan alat diatur dengan cara memasukkan program dari komputer sesuai dengan putaran atau sudut yang diinginkan. Dengan adanya sistem kontrol pada *flexible fixture* diharapkan proses pengerjaan benda kerja dapat presisi serta bisa mempercepat dan mempermudah pengerjaan benda kerja. *Flexibile fixture* yang telah dibuat sebelumnya memiliki dimensi yang kurang sesuai antara meja pada mesin dengan mata bor pada mesin bor atau pahat pada mesin *frais* sehingga pada saat *flexible fixture* digunakan akan sulit untuk memasangkannya pada peralatan

mesin bor, mesin *frais* dan mesin EDM. Pada *flexible fixture* yang dibuat sebelumnya juga tidak memiliki sitem pengunci, sehingga pada saat *flexible fixture* mendapatkan beban pada saat proses permesinan hanya mengandalkan *worm gear* sebagai pengganti pengunci untuk menahan beban. Maka dalam hal ini akan dirancang *flexible fixture* dengan desain yang lebih baik dan memiliki dimensi yang lebih sesuai antara jarak pahat dan meja kerja. *Felxible fixture* yang akan dirancang kali ini juga akan ditambahkan sistem pengunci yang akan membantu *flexible fixture* untuk menahan beban permesinan, sehingga kerja dari *worm gear* untuk menahan beban permesinan akan berkurang dan usia dari *worm gear* akan lebih lama.

Apabila penggunaan alat ini mampu diterapkan dalam setiap proses industri manufaktur, maka proses produksi akan menjadi lebih cepat dan membuat biaya produksi menjadi lebih rendah. Jika biaya produksi menjadi lebih rendah perusahaan akan mendapatkan keuntungan yang lebih besar dan dapat membuat industri manufaktur menjadi lebih berkembang. Dalam pembuatan *flexible fixture* ini dibagi menjadi 4 tahapan seperti pada gambar 1.1 yaitu desain, sistem kontrol, proses pembuatan dan pengujian.



Gambar 1.1 Road map flexible fixture

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Bagaimana mendesain *flexible fixture* dengan konstruksi yang baik disertai sistem pengunci gerakan.
- Bagaimana menganalisa konstruksi *flexible fixture* dengan bantuan *software Autodesk inventor*.

1.3 Tujuan Perencanaan

Tujuan dalam penyusunan perencanaan adalah sebagai berikut :

- Mendesain *flexible fixture* dengan konstruksi yang baik disertai dengan sistem pengunci gerakan.
- Menganalisa konstruksi *flexible fixture* dengan bantuan *software Autodesk inventor* agar mendapatkan konstruksi dengan kualitas yang baik dan aman.

1.4 Manfaat Perencanaan

Manfaat yang didapatkan dari penulisan perencanaan ini adalah sebagai berikut:

- Mendapatkan desain *flexible fixture* yang sesuai dengan langkah kerja mesin pada umumnya.
- Membuat sistem pengunci *flexible fixture* sehingga dapat bekerja secara optimal dan efisien.
- Menghasilkan produk dengan kualitas geometri yang baik.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang dipakai dalam permasalahan ini adalah sebagai berikut:

- *Flexible fixture* hanya memiliki gerakan 3 *axis*.
- Pembahasan hanya meliputi desain dan konstruksi.
- Analisa konstruksi hanya menggunakan *software Autodesk inventor 2016*

1.6 Sitematika Penulisan

- Bab 1 Pendahuluan
Pada bab 1 menjelaskan tentang latar belakang dari tinjauan secara umum, perencanaan, perumusan masalah, tujuan perencanaan, manfaat perencana, batasan-batasan masalah serta sistematika penulisan.
- Bab 2 Tinjauan Pustaka
Pada Bab 2 berisi tentang uraian tinjauan pustaka yang mendukung penulisan serta sebagai acuan yang dapat digunakan dalam pengerjaan *flexible fixture*.
- Bab 3 Metodologi Perencanaan
Pada Bab 3 berisi tentang uraian langkah-langkah yang dilakukan dalam perencana dan analisa perhitungan *flexible fixture*.
- Bab 5 Pembahasan dan Analisa
Pada bab 5 ini akan menjelaskan tentang cara kerja dari *flexible fixture*, komponen-komponen penyusun *flexible fixture* dan analisa terhadap gaya-gaya yang bekerja pada *flexible fixture* menggunakan perhitungan manual dan *software*.
- Bab 6 Analisa *Flexible Fixture* dengan menggunakan *software Autodesk inventor*
Bab ini membahas tentang pengujian bagian komponen-komponen *flexible fixture* dengan menggunakan bantuan *software Autodesk inventor*.
- Bab 7 Evaluasi analisa Flexible Fixture
Pada bab 5 membahas tentang rangkuman hasil dari analisa dengan perhitungan manual dan perhitungan dengan *software*.
- Bab 8 Kesimpulan dan Saran
Bab 8 berisi tentang kesimpulan dan saran yang didapat dari perbandingan analisa perhitungan manual dengan analisa menggunakan *software* dengan dilengkapi beberapa saran.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

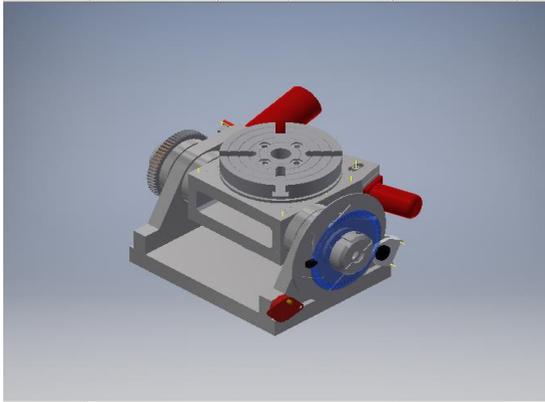
2.1 Tinjauan Pustaka

Perencanaan dan penelitian tentang *flexible fixture* sudah pernah dilakukan sebelumnya yaitu oleh, Ade Indayana, [1]. Namun dalam hasil tugas akhir tersebut masih terdapat bagian-bagian dari *flexible fixture* yang masih belum bekerja secara optimal sehingga dibutuhkan penyempurnaan dari alat tersebut agar dapat bekerja dengan baik. Konsep dasar dari *flexible fixture* tersebut didapat dari penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Mario Agung, [2] perancangan *fixture* untuk mesin EDM *wire cutting*. Konsep yang dilakukan oleh saudara Mario Agung adalah membuat *fixture* dalam bentuk dan ukuran yang kecil, karena bertujuan untuk mencekam benda kerja yang berukuran kecil agar mudah dalam pengerjaan benda kerja dengan menggunakan mesin EDM.

Dalam dunia industri terutama dalam bidang manufaktur yang berbasis pesanan (*make to order*), penggunaan *flexible fixture* sangat dibutuhkan. Pemakaian *flexible fixture* dalam proses manufaktur menjadi sebuah alternatif untuk mengurangi *time set up* dalam mempersiapkan sebuah proses pemesinan.

Dalam perancangan sebelumnya *flexible fixture* masih belum dilengkapi dengan sistem pengunci sehingga pada saat *flexible fixture* dikenai beban masih terdapat sedikit perubahan posisi pada benda kerja. Pada alat sebelumnya sistem pengunci hanya mengandalkan kekuatan dari *worm gear*, dimana *worm gear* tersebut menahan beban dari proses pemesinan. Dalam permasalahan tersebut usia dari *worm gear* tidak akan lama karena beban yang harus ditumpu oleh *worm gear* terlalu besar. Maka untuk mengatasi permasalahan tersebut dibutuhkan *flexible fixture* dengan desain yang lebih baik agar *flexible fixture* dapat bekerja dengan baik. Pada alat sebelumnya alat penggerak menggunakan motor *stepper*, dimana ketelitian sudut motor *stepper* yang kurang baik. Sehingga untuk mengatasi permasalahan tersebut digunakanlah motor *servo* yang

memiliki ketelitian sudut yang lebih baik. Sehingga diharapkan dengan menggunakan motor *servo* akan mendapatkan hasil pengerjaan benda kerja dengan ketelitian yang baik. Pada *flexible fixture* ini dilengkapi dengan sistem pengunci yaitu rem cakram, dengan menggunakan rem cakram sebagai pengunci diharapkan mampu menahan beban pada saat proses permesinan dengan baik. Dalam pembuatan desain yang baru diharapkan biaya produksi yang dikeluarkan untuk membuat *flexible fixture* akan lebih sedikit dari pada alat sebelumnya. Gambar 2.1 merupakan contoh desain awal dari *flexible fixture* yang akan dirancang.



Gambar 2.1 Contoh desain *Flexible Fixture*

2.2 Dasar Teori

Flexible fixture merupakan sebuah alat pencekam yang biasa digunakan dalam sebuah proses permesinan. *Flexible fixture* bisa digunakan pada mesin bor, mesin *frais* dan mesin EDM. *Flexible fixture* merupakan alat pencekam yang bisa bergerak secara *flexible*, dimana gerakan yang dapat dilakukan oleh *flexible fixture* seperti berputar serta bergerak miring ke kanan dan miring ke kiri. Penggunaan *micro controller* sebagai pengatur gerakan dari *flexible fixture* dapat mempermudah dalam mengatur

gerakan *flexible fixture* sehingga pengaturan sudut bisa lebih presisi.

2.2.1 Cara Kerja *Flexible Fixture*

1. Pertama sebelum melakukan proses pemesinan, *flexible fixture* diletakkan pada mesin bor atau mesin *milling* sesuai dengan kebutuhan.
2. Membuat program controller sebagai pengatur gerakan *flexible fixture* pada komputer sesuai dengan kemiringan sudut atau putaran yang dibutuhkan.
3. Meletakkan benda kerja pada *flexible fixture* dengan mengunci benda kerja dengan *fixture* yang ada pada *flexible fixture*.
4. Setelah benda sudah dikunci maka proses pemesinan bisa dikaukan. *Flexible fixture* akan bekerja sesuai dengan program yang telah diberikan pada *micro controller*.

Dalam hal ini pengaturan koordinat untuk gerakan *flexible fixture* yang diatur pada program *micro controller* menggunakan komputer sangat penting. Program yang di-input pada *microcontroller* mempengaruhi gerakan pada *flexible fixture* sehingga dalam hal tersebut berpengaruh juga pada kualitas produk yang akan dihasilkan. Maka dari itu dalam menginput program pada *micro controller* harus benar-benar teliti agar produk yang dihasilkan sesuai dengan yang diinginkan.

2.2.2 Roda Gigi

Transmisi daya adalah Alat bantu untuk menyalurkan/memindahkan daya dari sumber daya (motor bakar, turbin gas, motor listrik, dsb) ke mesin yang membutuhkan daya (pompa, kompresor, mesin produksi dll). Secara umum transmisi di bedakan menjadi 2 yaitu :

1. Transmisi langsung (*direct transmission*)

Sistem ini biasa disebut dengan transmisi roda gigi, karena cara kerjanya kontak secara langsung antara elemen poros penggerak dengan yang digerakan. Roda gigi digunakan untuk mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat serta jarak yang relatif pendek.

2. Transmisi tak langsung (*indirect transmission*)

Pada transmisi ini tidak terjadi kontak elemen poros dengan poros yang digerakkan melainkan melalui elemen suatu transmisi yang menghubungkan kedua poros.

Dalam penelitian kali ini transmisi yang digunakan adalah transmisi langsung. Roda gigi adalah bagian dari mesin yang berputar yang berguna untuk mentransmisikan daya. Roda gigi memiliki gigi-gigi yang saling bersinggungan dengan gigi dari roda gigi yang lain. Dua atau lebih roda gigi yang bersinggungan dan bekerja bersama-sama disebut sebagai transmisi roda gigi, dan bisa menghasilkan keuntungan mekanis melalui rasio jumlah gigi. Roda gigi mampu mengubah kecepatan putar, torsi, dan arah daya terhadap sumber daya. Jenis roda gigi yang dipakai dalam pembuatan *flexible fixture* kali ini adalah *worm gear*.

2.2.3 Worm Gear

Roda gigi cacing seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2 adalah jenis roda gigi yang terdiri dari 1 atau lebih gigi dengan bentuk menyerupai sekrup. Biasanya dibuat bersama dengan pasangannya, Pasangan roda gigi cacing sering disebut pinion/poros cacing. Secara fisik roda gigi cacing memiliki cekungan di tiap giginya. Cekungan ini bertujuan mengubah titik kontak antara roda gigi dengan pinion/poros cacing yang biasanya berupa titik, menjadi berupa garis. Sehingga kontak yang terjadi menjadi lebih lama, dan dapat menghasilkan media transmisi daya tinggi. Sehingga fungsi dari worm gear dalam perancangan *flexible*

fixture adalah untuk mengunci gerakan dari poros agar pada saat poros diberi beban tidak akan berbalik arah.



Gambar 2.2 Worm gear [science.howstuffworks.com]

Ada beberapa persamaan yang digunakan untuk perhitungan *worm gear* dimana persamaan dituliskan sebagai berikut [Machine Design Theory And Practice, 3rd edition, Aaron D, Deutchman, 1975] :

1. Rasio Roda Gigi

Untuk menghitung rasio roda gigi maka digunakan persamaan sebagai berikut :

$$r_v = \frac{n_w}{n_g} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

r_v = Rasio roda gigi

n_w = worm speed (rpm)

$$n_g = \text{gear speed (rpm)}$$

2. Number of Teeth

$$\begin{aligned} N_{tg} &= r_v \times \\ N_{tw} &\dots\dots\dots(2.2) \end{aligned}$$

Dimana :

N_{tg} = Jumlah gigi gear (*number of teeth*)

r_v = Rasio roda gigi

N_{tw} = Jumlah gigi worm

3. Jarak titik pusat

$$\begin{aligned} c &= \\ \frac{d_g + d_w}{2} &\dots\dots\dots \\ \dots\dots(2.3) \end{aligned}$$

Dimana :

c = Jarak titik pusat (mm)

d_g = Diameter gear (mm)

d_w = Diameter worm (mm)

4. Diameter Pitch

$$\begin{aligned} P_g = P_d &= \frac{N_{tg}}{d_g} \\ \dots\dots\dots(2.4) \end{aligned}$$

Dimana :

P_g = Diameter pitch

N_{tg} = Jumlah gigi gear (*number of teeth*)

d_g = Diameter gear (mm)

5. *Axial Pitch*

$$p = \frac{\pi}{P_d}$$

.....
(2.5)

Dimana :

p = Axial pitch (mm)

P_d = Diameter pitch (teeth/mm)

6. Lead

$$l = N_{tw} \times$$

$$p \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana :

l = lead (mm)

p = Axial pitch (mm)

N_{tw} = Jumlah gigi worm

7. Lead Angle

$$\tan \lambda_w = \psi_w =$$

$$\frac{P_d}{\pi d_w} \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana :

λ_w = lead Angl (degree)

P_d = Diameter pitch (teeth/mm)

d_w = Diameter worm (mm)

8. Normal Diameter Pitch

$$P_{nd} = \frac{P_d}{\cos \psi_g} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

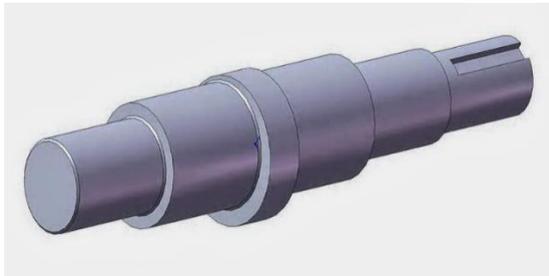
P_{nd} = Normal Diameter Pitch (inch)

P_d = Diameter pitch 9 (teeth/mm)

ψ_g = Lead angle (degree)

2.2.4 Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi (*gear*), *pulley*, *flywheel*, *engkol*, *sprocket* dan elemen pemindah lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. Poros dalam sebuah mesin berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. (*Josep Edward Shigley*, 1983). Ilustrasi pada poros dapat dilihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Poros [*teknikmesin.org*]

Menentukan besar momen [*Machine Design Theory And Practice, 3rd edition, Aaron D, Deutchman, 1975*]:

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana :

M = Momen (Nm)

M_H = Momen Horizontal (Nm)

M_V = Momen Vertikal (Nm)

Menentukan diameter Poros [*Machine Design Theory And Practice, 3rd edition, Aaron D, Deuchman, 1975*]:

$$D \geq \left[\left(\frac{32N}{\pi \cdot S_{yp}} \right) \sqrt{\left(\frac{S_{yp}}{S_e} M \right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana :

D = Diameter poros (mm)

S_{yp} = Tegangan yang diizinkan (psi)

N = Faktor keamanan

S_e = Endurance limit terkoreksi (psi)

M = Momen (lb.in)

T_m = Torsi (lb.in)

2.2.5 Maksimum Normal Stress Theory (MNST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan normal yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum normal stress theory* (MNST) :

$$\sigma_m = \frac{|M|}{I} \text{ dimana } I = \frac{1}{6}bh^2 \text{ (untuk bentuk persegi).....(2.11)}$$

$$\sigma_m = \frac{S_{yp}}{N} \text{ (dari material), } N = 2,5 \text{ (deutchman hal 489).....(2.12)}$$

2.2.6 Maksimum Shear Stress Theory (MSST)

Berikut adalah persamaan tegangan geser maksimum yang yang digunakan untuk menentukan tegangan geser maksimum (MSST):

$$\tau_m = \left\{ \frac{(\tau_x - \tau_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2 \right\}^{1/2} \text{.....(2.13)}$$

$$= \left\{ \tau_x^2 + 4\tau_{xy}^2 \right\}^{1/2} \text{.....(2.14)}$$

Dimana :

$$\tau_x = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau_{xy} =$$

$$\frac{vQ}{it} \dots \dots \dots$$

...(2.15)

$$Q = A.Y \dots \dots \dots$$

.....(2.16)

Keterangan :

$|M|$ = Momen bending akibat gaya berat dari *chuck* dan *cover plate*

C = Jarak permukaan bawah cover plate hingga setengah dari h

σ_x = tegangan normal maksimum

τ_{xy} = tegangan maksimum pada sumbu x dan y

V = gaya geser yang terjadi pada poros

Q = momen awal

I = momen inersia

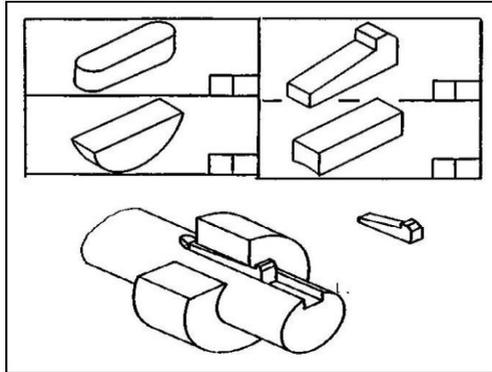
t = panjang cover plate

Y = jarak ujung cover plate ke sumbu tengah

A = Luas area Cover plate

2.2.7 Pasak

Pasak merupakan sepotong baja lunak (*mild steel*), berfungsi sebagai pengunci yang disisipkan diantara poros dan hub (*bos*) sebuah roda pulli atau roda gigi agar keduanya tersambung dengan pasti sehingga mampu meneruskan momen putar/torsi. Pemasangan pasak antara poros dan hub dilakukan dengan membenamkan pasak pada alur yang terdapat antara poros dan hub sebagai tempat dudukan pasak dengan posisi memanjang sejajar sumbu poros. Ilustrasi dari pasak dapat dilihat seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Pasak [pembentukanpelat.blogspot.co.id]

Berikut adalah perhitungan panjang pasak menurut tegangan geser :

Syarat pasak aman adalah [*Machine Design Theory And Practice, 3rd edition, Aaron D, Deutchman, 1975*]:

$$(2.17) \quad \frac{2T}{w.L.D} \leq S_s \dots\dots\dots$$

Dimana :

D = diameter (inch)

T = Torsi (lb.inch)

S_s =Tegangan geser yang diizinkan (Psi)

2.2.8 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin

lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung. (*Elemen Mesin, Sularso, 1987*)

1. Untuk menentukan umur dari bantalan maka digunakan persamaan sebagai berikut [*Machine Design Theory And Practice, 3rd edition, Aaron D, Deutchman, 1975*]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 10^6 \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

L = Umur bearing dalam jam operasi

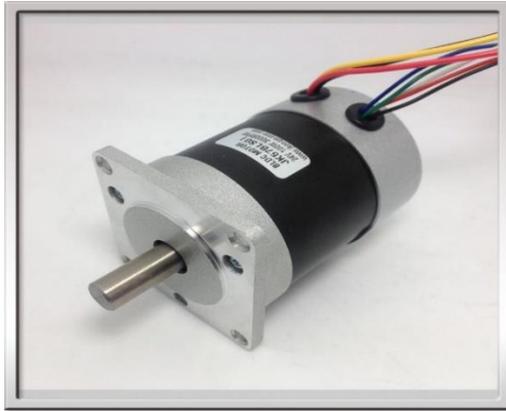
C = Beban dinamis (lb)

P = Beban equivalen (lb)

2.2.9 Motor DC

Motor DC adalah jenis motor listrik yang bekerja menggunakan sumber tegangan DC. Motor DC atau motor arus searah sebagaimana namanya, menggunakan arus langsung dan tidak langsung/direct-unidirectional. *Motor DC* digunakan pada penggunaan khusus dimana diperlukan penyalaan torque yang tinggi atau percepatan yang tetap untuk kisaran kecepatan yang luas. Keuntungan utama motor DC adalah dalam hal pengendalian kecepatan motor DC tersebut, yang tidak mempengaruhi kualitas pasokan daya. Motor ini dapat dikendalikan dengan mengatur :

- Tegangan kumparan motor DC – meningkatkan tegangan kumparan motor DC akan meningkatkan kecepatan
- Arus medan – menurunkan arus medan akan meningkatkan kecepatan.



Gambar 2.5 Motor DC [*trikueni-desain-sistem.blogspot.com*]

2.2.10 Toleransi

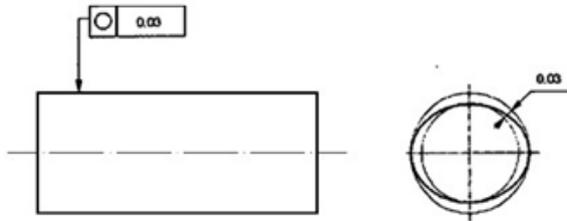
Dalam sebuah proses manufaktur benda kerja pasti akan menimbulkan penyimpangan dari bentuk nominalnya. Benda kerja selalu mempunyai penyimpangan luas, bentuk, orientasi dan lokasi. Toleransi sendiri adalah suatu penyimpangan ukuran yang diperbolehkan atau diizinkan.

Terkadang seorang pekerja hanya mengerjakan bagian mesin yang tertentu saja, sedangkan pekerja yang lain mengerjakan bagian lainnya. Tetapi antara satu bagian dengan bagian lain dari bagian yang dikerjakan itu harus bisa dipasang dengan mudah. Oleh karena itu, harus ada standar ketepatan ukuran yang harus dipatuhi dan dipakai sebagai pedoman dalam mengerjakan sesuatu benda agar bagian-bagian mesin itu dapat dipasang, bahkan ditukar dengan bagian lain yang sejenis.

Fungsi toleransi ialah agar benda kerja dapat diproduksi secara massal pada tempat yang berbeda, tetapi tetap mampu memenuhi fungsinya, antara lain, fungsi mampu tukar untuk bagian yang berpasangan.

a. Toleransi Kebulatan

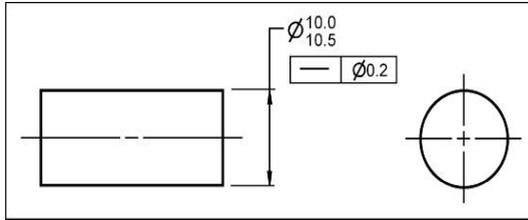
Kebulatan (*roundness*) adalah kondisi pada suatu permukaan dengan penampang berbentuk lingkaran (silinder, konis dan bola), dimana semua titik-titik dari permukaan yang dipotong oleh bidang apapun tegak lurus terhadap sumbu (silinder dan konis) atau yang melalui pusat (bola) mempunyai jarak yang sama dari titik pusat. Toleransi kebulatan menunjukkan daerah toleransi yang dibatasi oleh dua lingkaran konsentris, dimana setiap elemen dari lingkaran harus berada pada bagian tersebut (Hill, 1969). Penulisan dan penempatan posisi toleransi kebulatan dapat dilihat pada gambar 2.7 berikut:



Gambar 2.6 Toleransi Kebulatan [*engineeringessentials.com*]

b. Toleransi Kesilindrian

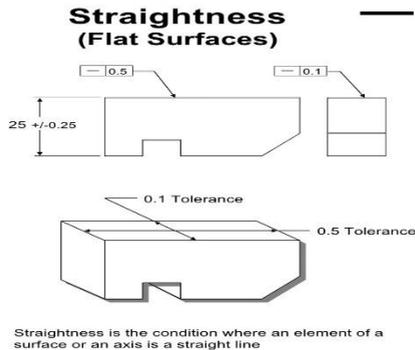
Toleransi kesilindrian adalah suatu kondisi dimana seluruh permukaan komponen selama satu part dimana setiap titik pada permukaan berjarak sama dari sumbunya. Toleransi kesilindrian yaitu penyimpangan dari seluruh permukaan yang terletak diantara dua buah silinder pada satu sumbu. Penulisan dan penempatan posisi toleransi kesilindrian dapat dilihat pada gambar 2.8 berikut:



Gambar 2.7 Toleransi Kesilondrisan [*engineeringessentials.com*]

c. Toleransi Kelurusan

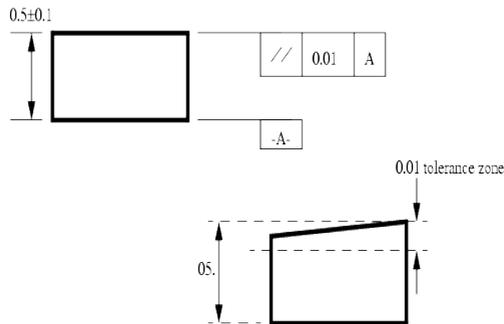
Kelurusan adalah suatu kondisi dimana suatu elemen garis dari satu permukaan atau sumbu adalah dalam keadaan lurus, khususnya mendefinisikan berapa banyak elemen garis dapat berubah dari sebuah garis lurus. Toleransi kelurusan adalah bahwa sebuah elemen bentuk merupakan geometri yang ideal dari suatu garis. Elemen merupakan geometri yang ideal dari sebuah garis. Elemen bentuk untuk toleransi bias berupa elemen khayal maupun riil. Penulisan dan penempatan posisi toleransi kelurusan dapat dilihat pada gambar 2.9 berikut:



Gambar 2.8 Toleran Kelurusan [*engineeringessentials.com*]

d. Toleransi Kesejajaran

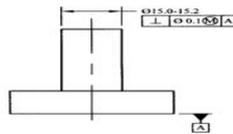
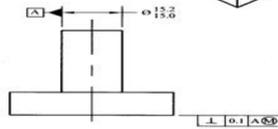
Kesejajaran adalah suatu kondisi bentuk bidang dari yang terletak dalam keadaan bidang datar mendefinisikan berapa banya elemen permukaan dapat berubah dari sebuah garis lurus. Toleransi kesejajaran adalah permukaan yang terletak diantara dua bidang yang sejajar dengan jarak tertentu. Penulisan dan penempatan posisi toleransi kesejajaran dapat dilihat pada gambar 2.7 berikut:



Gamabar 2.9 Toleransi Kesejajaran [*engineeringessentials.com*]

e. Toleransi Ketegaklurusan

Ketegaklurusan adalah suatu cara diantara dua garis atau bidang yang terletak lurus terhadap datum dan berada diantara garis atau terletak pada garis atau permukaan tetap. Zona toleransi ketegaklurusan juga akan membantu zona keurusan atau kedataran pada sebuah garis atau bidang. Karena itu toleransi pada ketegaklurusan tidak boleh lebih kecil dari pada toleransi kelurusan dan kedataran. Toleransi ketegaklurusan adalah keadaan permukaan yang berada diantara dua bidang parallel yang terpisah dengan jarak tertentu yang juga terletak tegak lurus terhadap datum. Penulisan dan penempatan posisi toleransi ketegaklurusan dapat dilihat pada gambar 2.7 berikut:

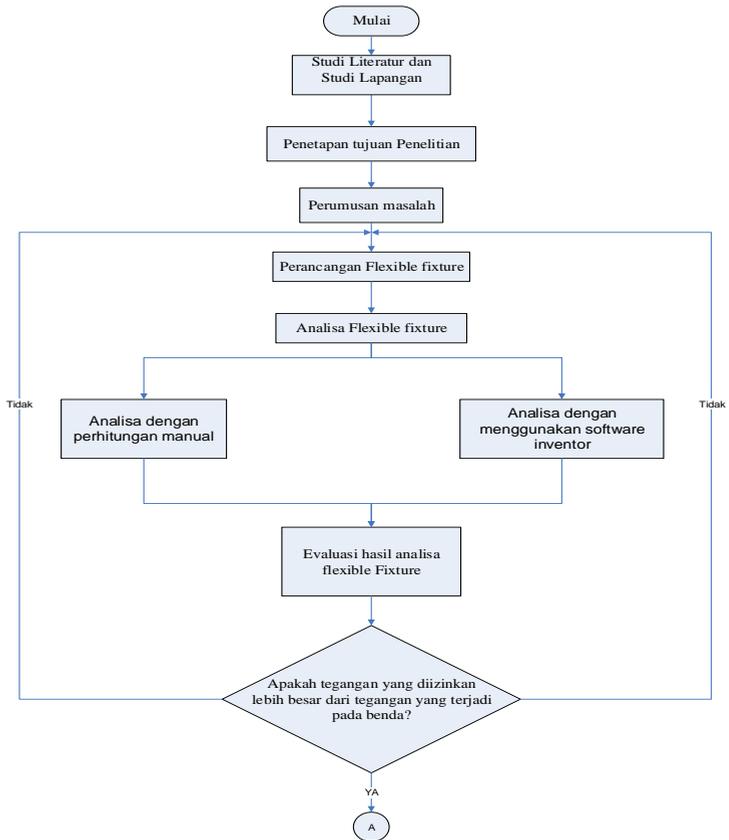
Example 1**Example 2**

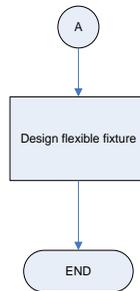
2.10 Toleransi Ketagaklurusan [*engineeringessentials.com*]

BAB III METODOLOGI PERENCANAAN

3.1 Diagram Alir Perancangan *Flexible fixture*

Kemudian pada bab berikut ini akan dijelaskan tentang metode yang akan digunakan untuk menyelesaikan tugas akhir yang dapat dilihat pada diagram alir (*flow chart*) gambar 3.1 berikut:





Gambar 3.1 Gambar diagram alir (*flow chart*) utama

Dalam tugas akhir ini merupakan studi perencanaan *flexible fixture* berbasis *micro controller* dimana pada *flexible fixture* tersebut dapat bergerak secara *flexible*. *Flexible fixture* dapat berputar dan bisa diatur sudut kemiringannya sesuai dengan perintah program yang diatur oleh *micro controller*. *Flexible fixture* yang dapat berputar secara *flexible* tersebut dapat mempermudah pengerjaan pada mesin bor dan mesin *milling*. Langkah –langkah dari diagram alir (*flow chart*) gambar 3.1 dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Studi Literatur dan Studi Lapangan

Untuk menunjang perencanaan tugas akhir penulis melakukan studi literatur dan studi lapangan untuk mengumpulkan data dari berbagai sumber mengenai perkembangan penelitian yang dilakukan yakni pembuatan *flexible fixture* yang dilakukan sebelumnya. Dengan adanya studi literatur dan studi lapangan penulis akan mendapatkan informasi mengenai kekurangan-kekurangan dalam perancangan dan pembuatan *flexible fixture* agar penulis dapat merancang *flexible fixture* menjadi lebih baik.

2. Penetapan Tujuan

Penelitian ini bertujuan untuk merancang *flexible fixture* yang lebih baik dari rancangan sebelumnya dengan

sistem pengunci dan dengan ukuran yang sesuai dengan ketinggian antara pahat dengan meja pada mesin milling maupun mesin bor agar mudah dalam penggunaan serta pengoperasiannya.

3. Perumusan masalah

Dalam perumusan masalah ini bertujuan untuk mendapatkan pokok permasalahan yang akan digunakan untuk mendesain *flexible fixture* yang baik dan sesuai dengan kebutuhan.

4. Perancangan *Flexible Fixture*

Ada beberapa tahapan dalam membuat rancangan dan sekaligus menganalisa gaya-gaya yang terjadi pada *flexible fixture* menggunakan *software inventor*. Dalam tahap rancangan ini berguna untuk memberikan gambaran awal yang digunakan untuk merangkai *flexible fixture*.

5. Analisa Flexible Fixture

Pada proses ini akan dilakukan analisa konstruksi pada *flexible fixture* dengan menganalisa beban-beban yang bekerja pada *flexible fixture*. Dalam menganalisa *flexible fixture* terdapat dua cara yaitu dengan cara manual dan dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor*.

6. Evaluasi Hasil Analisa

Dalam proses kali ini hasil dari analisa dengan cara perhitungan manual dan dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* akan dievaluasi hasilnya apakah tegangan maksimum sudah sesuai dengan *safety factor*.

7. Kesimpulan dan Saran

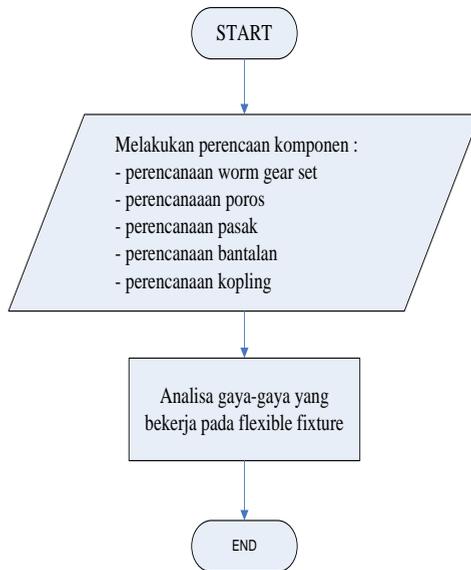
Setelah hasil dari pengujian selesai maka kita akan mendapatkan kesimpulan dari perbandingan kedua pengujian tersebut, dengan demikian maka dapat disimpulkan apakah desain yang dibuat bisa diterima atau tidak.

3.2 Analisa Konstruksi *Flexible Fixture*

Dalam pengujian kali ini akan dilakukan menggunakan dua macam cara pengujian yaitu adalah pengujian secara perhitungan manual dan dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor*.

3.2.1 Analisa Perhitungan Manual

Pada tahap perhitungan dengan cara manual ini akan menghitung tegangan yang terjadi pada desain awal *flexible fixture*. Berikut ini adalah diagram alir (*flow chart*) yang digunakan untuk menyelesaikan perhitungan manual:



Gambar 3.2 Alir proses analisa dengan perhitungan manual

Dalam melakukan analisa menggunakan perhitungan secara manual pada gambar 3.2 dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Melakukan Perencanaan Komponen

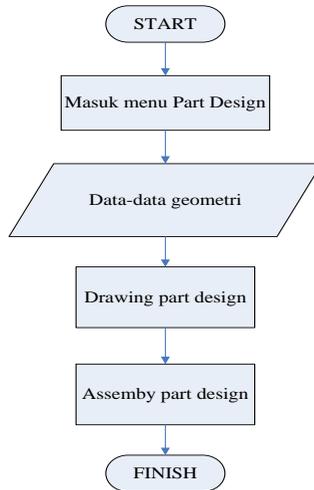
Sebelum melakukan analisa dengan menggunakan perhitungan secara manual langkah yang dilakukan pertama kali adalah melakukan perencanaan komponen elemen mesin. Perencanaan komponen elemen mesin tersebut adalah sebagai berikut :

- perencanaan *worm gear set*
 - perencanaan poros
 - perencanaan pasak
 - perencanaan bantalan
 - perencanaan kopling
2. Analisa Gaya-gaya yang Bekerja Pada *Flexible Fixture*

Pada langkah berikut setelah melakukan perencanaan komponen elemen mesin dari *flexible fixture* adalah melakukan analisa gaya-gaya yang terjadi pada *flexible fixture*. Hal ini dilakukan untuk mencari nilai tegangan maksimal yang diizinkan pada konstruksi *flexible fixture*.

3.2.2 Analisa Software Autodesk Inventor

Pada tahap berikut ini adalah proses analisa konstruksi *flexible fixture* menggunakan software inventor. Untuk menganalisa konstruksi pada *flexible fixture* menggunakan bantuan *software autodesk inventor* diperlukan dibagi menjadi dua tahapan dimana tahap pertama adalah membuat model desain tiga dimensi (3D) *flexible fixture* kemudian tahap berikutnya adalah menganalisa konstruksi. Dalam menganalisa konstruksi akan didapatkan hasil analisa dari gaya-gaya yang terjadi pada *flexible fixture*, sehingga dari analisa tersebut diharapkan mendapatkan desain *flexible fixture* yang benar-benar kuat dan aman dalam pengoperasiannya. Berikut adalah gambar 3.3 diagram alir pemodelan desain 3 dimensi (3D):



Gambar 3.3. Alir proses pembuatan *part design*

Berikut adalah penjelasan mengenai diagram alir pembuatan *part design* menggunakan *software autodeks inventor* :

1. Masuk Menu *Part Design*

Sebelum melakukan drawing terlebih dahulu masuk menu *part design* untuk membua *part design*. Berikut gambar 3.4 adalah tampilan dari menu *part design* dari *software autodesk inventor* :



Gambar 3.4. Menu *part design autodesk inventor*

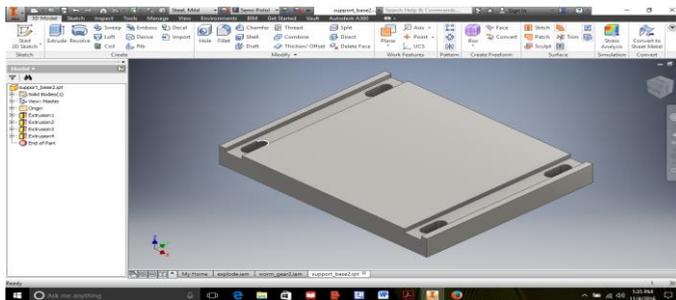
2. Drawing Part Design

Setelah masuk pada menu part design maka langkah selanjutnya adalah melakukan proses drawing dengan membuat gambar tiap bagian sebagai penyusun flexible fixture. Gambar akan dirancang sesuai dengan data –data geometri dengan memperhatikan dimensi atau ukuran yang sudah ditentukan .

3. Assembly Part Design

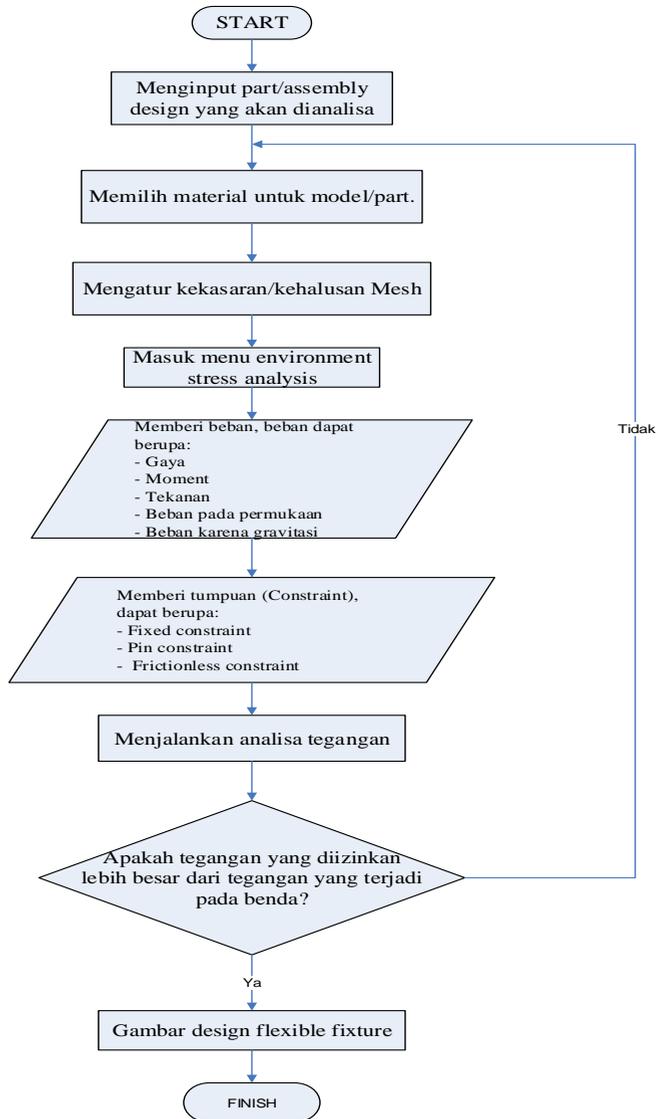
Setelah setiap komponen alat sudah dibuat desainnya maka langkah selanjutnya adalah melakukan penggabungan (*Assembly*) *part design* tersebut agar tersusun menjadi *flexibe fixture*.

Berikut adalah contoh pemodelan part design *flexible fixture* menggunakan *menu part design* :



Gambar 3.5 Contoh pemodelan *part design Flexible Fixture*

Setelah pembuatan desain sudah selesai maka yang dilakukan selanjutnya adalah melakukan analisa pada desain *flexible fixture* yang telah dibuat. Berikut ini adalah gambar 3.6 diagram alir proses analisa tegangan pada *flexible fixture* :



Gambar 3.6. Diagram alir analisa *software autodesk inventor*

Berikut adalah penjelasan diagram alir tentang proses analisa pada desain flexible fixture menggunakan *software autodesk inventor* :

1. Menginput *Part Design/Assembly* yang Akan Dianalisa
Setelah desain sudah diarakit(disassembly) menjadi satu maka komponen tersebut disiapkan untuk dianalisa.
2. Memilih Material Untuk Model/*Part*
Setelah tahap persiapan part design yang akan dianalisa selesai kemudian langkah selanjutnya adalah menentukan jenis material. Material yang akan dipih sudah tersedia dalam *Library Material* dengan menyesuaikan ketersediaan material tersebut di lapangan. Maka material tersebut dapat diaplikasikan sesuai dengan yang dibutuhkan.
3. Mengatur Kekasaran dan Kehalusan *Mesh*
Setelah memilih material yang akan digunakan untuk part design pada *flexible fixture* maka langkah selanjutnya adalah mengatur kehalusan dan kekasaran pada tiap komponen *part design*.
4. Melakukan Simulasi Aanalisa
Steeh pemilihan material dan mengatur kehalusan serta kekasaran untuk tiap part design maka langkka selanjutnya adalah melakukan analisa tegangan. Pengujian tegangan (*stress analysys*) pada *Autodesk inventor* terdapat pada menu *environment*. pada menu tersebut kita dapat menganalisa tegangan-tegangan yang terjadi pada bagian part design *flexible fixture*. Perberian beban (*load*) untuk *pengujian stress analysis* dapat berupa
 - Gaya
 - Moment
 - Tekanan
 - Beban pada permukaan
 - Beban karena gravitasi

Setelah menentukan jenis pembebanan yang akan diberikan kemudian kita harus menentukan jenis tumpuan yang digunakan dalam part design tersebut. Setelah selesai maka hasil analisa tegangan yang terjadi pada bagian-bagian *part design flexible fixture* sudah dapat dilakukan.

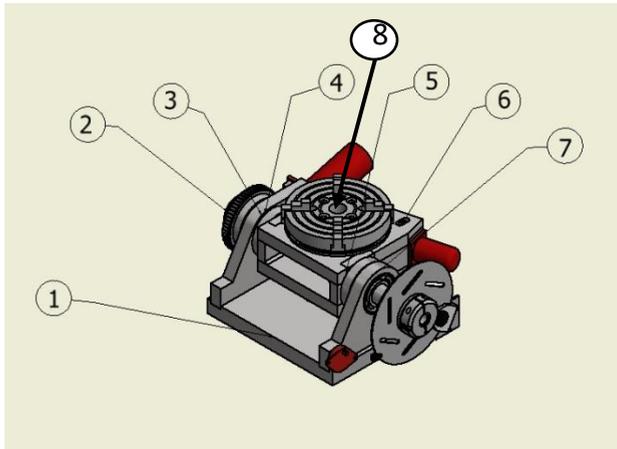
5. Gambar Design Flexible Fixture

Setelah semua analisa terhadap bagian *part* selesai termasuk bagian assembly selesai maka akan didapatkan desain *flexible fixture* dengan konstruksi yang baik agar *flexible fixture* tersebut bisa bekerja dengan baik.

BAB IV PERENCANAAN *FLEXIBLE FIXTURE*

4.1 Perencanaan Komponen

Dalam perencanaan komponen dari *flexible fixture* di desain sesuai dengan jarak antara meja dengan pahat yang terdapat pada mesin milling. Dengan menyesuaikan ketinggian alat dan dimensi alat tersebut diharapkan alat ini dapat mendukung proses permesinan pada mesin milling. Berikut ini gambar 4.1 adalah gambar desain *flexible fixture*:



Gambar 4.1 Desain *Flexible fixture*

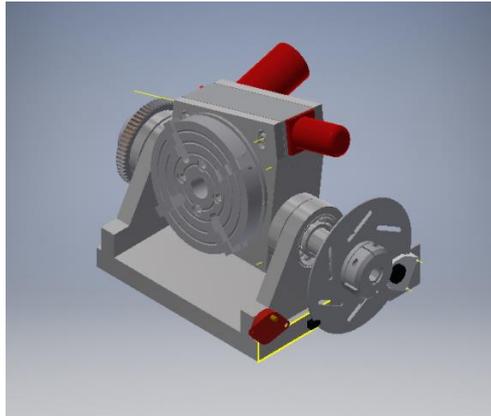
Berikut adalah tabel keterangan nama komponen utama pada *flexible fixture* yang ditunjukkan oleh angka pada gambar 4.1:

Tabel. 3.1 Nama komponen *Flexible fixture*

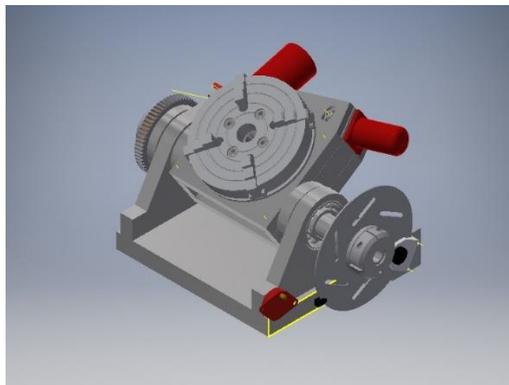
No	Nama	Material	Su (MPa)	Syp (MPa)
1	Bottom plate	Mild steel JIS S45C	345	207
2	Worm gear	<i>gray cast iron</i> ASTM 25	190	110
3	Plat penyangga samping kanan	Mild steel JIS S45C	345	207
4	Poros samping kanan	Carbon steel AISI 1054 N	1020	655
5	Poros Samping kiri	Carbon steel AISI 1054 N	1020	655
6	Cover plate	Mild steel JIS S45C	345	207
7	Plat penyangga samping kkiri	Mild steel JIS S45C	345	207
8	Poros tengah	Carbon steel AISI 4140N	675	406

Pada saat digunakan *flexible fixture* akan bergerak berputar sesuai dengan masukan sudut yang diinginkan dalam program *microcontroller*. Berikut adalah posisi yang diharapkan bisa dicapai oleh *flexible fixture* sesuai dengan tujuan rancangan

seperti pada gambar 4.2 *flexible fixture* posisi 90 derajat dan gambar 4.3 *flexible fixture* posisi 60 derajat.



Gambar 4.2 Rancangan 3D *flexible fixture* posisi 90⁰



Gambar 4.3 Rancangan 3D *flexible fixture* posisi 60⁰

Seperti pada gambar 4.1 di atas terdapat beberapa komponen utama penyusun *flexible fixture*. Berikut ini adalah gambar

komponen utama pada *flexible fixture* beserta dimensi dan ukurannya:

4.1.1 *Bottom Plate*

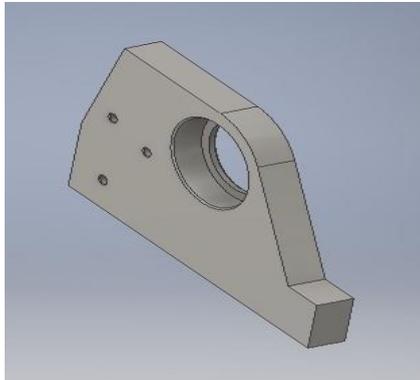
Dalam perancangan *flexible fixture* terdapat beberapa komponen dimana salah satu dari komponen tersebut adalah *bottom plate*. Pada bagian ini merupakan bagian *base plate* dari *flexible fixture* yang berfungsi sebagai penyangga atau alas dari semua komponen *flexible fixture*. Desain 3D dari *bottom plate* pada gambar 4.4 telah direncanakan sesuai dengan dimensi dari meja pada mesin milling.



Gambar 4.4 Komponen *Bottom Plate*

4.1.2 Plat Penyangga Samping kanan

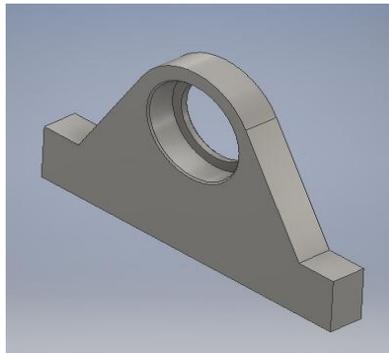
Komponen pada *flexible fixture* selanjutnya adalah plat penyangga samping kanan yang berfungsi sebagai penyangga poros yang terhubung dengan *cover plate* dan *chuck* (pencekam). Berikut pada gambar 4.5 adalah gambar 3D untuk penyangga samping kiri *flexible fixture*:



Gambar 4.5 Plat Penyangga Samping

4.1.3 Plat Penyangga Samping kiri

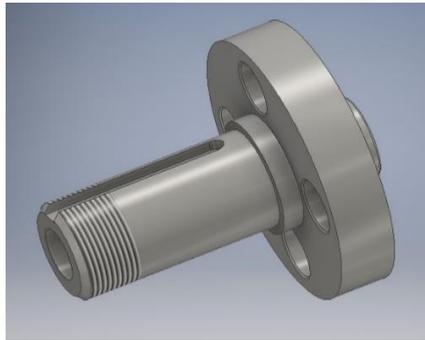
Komponen pada *flexible fixture* selanjutnya adalah plat penyangga samping yang berfungsi sebagai penyangga poros yang terhubung dengan *cover plate* dan *chuck* (pencekam). Berikut pada gambar 4.6 adalah gambare 3D dari plat penyangga samping kiri *flexible fixture*:



Gambar 4.6 Plat Penyangga Samping

4.1.4 Poros Samping

Komponen *flexible fixture* berikutnya adalah poros samping, dimana poros samping pada *flexible fixture* dibagi menjadi dua yaitu poros samping sebagai tempat kedudukan gear dan poros samping sebagai tempat kedudukan cakram. Dimana poros tersebut memiliki dimensi dan ukuran yang sama. Berikut gambar 4.7 adalah gambar poros samping pada *flexible fixture*:



Gambar 4.7 Poros Samping

4.1.5 Poros Tengah

Kemudian komponen *Flexible fixture* berikutnya adalah poros tengah dimana poros tengah merupakan komponen penyangga dari *chuck* (pencekam). Dimana poros tengah ini digerakkan oleh *worm gear* untuk memutar *chuck* (pencekam). Berikut gambar 4.8 adalah gambar rancangan 3D komponen dari poros tengah:



Gambar 4.8 Poros Tengah

4.1.6 Worm Gear

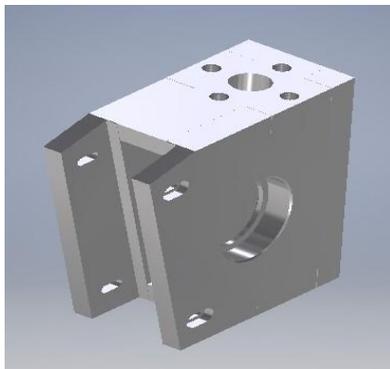
Dalam perancangan *flexible fixture* untuk memutar *chuck* (pencekam) agar dapat berputar sesuai dengan yang diinginkan maka diperlukan sebuah komponen yang berfungsi untuk mentranmisikan putaran. Maka dari itu agar *chuck* dapat berputar dengan baik harus diberikan komponen *worm gear* yang terhubung dengan *helical gear* seperti pada gambar 4.9.

Worm gear ini diputar menggunakan motor *stepper* hal ini dilakukan agar pengaturan sudut lebih mudah jika menggunakan motor *servo*, sehingga *chuck* akan berputar sesuai dengan sudut yang diinginkan.

Gambar 4.9 *Worm Gear*

4.1.7 *Cover Plate*

Komponen *flexible fixture* kali ini adalah cover plate dimana *cover plate* merupakan tempat penghubung dari poros samping dan sebagai penumpu dari poros tengah dimana poros tengah merupakan penyangga dari *chuck* (pencekam). Berikut gambar 4.10 merupakan gambar rancangan 3D dari *cover plate*.

Gambar 4.10 *Cover plate*

BAB V

ANALISA *FLEXIBLE FIXTURE*

Dalam pembuatan *flexible fixture* terdapat beberapa komponen penting, yaitu *worm gear set*, *helical gear*, poros, pasak dan *bearing*. Komponen-komponen tersebut akan dianalisa dan direncanakan sebelum dilaksanakan pembuatan *flexible fixture* untuk proses pengerjaan.

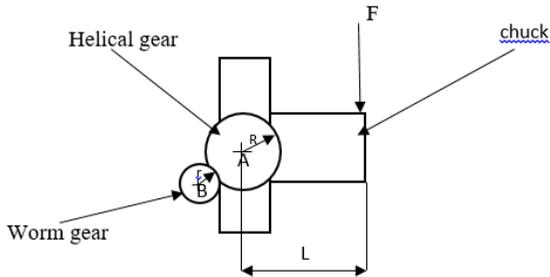
Dalam menganalisa *flexible fixture* akan dilakukan menggunakan 2 macam metode, yaitu metode manual dan *Programing (software Autodesk inventor)*. Dalam menganalisa dengan menggunakan metode perhitungan manual dan analisa menggunakan *software Autodesk inventor* dapat dilakukan pada setiap masing-masing komponen. Maka untuk menguji ketepatan analisa perhitungan akan dilakukan perbandingan dari masing-masing metode tersebut.

5.1 Analisa Flexible Fixture Perhitungan Manual

5.1.1 Pemilihan motor

Dalam pembuatan *flexible fixture* diperlukan sebuah motor, motor berfungsi sebagai komponen penggerak *flexible fixture*. Dalam memilih motor haruslah sesuai dengan besarnya gaya yang bekerja pada *flexible fixture*, sehingga pemilihan motor harus dilakukan dengan tepat agar *flexible fixture* dapat bekerja dengan baik. Berikut adalah perhitungan yang dilakukan untuk menentukan daya motor yang digunakan untuk menggerakkan *flexible fixture*:

- **Motor 1**



Gambar 5.1 Torsi yang terjadi pada motor

Diketahui:

Putaran motor (N) = 50 rpm

Jari – jari helical gear (R) = 0,05 m

Jari – jari worm gear (r) = 0,0112 m

Jarak pusat helical gear dengan benda kerja (L) = 0,09 m

Maka :

$$\begin{aligned} \text{Toris di titik A : } T_A &= (\text{beban pemesinan} + \text{chuck}) (L) \\ &= (98 + 1146,44 + 1) (0,09) \\ &= 112,089 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gaya tangensial titik A : } F_t &= T_A/R \\ F_t &= 2241,78 \text{ N} \end{aligned}$$

F_t pada gear bekerja searah aksial pada worm sehingga harus dicari gaya tangensial pada worm, maka:

$$\begin{aligned} F_t &= F_n \cos \varphi \cos \lambda_w \\ F_{tw} &= F_n \cos \varphi \sin \lambda_w \end{aligned}$$

Substitusi

$$F_{tw} = \frac{F_t \cos \varphi \sin \lambda_w}{F_t \cos \varphi \cos \lambda_w}$$

$$\begin{aligned}
 F_{tw} &= F_t \tan \lambda_w \\
 &= 2241,78 (8,915) \\
 &= 19985,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

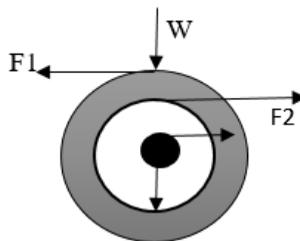
$$\begin{aligned}
 T_B &= F_{tw} \cdot R \\
 &= 19985,9 \cdot 0,0112 \\
 &= 223,2 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan *flexible fixture* adalah :

$$\begin{aligned}
 \text{Daya motor : } P &= \frac{n \times T}{9550} \\
 &= \frac{50 \times 223,2}{9550} \\
 &= 0,046 \text{ kW} \\
 &= 46 \text{ W}
 \end{aligned}$$

- **Motor 2**

Dalam menghitung motor penggerak 2, gaya motor harus melebihi gaya gesek dari kedua bantalan yang digunakan.



Gambar 5.3 Reaksi tumpuan part 2

Diket :

Putaran motor: $n = 50 \text{ rpm}$

Beban: $W = 500 \text{ N}$

Koefisien gesek: $\mu = 0,04$

Sehingga:

$$F2 = 2\mu W \\ = 40 \text{ N}$$

$$T1 = T2$$

$$T2 = F2 \times 28,2 \\ = 1128 \text{ Nmm} \\ = 1,128 \text{ Nm}$$

Maka daya yang diperlukan oleh motor 2 adalah sebagai berikut:

$$P = \frac{n \times T2}{9550} \\ = \frac{50 \times 1,128}{9550} \\ = 0,0059 \text{ kW} \\ = 5,9 \text{ W}$$

5.1.2 Perancangan *Worm Gear*

Worm gear atau roda gigi cacing berfungsi untuk mengunci poros agar putaran poros tidak berbalik arah pada saat benda kerja dikenai beban permesinan. Roda gigi cacing (*worm gear*) juga berfungsi untuk mereduksi (mengurangi) kecepatan putaran motor yang keluar dari motor *stepper*.

5.1.2.1 Data-data

Dalam perancangan *worm gear* maka dibutuhkan data-data pendukung agar *worm gear* dapat dirancang sesuai dengan apa

yang dibutuhkan, data-data yang perlukan untuk merancang sebuah *worm gear* adalah sebagai berikut :

- Putaran motor : 1000 rpm
- Putaran gear :50 rpm
- Torsi : 223,2 N.m
- Diameter *pitch worm* (d_w) : 23 mm = 0,9 in (asumsi)
- Diameter *pitch heical* (d_g) : 100,8 mm = 4 in (asumsi)
- Normal *pressure angle* (Φ) : 20 deg (*deutchman hal 633*)
- *Lead angle* : 25 deg (*deutchman hal 633*)

5.1.2.2 Analisa Data

Setelah data- data yang didapatkan maka dilakukanlah perhitungan untuk mempermudah dalam merencanakan sebuah *worm gear* sebagai berikut :

- Rasio (r_v) : $\frac{n_w}{n_g} = \frac{1000}{50} = 20$
- *Number of Teeth (worm)* : $N_{tw} = 3 \text{ teeth}$
- *Number of Teeth (gear)* : $N_{tg} = r_v \times N_{tw} = 20 \times 3 = 60$
- *Center of Distance* : $c = \frac{d_w + d_g}{2} = \frac{23 + 100,8}{2} = 61,9 \text{ mm}$
- *Diameter pitch* : $P_g = P_d = 1/3 d_w = 0,33 \frac{\text{teeth}}{\text{mm}}$
- *Axial Pitch* : $p_g = \frac{\pi}{P_d} = \frac{3,14}{0,595} = 9,42 \text{ mm}$
- *Lead* : $l = N_{tw} \times p = 3 \times 9,42 = 28,26 \text{ mm}$
- *Lead Angle* : $\tan \lambda_w = \frac{l}{\pi d_w} = \frac{28,26}{3,14 \times 23} = 83,6 \text{ deg}$
 $\lambda_w = \psi_g = 83,6 \text{ deg}$
- *Normal Diameter Pitch* :

$$P_{nd} = \frac{P_d}{\cos \psi_g} = \frac{92,4}{\cos 83,6} = 84,5 \text{ in}$$

5.1.2.3 Analisa Gaya pada gear

Dalam merancang sebuah *worm gear* makan dibutuhkan juga analisa mengenai gaya-gaya yang akan bekerja pada *worm*

gear tersebut, maka gaya-gaya yang bekerja pada *worm gear* tersebut adalah sebagai berikut :

- Pitch line velocity gear

$$V_{pg} = V_{pg} \times \frac{2\pi \text{rad}}{\text{rev}} \times d_g = 125 \text{ft/min}$$

- Torsi

$$T = \frac{hp \times 63000}{n} = 223,2 \text{ N.m}$$

- *Transmitted Load*

$$F_t = \frac{T}{\frac{d_g}{2}} = \frac{223,2}{0,05} = 43,52 \text{ lb}$$

- *Dynamic Load*

$$F_d = \frac{1200 + V_{pg}}{1200} F_t = \frac{1200 + 125}{1200} 260 = 48,05 \text{ lb}$$

- Gaya normal

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \Phi_n \cos \lambda_w} = \frac{43,52}{0,939 \cdot 0,065} = 1848,2 \text{ N}$$

5.1.2.4 Analisa Worm Gear (Metode Lewis)

Agar *worm gear* dapat bekerja dengan baik maka digunakanlah metode *Lewis* untuk menganalisa kekuatan dari *worm gear* tersebut. Penggunaan metode ini bertujuan untuk menentukan material yang dapat digunakan untuk membuat *worm gear*. Sehingga metode *Lewis* tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

- *Worm Outside Diameter* :

$$D_{ow}^2 = D_w + 2a = D_w + 2 \left(\frac{1}{P_d} \right) = 26,36 \text{mm}$$

- *Face Width*:

$$b = (D_{ow}^2 - D_w^2)^{1/2} = 12,75 \text{ mm} = 0,5 \text{ in}$$

- *Lewis Form Factor* (didapatkan dari tabel 11.1, *deutschman* hal 627): $Y_b = 0,392$
- *Allowable Stress* : (*assume* $b = 0,5 \times dw = 0,45$ in)

$$S = \frac{F_d P_{nd}}{Y_b} = \frac{48,0594,2}{0,392 \times 0,5} = 5179,7465 \text{ Psi}$$
- Kesimpulan

Jadi berdasarkan tabel 10.3 (*deutschman* 552) didapatkan material untuk worm gearset agar dapat mempunyai kekuatan yang baik, yaitu menggunakan material gray cast iron ASTM 25 dengan nilai BHN dan Pinion dan gear = 174 dan $S_o = 8000$ Psi.

5.1.2.5 Analisa Worm Gear (Metode *Buckingham*)

Sebagai pembanding metode *Lewis* yang menganalisa kekuatan dari *worm gear* maka digunakanlah analisa keausan dengan metode *Buckingham*. Penggunaan metode ini bertujuan untuk menentukan material yang baik untuk pembuatan *worm gear* sehingga metode *Buckingham* tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

- Konstanta Keausan :
 $K = 50$ (*tabel 11 – 2, deutschman hal 628*)
- *Dynamic Load* :
 $F_d = 48,053$ lb
- Berdasarkan metode *Buckingham* keausan yang diizinkan dirumuskan $F_w > F_d$, maka berdasarkan dari data yang didapat pada perhitungan diatas :

$$F_w = d_g b k' > F_d$$

$$6,369 \times 2 \times K' > 48,053$$

$$K' > 612,15$$
- Kesimpulan :
 Berdasarkan Tabel 10.11 (*Deutschman* hal 567) didapatkan material untuk *worm gear set* agar memiliki kekuatan yang baik yaitu *steel and cast iron* dengan nilai BHN dari *pinion* dan *gear* = 150 dan $S_o = 50000$ psi.

Berikut adalah tabel 5.1 perhitungan *worm gearset*, dimana pada tabel dibawah ini terdapat material yang dapat dipilih ntuk pembuatan *worm gearset* :

Tabel 5.1 Perhitungan *Worm Gearset*

<i>Worm gearset</i>	Dimensi (mm)		Analisa Material	
	dg	dw	<i>Lewis</i>	<i>Buckingham</i>
Samping	100,8	23	<i>gray cast iron</i> ASTM 25 BHN = 174 dan So = 8000 Psi	<i>stell and cast iron</i> BHN = 150 dan So = 50000psi
Tengah	100,8	23	<i>gray cast iron</i> ASTM 25 BHN = 174 dan So = 8000 Psi	<i>stell and cast iron</i> BHN = 150 dan So = 50000psi

5.1.3. Perencanaan Poros

Dalam membuat *sebuah flexible fixture* dibutuhkanlah sebuah poros. Dimana poros pada *flexible fixture* tersebut terdapat sebanyak tiga buah. Dalam fungsinya poros pada *flexible fixture* sangatlah penting karena poros pada *flexible fixture* berguna untuk mentransmisikan gerakan yang dihasilkan oleh motor. Sehingga poros tersebut harus dirancangan dengan sebaik mungkin agar *flexible fixture* dapat bekerja sesuai dengan apa yang diinginkan.

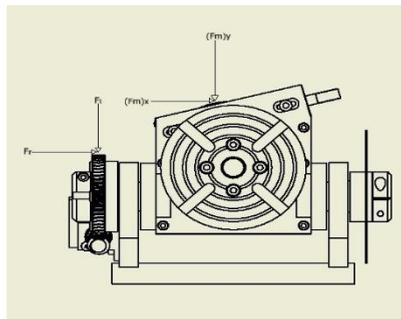
5.1.3.1 Data Yang Dibutuhkan :

Dalam merancang poros yang digunakan pada *flexible fixture* dinutuhkan beberapa data pendukung sebagai berikut:

- Gaya radial *worm gear set*
 $F_r = F_n \sin \Phi_n = 283,2 \sin 20 = 632,084 \text{ N}$
- Gaya tangensial *worm gear set*
 $F_t = F_n \cos \Phi_n \sin \lambda_w = 283,2 \cos 20 \sin 12,3 = 1725,916 \text{ N}$
- Beban *worm gear set*
 $W_g = m_g \times g = 0,2 \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3,92 \text{ N}$
- Beban *cover plate dan chuck*
 $W_p = (m_{\text{cover plate}} + m_{\text{chuck}}) \times g = 10 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 98 \text{ N}$
- Beban Permesinan
 $(F_m)_x = F_t \cos \Phi + F_n \sin \Phi = 2253,95$
 $(F_m)_y = F_t \sin \Phi - F_n \cos \Phi = -1146,44 \text{ N}$
- Torsi poros 1 = 13 Nm

5.1.3.2 Skema Gambar

Berikut merupakan skema gambar dari *flexible fixture* yang akan ditentukan besarnya gaya tumpuan dan bidang momen yang bekerja.

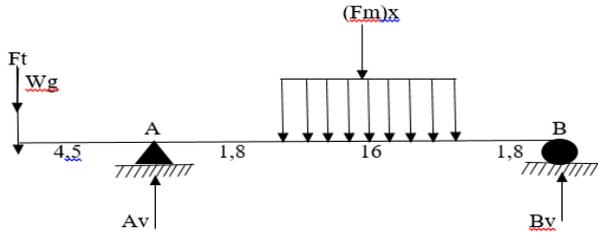


Gambar 5.4 Skema Gambar

5.1.3.3 Gaya Tumpuan Dan Bidang Momen

1. Bidang Vertikal

Berikut adalah *free body diagram* bidang vertikal dari *flexible fixture* diatas:



Gambar 5.5 Reaksi bidang vertikal

- Reaksi Bantalan bidang Vertikal :

$$\sum F_v = 0 (\uparrow +)$$

$$A_v + B_v - (F_t + W_g) - W_{up} - F_m = 0$$

$$A_v = (F_t + W_g) + W_p + F_m - B_v = 4931,2 - B_v$$

$$\sum M_A = 0 (\uparrow +) \text{ (ccw)}$$

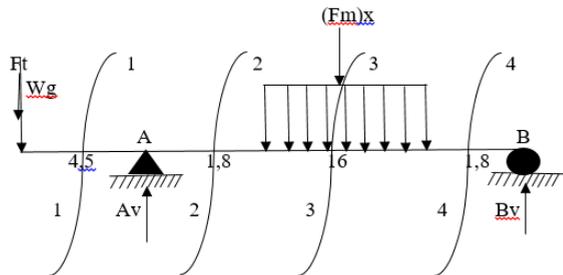
$$0,196B_v - 0,045(F_t + W_g) - 0,018W_p - 0,098F_m = 0$$

$$B_v = 649,18 \text{ N}$$

$$A_v = 4282,08 \text{ N}$$

2. Bidang Momen

Berikut adalah *free body diagram* bidang momen dari *flexible fixture* pada bidang vertikal:



Gambar 5.6 free body digram bidang vertikal

- Potongan 1-1

$$\sum M_{1-1} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-(F_t + W_g)(X_1) - MX_1 = 0$$

$$MX_1 = -(F_t + W_g)(X_1)$$
 Untuk $X_1 = 0$ maka $MX_1 = 0$
 Untuk $X_1 = 0,045$ maka $MX_1 = -77,8 \text{ Nm}$
- Potongan 2-2

$$\sum M_{2-2} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-(F_t + W_g)(0,018 + X_2) + A_v(X_2) - MX_2 = 0$$

$$MX_2 = -(F_t + W_g)(0,045 + X_2) + A_v(X_2)$$
 Untuk $X_2 = 0$ maka $MX_2 = -77,8 \text{ Nm}$
 Untuk $X_2 = 0,018$ maka $MX_2 = 31,9 \text{ Nm}$
- Potongan 3-3

$$\sum M_{3-3} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-(F_t + W_g)(0,063 + X_3) + A_v(0,018 + X_3) +$$

$$((F_m)_y + 0,5W_p)(X_3) - MX_3$$

$$MX_3 = -(F_t + W_g)(0,063 + X_3) + A_v(0,018 + X_3) +$$

$$((F_m)_y + 0,5W_p)(X_3)$$

Untuk $X_3 = 0$ maka $MX_3 = -108,97\text{Nm}$

Untuk $X_3 = 0,16$ maka $MX_3 = -762,13\text{ Nm}$

- Potongan 4-4

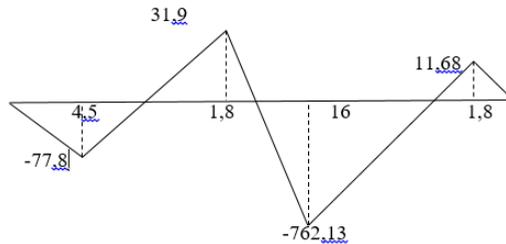
$$\sum M_{4-4} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$MX_4 - B_v(X_4) = 0 \quad MX_4 = B_v(X_4)$$

Untuk $X_4 = 0$ maka $MX_4 = 0$

Untuk $X_4 = 0,018$ maka $MX_4 = 11,68\text{ Nm}$

Berikut adalah gambar bidang momen pada bidang vertikal :

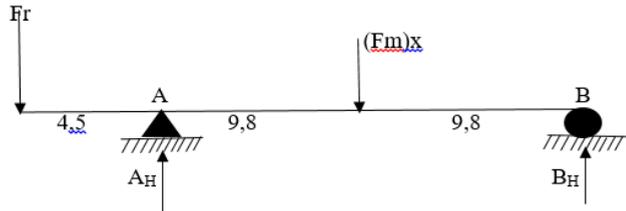


Gambar 5.7 Diagram momen vertical

3. Bidang Horizontal

- Reaksi Bantalan Bidang Horizontal :

Berikut adalah gambarnya dari reaksi bantalan *flexible fixture* bidang horizontal :



Gambar 5.8 Reaksi bidang Horizontal

$$\sum F_v = 0 (\uparrow (+))$$

$$A_H + B_H - F_r - (F_m)_y = 0$$

$$A_H = -195,1 - B_H$$

$$\sum M_B = 0 (cw(+))$$

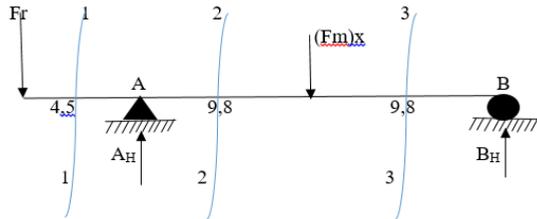
$$-(0,045 F_r) + (0,098 F_m)_x - 0,196(B_H) = 0$$

$$B_H = 202,2 \text{ N}$$

$$A_H = -397,3 \text{ N}$$

4. Bidang Momen

Berikut adalah *free body diagram* bidang momen dari *flexible fixture* pada bidang horizontal:



Gambar 5.9 Free body diagram

- Potongan 1-1

$$\sum M_{1-1} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-F_r(X_1) - MX_1 = 0$$

$$MX_1 = -F_r(X_1)$$
 Untuk $X_1 = 0$ maka $MX_1 = 0$
 Untuk $X_1 = 0,045$ maka $MX_1 = -28,44 \text{ Nm}$
- Potongan 2-2

$$\sum M_{2-2} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-F_r(0,02 + X_2) + A_H(X_2) - MX_2 = 0$$

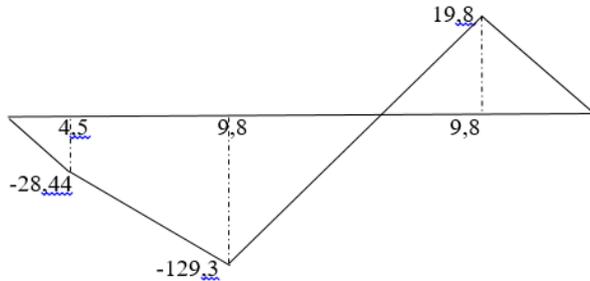
$$MX_2 = -F_r(0,045 + X_2) + A_H(X_2)$$
 Untuk $X_2 = 0$ maka $MX_2 = -28,44 \text{ Nm}$
 Untuk $X_2 = 0,098$ maka $MX_2 = -129,3 \text{ Nm}$
- Potongan 3-3

$$\sum M_{1-1} = 0 \text{ (cw(+))}$$

$$-B_H(X_3) + MX_3 = 0$$

$$MX_3 = B_H(X_3)$$
 Untuk $X_3 = 0$ maka $MX_3 = 0$
 Untuk $X_3 = 0,098$ maka $MX_3 = 19,8$

Berikut adalah gambar bidang momen pada bidang horizontal :



Gambar 5.10 Diagram momen horizontal

5.1.3.4 Menentukan Harga Momen Total

Dari bidang momen horizontal dan vertical diketahui harga momen terbesar adalah sebesar :

$$M_c = \sqrt{(M_H)^2 + (M_v)^2} = 773 Nm$$

5.1.3.5 Menentukan Diameter Poros

Untuk menentukan diameter sebuah poros maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$D \geq \left[\frac{32N}{\pi \cdot S_{yp}} \sqrt{\left(\frac{S_{yp}}{S_e} M \right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2} \right]^{1/3}$$

Untuk membuat poros dipilih material *AISI 1045 (EN Equivalents for JIS S45C)*, maka dari tabel A-2 (*deutchman*) didapatkan :

$$S_u = 98 \text{ ksi} = 98000 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = 59 \text{ ksi} = 59000 \text{ psi}$$

Keterangan :

S_{yp} = tegangan yang diijinkan dari material (psi)

N = faktor keamanan = 2

M = 756 Nm = 6690,6 lb.in

T_m = 13Nm = 9,588 lb.ft

S_e = *endurance limit* terkoreksi

$$\text{Dimana } S_e \text{ dirumuskan : } S_e = \frac{1}{K_f} \cdot C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot S'_n \cdot C_w$$

Keterangan :

K_f = Faktor pengkonsentrasian tegangan lelah (*fatigue stress*) akibat bending = 1,6 (appendix B)

C_r = *reability* atau faktor ketahanan = 1-0,008 D.M.F

D.M.F = *Deviation Multiplication Factor* = 1,64 (tabel 23-2) . untuk poros yang beroperasi pada atmosfer non korosi memiliki laju ketahanan *survival rate* 95%.
Sehingga :

$$C_r = 1 - 0,008 \cdot (1,64) = 0,8688$$

C_F = faktor pengurangan *fatigue strength* karena *finishing* permukaan atau faktor koreksi *finishing* permukaan = 0,79

C_s = faktor pengurangan *fatigue strength* karena ukuran atau faktor koreksi ukuran = 0,85 untuk bending atau torsi dari diameter ½ in sampai dengan 2 in.

S'_n = batas ketahanan (*endurance limit*)
= 0,5 S_u untuk $S_u < 200.000$ psi dan BHN < 400

C_w = faktor koreksi *welding* = 1

$$S_e = \frac{1}{1,6} \times 0,8688 \times 0,85 \times 0,79 \times (0,5 \times 147000) \times 1 = 26800 \text{ psi}$$

Jjadi diameter dari 3 buah poros adalah sebagai berikut

$$D \geq \left[\frac{32.1}{\pi \cdot 59000} \sqrt{\left(\frac{59000}{26800} 773 \right)^2 + \frac{3}{4} 15,33^2} \right]^{1/3}$$

$$D \geq 0,0237 \text{ in}$$

Jadi diameter dari poros samping bisa direncanakan bisa lebih dari 0,5 inch

Tabel 5.2 Perencanaan Poros

Poros	Diameter (mm)	Tipe Material	Properties		Safety Factor
			Su (Psi)	Syp (Psi)	
Tengah	22	AISI 1045 N	98000 Psi	59000 Psi	2
Samping	35	AISI 4140 N	148000 Psi	95000 Psi	3,5
samping	35	AISI 4140 N	148000 Psi	95000 Psi	3,5

5.1.4 Perencanaan Pasak

Dalam perencanaan pasak agar pasak sesuai dengan apa yang dibutuhkan maka dibutuhkan data-data sebagai berikut :

- Spesifikasi data perencanaan :
 Tipe pasak : Pasak Segi empat (square key)
 Bahan Pasak : AISI 1010 HR dengan $S_{yp} = 42.000$ psi
 Diameter Poros 1 : 0,5 in
 Torsi dari motor : 9,588 lb.in
 Faktor keamanan : $N=2$
- Perhitungan Panjang pasak Menurut Tegangan Geser
 Syarat pasak aman : $\frac{2T}{w.L.D} \leq S_s$

Keterangan :

$W =$ Lebar pasak $= \frac{3}{8} = 0,375$ in (tabel 7-7 deutchman untuk

$$1 \frac{7}{16} < D < 1 \frac{3}{4} \text{ in})$$

$$S_s = \text{Tegangan geser yang diizinkan} = \frac{S_{yp}}{N} = \frac{0,58.S_{yp}}{N}$$

Maka :

$$L \geq \frac{2.T.N}{w.D.0,58.S_{yp}} = \frac{2 \times 15,33 \times 2}{0,375 \times 1,6 \times 0,58 \times 42000} = 0,00275 \text{ in}$$

- Perhitungan Panjang Pasak Menurut Kompresi
 Syarat pasak aman : $\frac{4T}{w.L.D} \leq S_c$

Keterangan :

$$S_c = \text{Tegangan kompresi yang diijinkan} = \frac{S_{yp}}{N}$$

Maka :

$$L \geq \frac{4T.N}{w.D.S_{yp}} = \frac{4 \times 15,33 \times 2}{0,375 \times 0,5 \times 42000} = 0,0097 \text{ in}$$

Maka dalam perencanaan ini dapat diambil nilai panjang pasak $\geq 0,0097$ in, diambillah nilai panjang 0,05

- Analisa pasak

Dalam pemilihan pasak , pasak harus kuat menahan gaya geser yang terjadi, maka didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\tau = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{w \cdot L} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

Data-data pasak :

Bahan	: AISI 1010 ($S_{yp} = 42000$)
w	: 0,375 in (dari tabel)
D	: 1,6 in (dari tabel)
T	: 9,588 lb.ft
L	: 1,240 in
N	: faktor keamanan

Maka :

$$F_t = \frac{T}{d/2} = \frac{9,588}{1,240/2} = 15,4 \text{ lb.in}$$

$$\frac{\tau}{w \cdot L} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\frac{F_t}{w \cdot L} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$33,1 \text{ Psi} \leq 21000$$

Jadi dari hasil perhitungan diatas pasak aman terhadap tegangan geser

5.1.5 Perencanaan Bantalan

Untuk merencanakan bantalan yang akan digunakan pada *flexible fixture* maka dibutuhkanlah data-data sebagai berikut agar bantalan yang dibuat sesuai dengan yang dibutuhkan *flexible fixture*. Dimana bantalan pada *flexible fixture* yaitu tipe roll sebagai berikut:

Jenis bantalan	: Single row ball bearing (Skf 61800)
Diameter dalam (d)	: 0,5906 in
Diameter luar (D)	: 1,2598 in

Dynamic load (C) : 965 lb

- Gaya radial :

$$F_r = \sqrt{(B_v^2 + B_H^2)} = \sqrt{649,8^2 + 202,2^2} = 680,53N = 152,87 \text{ lb.s}$$

- Gaya aksial resultan pada titi A : $F_{aA} = 0$
- Beban ekivalen Pada titik A(P) :

$$P = F_n (X.V.F_r.F_d)$$

Keterangan :

F_n = faktor kerja Ball bearing =1.5 (tabel 9-8 deutchman)

N = faktor putaran = 1,0 untuk inner ring rotation

$Y = 0$ (untuk nilai $N=1$ dari tabel 9-5)

$$F_3/V_{Fr} = 0$$

Maka :

$$P = 1,5(1,0 \times 1,0 \times 15298,9+0) = 229,3 \text{ lb}$$

- Umur bantalan

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{965}{229,3}\right)^3 \times 10^6 = 74536633,88 \text{ putaran}$$

Atau

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60.n} = 1242277,2 \text{ jam}$$

5.1.6 Analisa Gaya Pengereman

Berikut adalah perhitungan dari gaya pengereman pada rem cakram yang digunakan sebagai pengunci *flexible fixture*:

Diketahui :

$$F = 5 \text{ N}$$

$$K = 2$$

$$d = 0,16 \text{ m}$$

$$\mu = 0,3$$

Maka :

$$P_e = \frac{FK}{1/4 \cdot \pi \times d^2}$$

$$P_e = \frac{5 \times 2}{1/4 \cdot \pi \times 0,16^2}$$

$$= 497,6 \text{ Pa}$$

$$F_p = P_e \times 0,785 \times d^2$$

$$= 10 \text{ N}$$

Sehingga gaya gesek akibat pengereman adalah :

$$F_\mu = \mu \times P_e$$

$$= 0,3 \times 10$$

$$= 3 \text{ N}$$

Keterangan :

F = Gaya yang menekan tuas rem (N)

K = Perbandingan gaya pada tuas

d = Diameter piringan (m)

μ = Koefisien gesek

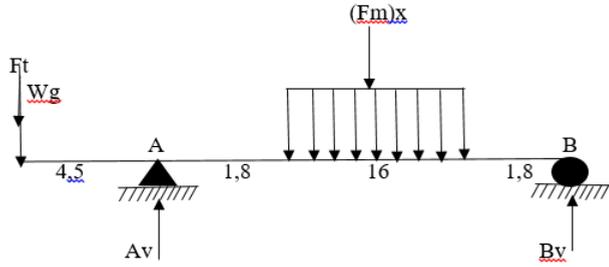
P_e = Tekanan pada tuas rem (Pa)

F_p = Gaya yang menekan rem (N)

F_μ = Gaya gesek pengereman (N)

5.1.6 Analisa Gaya Internal

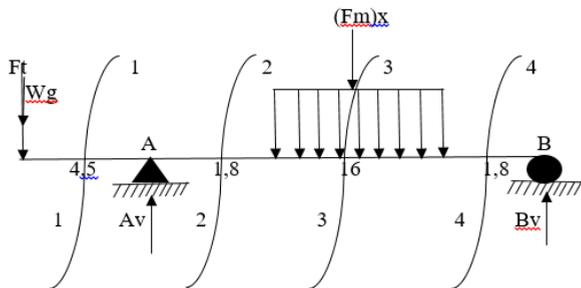
Berikut adalah gambar free body diagram 5.6 gaya internal yang bekerja pada bantalan *flexible fixture*:



Gambar 5.11 Gaya-gaya Internal

5.1.6.1 Shear Moment Diagram

Berikut merupakan gambar freebody diagram 5.7 *shear moment diagram* dari *flexible fixture* yang bekerja pada bantalan :



Gambar 5.12 Diagram momen

- Potongan 1-1
 $\sum F_y = 0(\uparrow +)$
 $1729,8 N - V_1 = 0$
 $V_1 = 1729,8 N$
 $\sum M_1 = 0 (cw(+))$
 $-(1729,8)N(X) + M_1 = 0$
 $M_1 = (1729,8X)N$
 Dimana X berada dalam region $0 < X < 0,045$
- Potongan 2-2
 $\sum F_y = 0(\uparrow +)$
 $1729,8 - 2253,9X - V_2 = 0$
 $V_2 = 1729,8 - 2253,9X N$
 $\sum M_2 = 0 (cw(+))$
 $-(1729,8) \left(X + \frac{9,8}{100} \right) + (2259,3X) \cdot X/2 + M_2 = 0$
 $M_2 = 1729,8X + 169,5 - 1129,6X^2 N$
 Dimana X berada dalam region $0 < X < 0,049$
- Potongan 3-3
 $\sum F_y = 1729,8 - 2253,9X - V_3 = 0$
 $V_3 = (1729,8 - 2253,9x) N$
 $\sum M_3 = 0 (cw(+))$
 $-(1729,8) \left(\frac{9,8}{100} + X \right) + (2259,3) \cdot (2/100 + X) + M_3 = 0$
 $M_3 = 1729,8X + 169,5 + 45,18X N$
 $M_3 = 1774,98X + 169,5 + 45,18N$
 Dimana X berada dalam region $0 < X < 0,16$
- Potongan 4-4
 $\sum F_y = 1729,8 - 2259,3X - V_4 = 0$
 $V_4 = 1729,8 - 2259,3 X N$
 $\sum M_4 = 0 (cw(+))$

$$-(1729,8)(X + 0,282) + 2259,3X(X/2) + M_4 = 0$$

$$M_4 = 1729,8X + 1129,6X^2N$$

Dimana X berada dalam region $0 < X < 0,098$

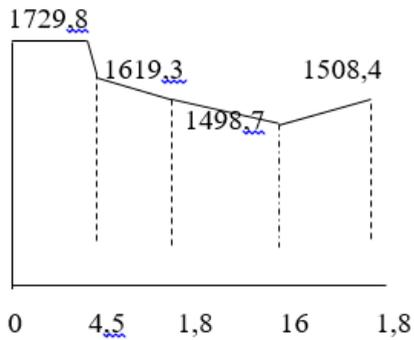
5.1.6.2 Menghitung Momen dan Gaya Geser

Berikut adalah hasil perhitungan dari momen dan gaya geser yang dibagi menjadi beberapa potongan :

- Potongan 1-1
Untuk nilai $X = 0$ m maka didapat nilai $M_1 = 0$
Untuk nilai $X = 0,045$ maka nilai $M_1 = 77,8$ Nm
- Potongan 2-2
Untuk nilai $X = 0$ m maka didapat nilai $M_2 = 169,5$ Nm
Untuk nilai $X = 0,049$ maka nilai $M_2 = 251,5$ Nm
- Potongan 3-3
Untuk nilai $X = 0$ m maka didapat nilai $M_3 = 169,5$ Nm
Untuk nilai $X = 0,16$ maka nilai $M_3 = 453,49$ Nm
- Potongan 4-4
Untuk nilai $X = 0$ m maka didapat nilai $M_4 = 0$ Nm
Untuk nilai $X = 0,098$ maka nilai $M_4 = 178,46$ Nm
Dari hasil perhitungan nilai momen diatas maka didapatkan nilai tegangan geser sebagai berikut:
 $V_1 = 1729,8$ N
 $V_2 = 1619,3$ N
 $V_3 = 1498,7$ N
 $V_4 = 1508,4$ N

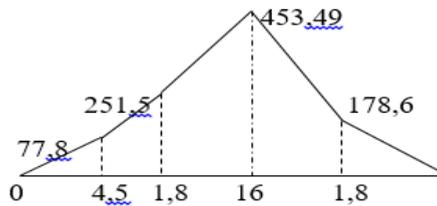
Maka dari nilai di atas didapatkan diagram shear dan momen bending sebagai berikut :

- Diagram Shear



Gambar 5.13 Diagram Shear

- Diagram momen bending



Gambar 5.14 Diagram momen bending

Maka dari nilai tegangan geser dan momen bending didapatkan nilai tertinggi yaitu pada tegangan geser maksimal adalah sebesar 1729,8 N sedangkan untuk momen bending maksimal adalah sebesar 453,49 Nm.

5.1.6.3 Maksimum Normal Stress Theory (MNST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan normal yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum normal stress theory* (MNST) :

$$\sigma_m = \frac{|M|}{I} \text{ dimana } I = 1/6bh^2 \text{ (untuk bentuk persegi)}$$

$$\sigma_m = \frac{S_{yp}}{N} \text{ (dari material), } N = 2,5 \text{ (deutchman hal 489)}$$

Maka :

$$\sigma_m = \frac{453,49}{1/6 \times 0,1555 \times 0,0913} \leq \frac{S_{yp}}{2,5}$$

$$S_{yp} = 22522662,85 \text{ Pa} = 22,52 \text{ Mpa}$$

5.1.6.4 Maksimum Shear Stress Theory (MSST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan geser yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum shear stress theory* (MsST):

$$\tau_m = \left\{ \frac{(\tau_x - \tau_y)}{2} + \tau_{xy} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$= \{ \tau_x^2 + 4\tau_{xy}^2 \}^{1/2}$$

Dimana :

$$\tau_x = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{it}$$

$$Q = A.Y$$

Keterangan :

$|M|$ = Momen bending akibat gaya *chuck* dan *cover plate*

C = Jarak permukaan cover plate hingga setengah dari h

σ_x = tegangan normal maksimum

τ_{xy} = tegangan maksimum pada sumbu x dan y

V = gaya geser yang terjadi pada poros

Q = momen awal

I = momen inersia

t = panjang cover plate

Y = jarak ujung cover plate ke sumbu tengah

A = Luas area Cover plate

- Perhitungan

$$\sigma_x = \frac{178}{\frac{1}{12} \times 0,01555 \times 0,0913}$$

$$= 16532098,92 \text{ Pa}$$

$$= 16,53 \text{ Mpa}$$

$$V_{\text{maks}} = 1729,8$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot b h^3$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 0,156 \cdot 0,091^3$$

$$= 9,734 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

$$Q = A \cdot Y$$

$$= b \cdot t \cdot 1/2h$$

$$=(0,155.014.0,091)/2$$

$$= 9, 8735. 10^{-4}$$

$$T = 0,16 \text{ m}$$

Maka nilai maksimu shear stress :

$$\tau_m = \{ \tau_x^2 + 4\tau_{xy}^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau_m = 22012379,7 \text{ Pa} = 22,01 \text{ Mpa}$$

Berdasarkan hasil yang didapat berdasarkan nilai MSST (maksimum shear stress) maka diperoleh nilai Syp sebagai berikut:

$$\frac{Syp}{2N} \geq \tau_{max}$$

$$Syp = 88,04 \text{ MPa}$$

Sehingga dapat disimpulkan jenis material yang akan dipakai untuk pembuatan *cover plate* dan poros pada *flexible fixture* adalah JIS S45C standard yang memiliki karakteristik sebagai berikut:

1. Kekuatan Tarik (Tensile Strenght): 345 MPa
2. Yield Strenght: 207 MPa
3. Kekerasan: 174 BHN

Dalam pemilihan material tersebut mengacu pada hasil analisa yang diperoleh yaitu poros samping merupakan bagian terkenan beban paling besar, sehingga pemilihan material untuk *cover plate* harus diperhatikan dengan baik. Untuk bahan komponen-komponen penyusun lainnya diasumsikan sama

5.2 Analisa Software Autodesk Inventor

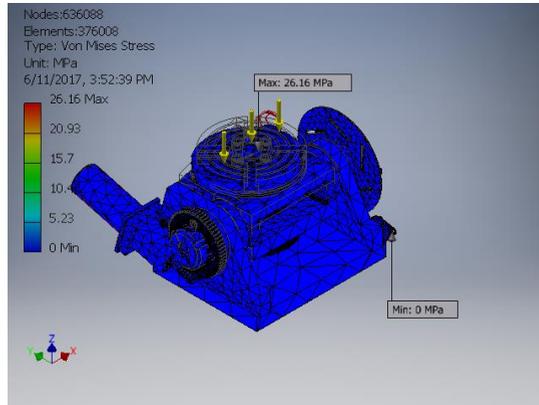
Setelah melakukan pemodelan 3D, selanjutnya proses yang dilakukan adalah menganalisa *flexible fixture* yang telah dibuat tersebut. Dengan melakukan analisa terhadap model tersebut maka dapat diketahui reaksi sistem terhadap gaya, dimana gaya yang diberikan adalah sesuai dengan keadaan yang ada dilapangan. Setelah analisa tersebut selesai maka akan didapatkan hasil dari analisa tersebut dengan membaca hasil yang telah dikeluarkan. Setelah melakukan analisa tersebut maka akan diketahui nilai tegangan maksimum dan minimum yang bekerja pada *flexible fixture*. Dalam menganalisa *flexible fixture* dibagi menjadi dua bagian analisa yaitu analisa *flexible fixture assembly* dan analisa *flexible fixture tiap part*.

5.2.1 Analisa *flexible fixture Assembly*

Menganalisa *flexible fixture* setelah dilakukan proses *assembly* bertujuan untuk menegetahui titik-titik kritis diaman *flexible fixture* tersebut apakah mampu menahan beban atau gaya yang diberikan. Dari analisa proses tersebut maka akan diketahui bagian *flexible fixture* yang mengalami tegangan paling besar, sehingga dimungkinkan bagian yang mengalami tegangan yang paling besar akan menjadi lebih cepat rusak. Berikut adalah hasil analisa *flexible fixture* secara *assembly*:

5.2.1.1 Von misses stress analysis

Berikut analisa *flexible fixture* menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* pemberian gaya pada bagian *flexible fixture* :

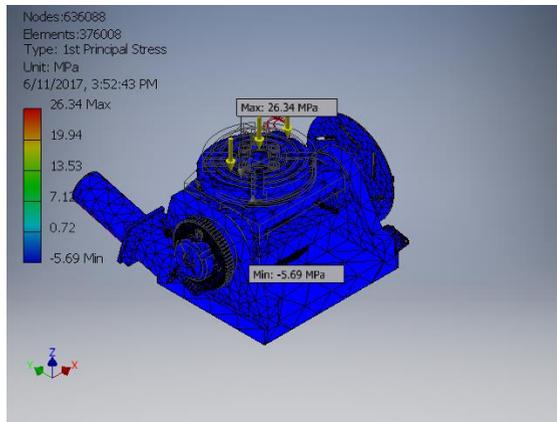


Gambar 5.15. *Von misses stress Analysis*

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada *flexible fixture* tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 26,16 MPa yang terletak pada bagian ujung poros samping yang menyangga *cover plate* dan *chuck*, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada poros adalah sebesar 0MPa yang terletak pada daerah yang tidak terkena efek dari gaya yang diberikan pada *flexible fixture*.

5.2.1.2 *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa *flexible fixture* dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi pada bagian *flexible fixture* dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :

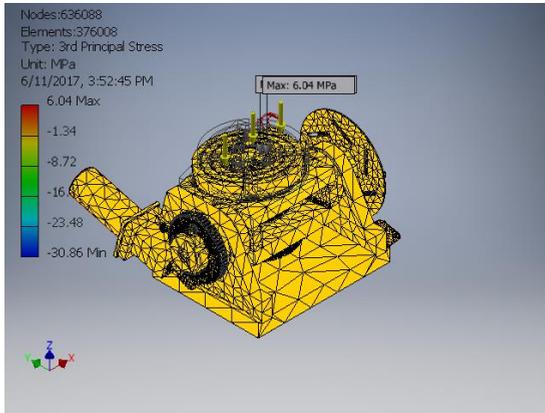


Gambar 5.16 1st Principal Stress Analysis

Dari gambar diatas dapat diketahui tegangan Tarik maksimum yang terjadi pada material, maka didapatkan tegangan maksimum yang berkerja pada *flexible fixture* tersebut sebesar 26,24 MPa yang terletak pada ujung poros samping dan *cover plate* yang digunakan sebagai tumpuan dari bagian yang dikenai beban. Sedangkan teganag minimum sebesar -5,69 MPa yang terletak pada bagian benda yang tidak terpengaruh oleh beban yang diberikan pada *flexible fixture*.

5.2.1.3 3rd Principal Stress Analysis

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pemerberian beban yang sama yaitu sebesar 1000N maka didapatkan hail komputasi 3st Principal Stress yang terjadi pada *flexible fixture* dengan bantuan dari software autodesk inventor adalah sebagai berikut :



Gambar 5.17 *3rd Principal Stress Analysis*

Dari hasil perhitungan secara komputasi maka didapatkan nilai dari *3st Principal Stress* yang bekerja pada bagian *flexible fixture* tersebut dengan tegangan maksimum sebesar 6,04 MPa yang terletak pada bagian *cover plate* yang terhubung dengan poros samping yang diberi beban gaya sedang tegangan minimum yang bekerja sebesar -30,86 MPa yang terletak pada bagian *flexible fixture* yang tidak dikenai beban.

Dari hasil analisa menggunakan bantuan *software autodesk inventor* tersebut dapat disimpulkan nilai tegangan maksimum yang terbesar adalah hasil dari analisa *von misses stress* yaitu dengan nilai sebesar 0,142 MPa dan tegangan maksimum terkecil adalah hasil analisa dari *3st Principal Stress* yaitu sebesar 0,0168 MPa.

5.2.2 Analisa Komponen *Flexible Fixture*

Dalam pembuatan desain dari *flexible fixture* dibutuhkan beberapa komponen penyusun. Dalam menganalisa *flexible fixture* selain analisa secara *assembly* juga diperlukan analisa pada setiap komponen penyusun dari *flexible fixture* tersebut. Dalam menganalisa setiap komponen dari *flexible fixture* ini bertujuan agar dalam melakukan analisa tersebut didapatkan hasil yang baik.

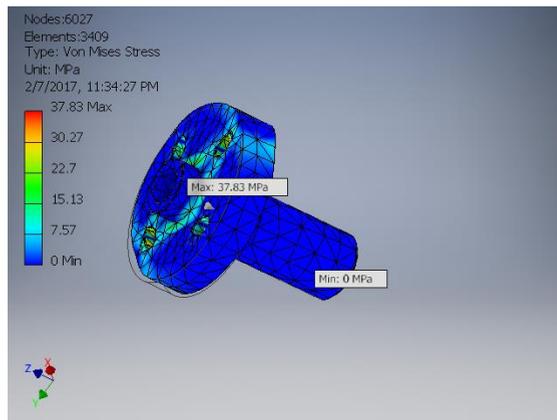
Komponen-komponen penyusun *flexible fixture* tersebut adalah sebagai berikut :

5.2.2.1 Poros Samping

Dalam merancang *flexible fixture* dibutuhkanlah sebuah komponen penyusun sebelum dirakit (*assembly*) menjadi satu. Poros samping merupakan komponen yang berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* dimana poros samping terbagi menjadi dua bagian yang digunakan untuk mentransmisikan putaran dari motor selain mentransmisikan putaran poros samping juga digunakan untuk menopang *cover plate* dan *chuck*. Berikut adalah hasil analisa ddari poros samping menggunakan *software Autodesk inventor* yang dibagi menjadi tiga macam *principal stress* :

a. Von misses stress Analysis

Berikut analisa poros samping menggunakan bantuan software autodesk inventor. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* pemberian gaya pada bagian poros samping :

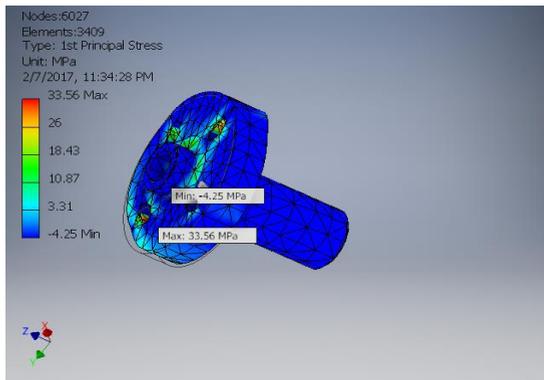


Gambar 5.18. *Von misses stress* poros samping

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada poros tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 37,86 MPa yang terletak pada bagian ujung poros samping yang dikenai gaya, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada poros adalah sebesar 0 MPa yang terletak pada daerah memanjang dari poros yang dibuat sebagai tumpuan dan tidak terkena efek dari gaya yang diberikan pada poros tersebut.

b. *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa poros samping dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi pada bagian poros samping dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



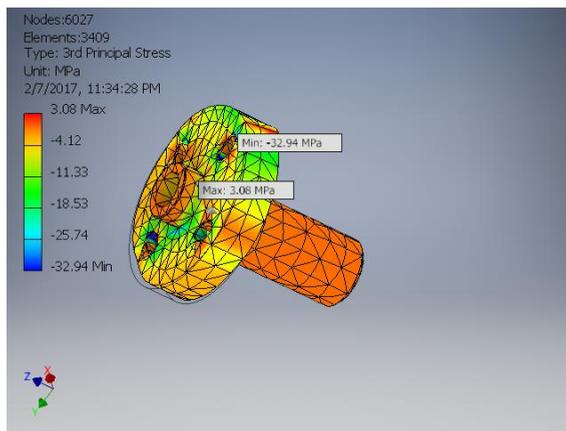
Gambar 5.19 *1st Principal Stress* poros samping

Dari gambar diatas dapat diketahui tegangan Tarik maksimum yang terjadi pada material, maka didapatkan tegangan maksimum yang berkerja pada poros sampig tersebut sebesar 33,56 MPa yang terletak pada ujung poros samping yang digunakan sebagai tumpuan dari bagian yang dikenai beban. Sedangkan tenganag minimum sebesar -4,25

MPa yang terletak pada bagian memanjang poros samping yang tidak terpengaruh oleh beban yang diberikan .

c. 3rd Principal Stress Analysis

Hasil ketiga dari analisa poros samping dengan pemeberian beban yang sama yaitu sebesar 1000 N maka didapatkan hail komputasi 3st Principal Stress yang terjadi pada poros samping dengan bantuan dari software autodesk inventor adalah sebagai berikut :



Gambar 5.20 3rd Principal Stress poros samping

Dari hasil perhitungan secara komputasi maka didapatkan nilai dari 3st Principal Stress yang bekerja pada bagian poros samping tersebut dengan tegangan maksimum sebesar 3,08 MPa yang terletak pada bagian ujung poros samping yang diberi beban gaya. Sedangkan tegangan minimum yang bekerja sebesar -32,94 MPa yang terletak pada bagian memanjang poros samping yang digunakan sebagai tumpuan.

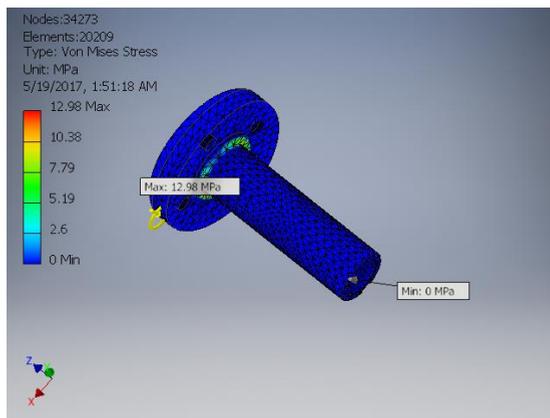
5.2.2.2 Poros Tengah

Komponen selanjutnya yang dibutuhkan dalam merancang *flexible fixture* sebelum dirakit menjadi satu adalah

poros tengah. Poros tengah juga merupakan komponen yang berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* dimana poros tengah digunakan untuk mentransmisikan putaran dari motor bagian atas untuk memutar chuck. Selain mentransmisikan putaran motor, poros tengah juga digunakan untuk menopang benda kerja dan chuck. Berikut adalah hasil analisa dari poros tengah menggunakan *software Autodesk inventor* yang dibagi menjadi tiga macam *principal stress* sebagai berikut:

a. *Von misses stress Analysis*

Berikut analisa poros tengah menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* dengan pemberian gaya pada poros tengah :



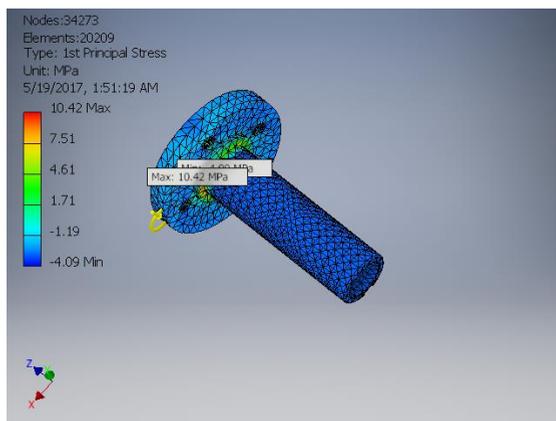
Gambar 5.21. *Von misses stress* poros tengah

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada poros tengah tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 12,98 MPa yang terletak pada bagian ujung poros tengah yang langsung kikenai gaya, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada poros tengah adalah

sebesar 0 MPa yang terletak pada daerah tumpuan yang tidak terkena efek dari gaya yang diberikan pada poros tengah tersebut.

b. *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa poros tengah dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi pada bagian poros tengah dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.22 *1st Principal Stress* poros tengah

Dari gambar diatas dapat diketahui tegangan Tarik maksimum yang terjadi pada material, maka didapatkan tegangan maksimum yang berkerja pad poros tengah tersebut sebesar 10,42 MPa yang terletak pada sambungan antara ujung poros tengah yang dikenai beban dengan bagian memanjang poros yang digunakan sebagai tumpuan. Sedangkan tenganag minimum sebesar -4,09 MPa yang terletak pada bagian benda yang tidak terpengaruh oleh beban.

c. 3rd Principal Stress Analysis

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pemeberian beban yang sama yaitu sebesar 1000 N maka didapatkan hail komputasi 3st Principal Stress yang terjadi pada poros tengah dengan bantuan dari *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.23 3rd Principal Stress poros tengah

Dari hasil perhitungan secara komputasi maka didapatkan nilai dari 3st Principal Stress yang bekerja pada bagian poros tengah tersebut dengan tegangan maksimum sebesar 2,95 MPa yang terletak pada sambungan antara ujung poros tengah yang dikenai beban dengan bagian memanjang poros yang digunakan sebagai tumpuan. Sedangkan tegangan minimum yang bekerja -11 MPa yang terletak pada bagian poros tengah yang tidak terpengaruh oleh gaya yang diberikan

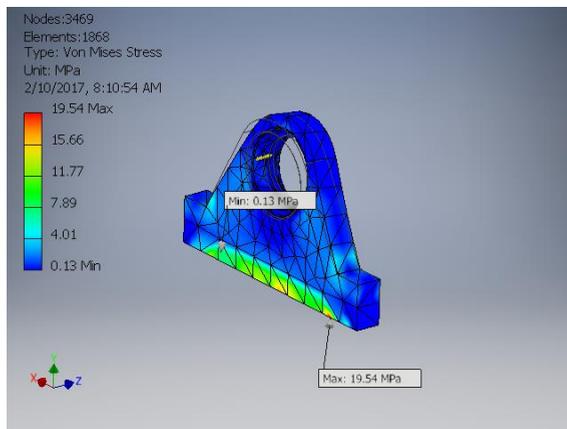
5.2.2.3 Plat Penyangga Samping kanan

Plat penyangga samping kanan merupakan komponen yang berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* dimana plat penyangga samping terbagi menjadi dua bagian yaitu sebelah kanan dan kiri, dimana plat penyangga samping

digunakan untuk menyangga *cover plate* dan *chuck*. Berikut adalah hasil analisa dari plat penyangga samping kanan menggunakan *software Autodesk inventor* yang dibagi menjadi tiga macam principal stress :

a. *Von misses stress Analysis*

Berikut analisa plat penyangga samping kanan menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* pemberian gaya pada bagian plat penyangga samping kanan :

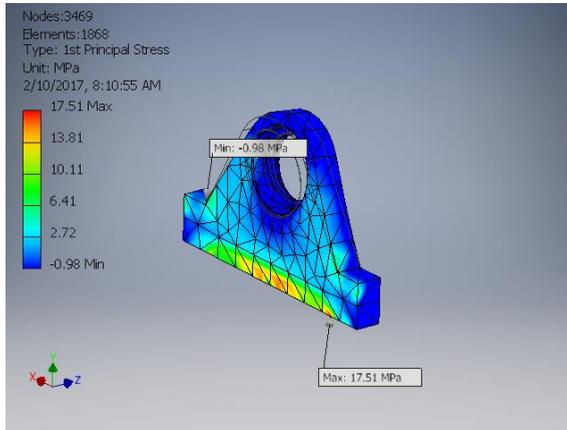


Gambar 5.24 *Von misses stress* plat penyangga kanan

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada poros tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 19,54 MPa yang terletak pada bagian alas plat penyangga samping samping yang menyangga beban dari *cover plate* dan *chuck*, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada poros adalah sebesar 0,13 MPa yang terletak pada daerah yang tidak terkena efek dari gaya yang diberikan yaitu pada bagian atas dari plat penyangga samping tersebut.

b. *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa plat penyangga samping kanan dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi pada bagian plat penyangga samping kanan dengan menggunakan *bantuan software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



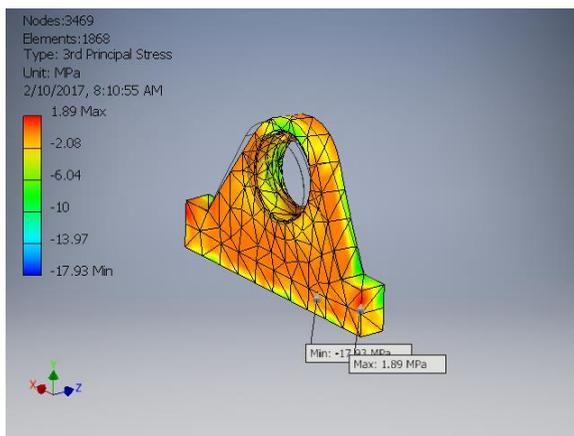
Gambar 5.25 *1st Principal Stress* plat penyangga kanan

Dari gambar diatas dapat diketahui tegangan Tarik maksimum yang terjadi pada material, maka didapatkan tegangan maksimum yang berkerja pada plat penyangga samping kanan tersebut sebesar 017,51 MPa yang terletak pada alas plat penyangga samping kanan yang digunakan sebagai tumpuan dari bagian yang dikenai gaya. Sedangkan teganga minimum sebesar -0,095 MPa yang terletak pada bagian benda yang tidak terpengaruh oleh beban yang diberikan pada plat penyangga samping.

c. *3rd Principal Stress Analysis*

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pemeberian beban yang sama yaitu sebesar 1000 N maka didapatkan hasil komputasi *3st Principal Stress* yang terjadi pada plat

penyangga samping kanan dengan bantuan dari *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.26 3^{rd} Principal Stress plat penyangga kanan

Dari hasil perhitungan secara komputasi maka didapatkan nilai dari 3^{st} Principal Stress yang bekerja pada bagian plat penyangga samping kanan tersebut dengan tegangan maksimum sebesar 1,89 MPa yang terletak pada bagian bawah plat penyangga samping kanan yang terhubung dengan poros samping kanan yang diberi beban gaya sedang tegangan minimum yang bekerja sebesar -17,93 MPa yang terletak pada bagian yang berdekatan dengan tegangan maksimum.

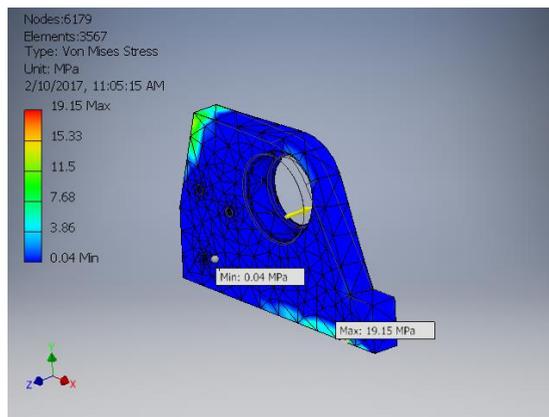
5.2.2.4 Plat Penyangga Samping Kiri

Plat penyangga samping kiri merupakan komponen yang berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* dimana plat penyangga samping kiri memiliki fungsi yang sama dengan plat penyangga samping kanan yaitu digunakan untuk menyangga *cover plate* dan *chuck* serta menahan beban dari proses permesinan putaran. Berikut adalah hasil analisa dari plat penyangga samping kiri menggunakan *software*

Autodesk inventor yang dibagi menjadi tiga macam *principal stress* :

a. Von misses stress Analysis

Berikut analisa plat penyangga samping kiri menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* dengan pemberian gaya pada plat penyangga samping kiri :

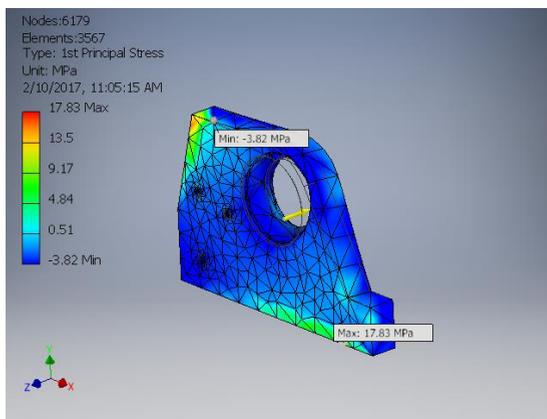


Gambar 5.27. *Von misses stress* plat penyangga kiri

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada plat penyangga samping kiri tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 19,15 MPa yang terletak pada bagian bawah plat penyangga samping kiri tersebut, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada plat penyangga samping kiri adalah sebesar 0,04 MPa yang terletak pada daerah tengah pada bagian plat dimana pada bagian tersebut mendapatkan efek yang tidak terlalu dari gaya yang diberikan.

b. *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa plat penyangga samping kiri dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi pada bagian plat penyangga samping kiri dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :

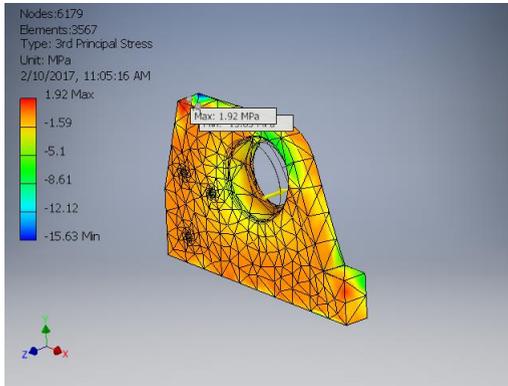


Gambar 5.28 *1st Principal Stress* plat penyangga kiri

Dari gambar diatas dapat diketahui tegangan Tarik maksimum yang terjadi pada material, maka didapatkan tegangan maksimum yang berkerja pada plat penyangga samping kiri tersebut sebesar 17,83 MPa yang terletak pada bagian bawah plat penyangga samping kiri sebagai tumpuan dari bagian yang dikenai beban. Sedangkan tenganag minimum sebesar -3,82 MPa yang terletak pada bagian benda yang tidak terpengaruh oleh beban yang diberikan.

c. *3rd Principal Stress Analysis*

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pemeberian beban yang sama yaitu sebesar 1000N maka didapatkan hail komputasi *3st Principal Stress* yang terjadi pada plat penyangga samping kiri dengan bantuan dari *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.29 3^{rd} Principal Stress plat penyangga kiri

Dari hasil perhitungan secara komputasi maka didapatkan nilai dari 3^{st} Principal Stress yang bekerja pada bagian *flexible fixture* tersebut dengan tegangan maksimum sebesar 1,92 MPa yang terletak pada bagian atas plat penyangga samping kiri yang terhubung dengan plat penyangga samping kiri yang diberi beban gaya sedang tegangan minimum yang bekerja sebesar -13,03 MPa yang terletak pada bagian yang tidak terpengaruh oleh beban.

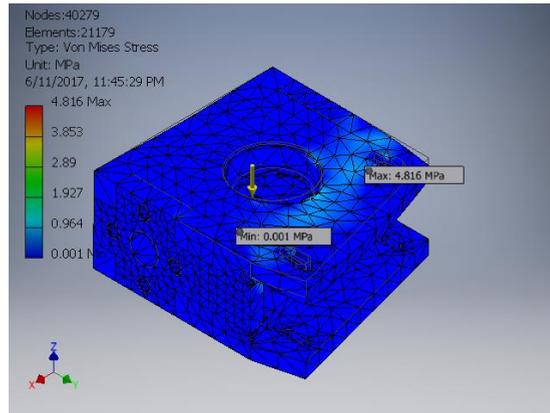
5.2.2.5 Cover Plate

Cover plate merupakan komponen yang berhubungan langsung dengan poros samping pada *flexible fixture*. *Cover plate* juga berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* karena *bottom plate* merupakan komponen yang digunakan sebagai meja dan menumpu chuck dan benda kerja pada *flexible fixture*. Berikut adalah hasil analisa dari *cover plate* menggunakan *software Autodesk inventor* yang dibagi menjadi tiga macam *principal stress*:

a. Von misses stress Analysis

Berikut analisa *cover plate* menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut

didapatkan hasil komputasi analisa *von mises stress* pemberian gaya pada bagian *cover plate* :

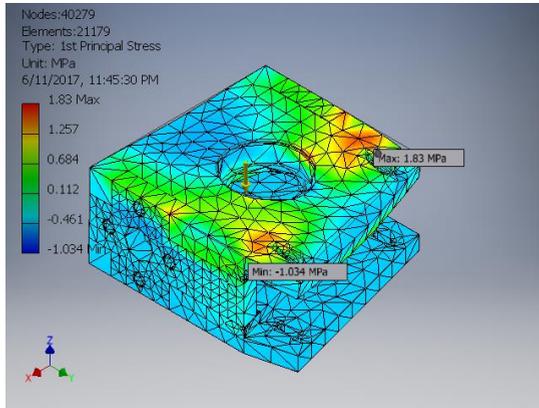


Gambar 5.30. *Von mises stress cover plate*

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada poros tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 4,816 MPa yang terletak pada bagian ujung *bottom plate* yang digunkana sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada cover plate adalah sebesar 0,001 MPa yang terletak pada bagian tengah *cover plate*.

b. 1st Principal Stress Analysis

Hasil kedua dari analisa *cover plate* dengan beban yang sama yaitu 1000 N hasil komputasi 1st Principal Stress yang terjadi pada bagian *bottom plate* dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :

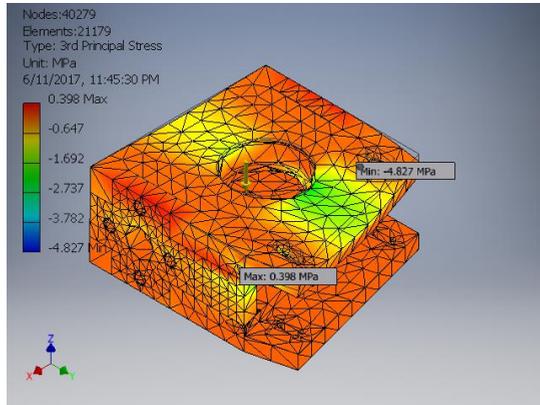


Gambar 5.31 1^{st} Principal Stress cover plate

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada poros tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 1,83 MPa yang terletak pada bagian ujung *cover plate* yang digunakan sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada *cover plate* adalah sebesar -1,034 MPa yang terletak pada bagian ujung *cover plate* yg dijadikan sebagai tumpuan.

c. 3^{rd} Principal Stress Analysis

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pembebanan beban yang sama yaitu sebesar 1000 N maka didapatkan hasil komputasi 3^{st} Principal Stress yang terjadi pada *cover plate* dengan bantuan dari *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.32 *3rd Principal Stress cover plate*

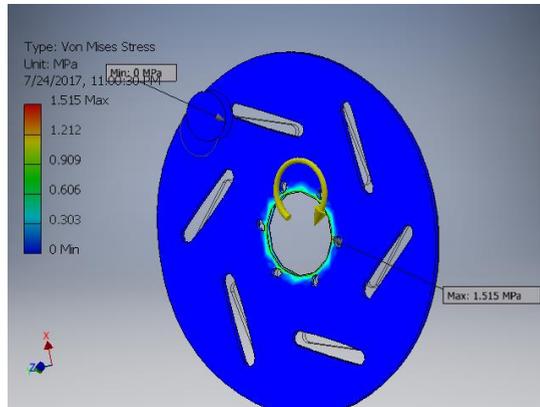
Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada *cover plate* tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 0,398 MPa yang terletak pada bagian ujung kiri *cover plate* yang digunakan sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada *cover plate* adalah sebesar -4,827 MPa yang terletak pada bagian ujung kanan *cover plate* yg digunakan sebagai tumpuan.

5.2.2.6 Piringan Cakram

Piringan cakram merupakan komponen yang digunakan untuk menahan gerakan dari *flexible fixture*. Piringan cakram juga berperan penting dalam pembuatan *flexible fixture* karena piringan cakram membantu worm gear dalam menahan beban sehingga diharapkan umur worm gear bisa lebih panjang. Berikut adalah hasil analisa dari piringan cakram menggunakan *software Autodesk inventor* yang dibagi menjadi tiga macam *principal stress*:

a. *Von misses stress Analysis*

Berikut analisa piringan cakram menggunakan bantuan *software autodesk inventor*. Dari hasil analisa tersebut didapatkan hasil komputasi analisa *von misses stress* sebagai berikut :

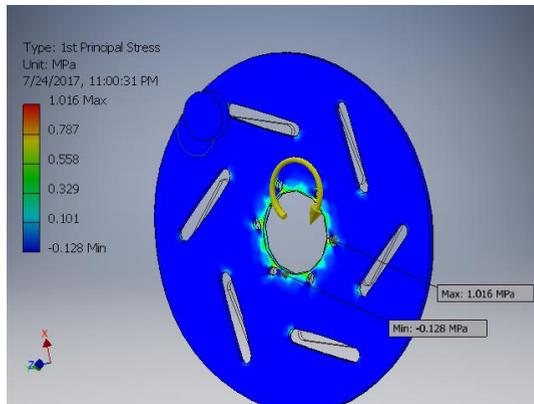


Gambar 5.33. *Von misses stress* Piringan cakram

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada piringan cakram tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 1,515 MPa yang terletak pada bagian tengah piringan yang digunakan sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada piringan adalah sebesar 0 MPa yang terletak pada bagian kampas rem.

b. *1st Principal Stress Analysis*

Hasil kedua dari analisa piringan cakram dengan beban yang sama yaitu 1000 N, hasil komputasi *1st Principal Stress* yang terjadi dengan menggunakan bantuan *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :

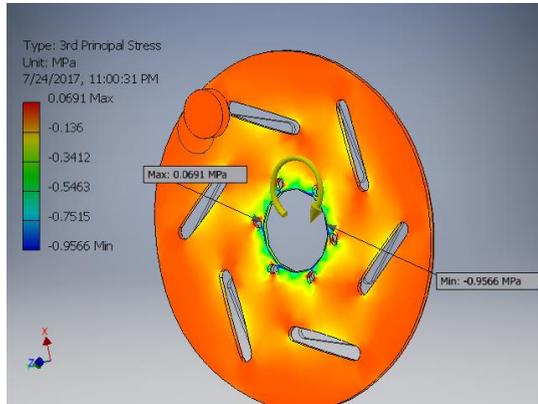


Gambar 5.34 1^{st} Principal Stress Piringan cakram

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada piringan cakram tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 1,016 MPa yang terletak pada bagian tengah piringan yang digunakan sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada piringan adalah sebesar -0,128 MPa yang terletak pada bagian lubang baut tengah.

c. 3^{rd} Principal Stress Analysis

Hasil ketiga dari analisa pemodelan dengan pemberian beban yang sama yaitu sebesar 1000 N maka didapatkan hasil komputasi 3^{st} Principal Stress yang terjadi pada piringan cakram dengan bantuan dari *software autodesk inventor* adalah sebagai berikut :



Gambar 5.35 3^{rd} Principal Stress Piringan cakram

Dengan memberikan gaya maksimum sebesar 1000 N pada piringan cakram tersebut maka didapatkan tegangan maksimum 0,0691 MPa yang terletak pada bagian tengah piringan cakram yang digunakan sebagai tumpuan, sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada piringan cakram adalah sebesar -0,9566 MPa .

BAB VI

EVALUASI HASIL DAN ANALISA

Pada bab ini akan dilakukan pembahasan dari hasil analisa *flexible fixture* yaitu hasil analisa secara manual maupun dengan menggunakan *software Autodesk Inventor* dimana hasil yang diperoleh dari hasil analisa menggunakan dua metode tersebut apakah sesuai dengan nilai tegangan maksimum dari material yang akan digunakan untuk membuat *flexible fixture* tersebut.

6.1 Hasil Analisa Manual

6.1.1 Analisa tanpa benda kerja

- *Maksimum Normal Stress Theory* (MNST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan normal yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum normal stress theory* (MNST) sesuai dengan persamaan 2.12 :

$$\sigma_{yp} = 82464,75 \text{ Pa} = 0,824 \text{ Mpa}$$

- *Maksimum Shear Stress Theory* (MSST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan geser yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum shear stress theory* (MSST) sesuai dengan persamaan 2.14:

$$\tau_m = 664775,87 = 0,664 \text{ Mpa}$$

6.1.2 Analisa dengan benda kerja

- *Maksimum Normal Stress Theory* (MNST)

Berikut adalah nilai maksimum tegangan normal yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum normal stress theory* (MNST) sesuai dengan persamaan 2.12:

$$\sigma_{yp} = 22522662,85 \text{ Pa} = 22,52 \text{ Mpa}$$

- **Maksimum Shear Stress Theory (MSST)**

Berikut adalah nilai maksimum tegangan geser yang terdapat pada *flexible fixture* yang dihitung menggunakan persamaan *maksimum shear stress theory* (MSST) sesuai dengan persamaan 2.14:

$$\tau_m = 22012379,7\text{Pa} = 22,01\text{ Mpa}$$

Pada hasil analisa *flexible fixture* dengan perhitungan manual nilai tegangan normal maksimum dengan benda kerja maupun tanpa benda kerja memiliki nilai dibawah tegangan maksimum yang diizinkan material, sehingga desain dari *flexible fixture* aman dan mampu menahan benda dan gaya permesinan dengan baik.

6.2 Hasil Analisa Software Autodesk Inventor

Flexible fixture yang telah dirancang akan dilakukan pengujian dengan *software Autodesk inventor* dimana pengujian yang dilakukan secara *assembly* dan analisa pada tiap *part*. Dalam pengujian secara *assembly* daerah yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *cover plate* yang langsung terhubung dengan poros samping. Maka dari hasil analisa tersebut dapat dilakukan evaluasi sebagai berikut:

6.2.1 Analisa dengan benda kerja

Berikut ini adalah hasil analisa *flexible fixture* secara *assembly* dengan benda kerja dengan menggunakan bantuan *software Autodesk inventor*:

- **Von misses stress**

Pada gambar 6.1 maka didapatkan hasil kekuatan bahan (*strength of material*) maksimum dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* adalah sebesar 26,36 MPa.

- ***1st Principal Stress***

Dari gambar 6.2 maka dapat dilihat hasil dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* dengan nilai tegangan *1st principal stress* (tegangan Tarik) maksimum adalah sebesar 26,34 MPa.

- ***3st Principal Stress***

Dari gambar 6.3 maka dapat dilihat hasil dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* dengan nilai tegangan *3st principal stress* (tegangan Tarik) maksimum adalah sebesar 6,04MPa.

6.2.2 Analisa tanpa benda kerja

Flexible fixture yang kami rancang setelah dilakukan pengujian dengan *software Autodesk inventor* dimana pengujian yang dialukan secara *assembly*. Dalam pengujian secara *assembly* daerah yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *cover plate* yang langsung terhubung dengan poros samping. Maka dari hasil analisa tersebut dapat ddilakukan evaluasi sebagai berikut:

- ***Von misses stress***

Pada gambar 6.1 maka didapatkan hasil kekuatan bahan (*strength of material*) maksimum dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* adalah sebesar 1,312 MPa.

- ***1st Principal Stress***

Dari gambar 6.2 maka dapat dilihat hasil dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* dengan nilai tegangan *1st principal stress* (tegangan Tarik) maksimum adalah sebesar 1,23 MPa.

- ***3st Principal Stress***

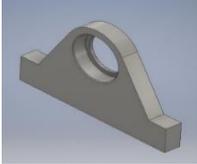
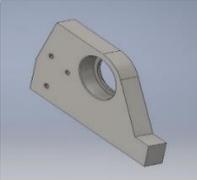
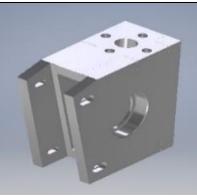
Dari gambar 6.3 maka dapat dilihat hasil dari analisa menggunakan *software Autodesk inventor* dengan nilai tegangan *3st principal stress* (tegangan Tarik) maksimum adalah sebesar 0,257 MPa.

6.3 Analisa Komponen *Flexible Fixture*

Dalam pengujian *flexible fixture* dilakukan pengujian pada setiap komponen dari *flexible fixture* tersebut. Bagian-bagian yang dianalisa adalah komponen-komponen pada *flexible fixture* yang berperan penting untuk menunjang fungsi dari *flexible fixture* tersebut maka hanya dipilhkan beberapa bagian komponen yang ditabulasikan pada tabel 6.1:

Tabel 6.1 Hasil analisa pada komponen *flexible fixture*

Nama Part	Gambar part	Von misses stress	1st Principal Stress	3rd Principal Stress
Poros samping		37,86 MPa	33,56 MPa	3,08 Mpa
Poros tengah		50,59 MPa	51,23 MPa	9,48 MPa
Bottom plate		3,379 MPa	3,035 MPa	0,041 MPa

Plat penyangga kiri		19,54 MPa	17,51 MPa	1,89 MPa
Plat penyangga kanan		19,15 MPa	17,83 MPa	1,92 MPa
Cover plate		4,816 MPa	1,83 MPa	0,386 MPa

Pada analisa dengan menggunakan *software Autodesk inventor* baik hasil analisa secara assembly dengan beban dan tanpa beban maupun bagian komponen hasil yang didapatkan tidak melebihi tegangan ijin dari material, sehingga desain dari *flexible fixture* aman untuk digunakan dan mampu menahan beban permesinan dengan baik.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN

7.1 Kesimpulan

Dari hasil analisa dan evaluasi baik secara perhitungan manual maupun dengan bantuan *software Autodesk inventor* adalah sebagai berikut :

1. Sistem pengunci cakram pada *flexible fixture* mampu mengunci gerakan dan mengurangi kerja *worm gear* sebagai penahan beban.
2. Bagian yang mendapatkan beban yang paling besar adalah bagian poros samping yang langsung terhubung *cover plate* samping, hal ini dikarenakan poros samping menahan seluruh beban dari *cover plate, chuck* dan beban akibat proses permesinan. Dari nilai Von Misses stress *flexible fixture* dengan bantuan *software Autodesk inventor* tanpa beban yaitu sebesar 1,312 MPa, 1st Principal Stress sebesar 1,23 MPa dan 3rd principal stress sebesar 0,257 MPa sedangkan perhitungan dengan beban didapatkan hasil untuk nilai Von Misses stress yaitu sebesar 26, 36 MPa, 1st Principal Stress sebesar 26,34 MPa dan 3rd principal stress sebesar 6,34MPa. Dari hasil tersebut nilai tegangan normal maksimum (Von Misses stress) tidak melebihi nilai dari tegangan ijin material yang diizinkan, sehingga *flexible fixture* aman dan mampu menahan beban permesinan.
3. Dari nilai tegangan normal maksimum (MNST) *flexible fixture* dengan perhitungan manual tanpa beban yaitu sebesar 0,824 MPa dan tegangan geser maksimum (MSST) sebesar 0,664 MPa sedangkan perhitungan dengan beban nilai tegangan normal maksimum (MNST) yaitu sebesar 22,52 MPa dan tegangan geser maksimum

(MSST) sebesar 22,01 MPa. Dari nilai tegangan normal maksimum material (MNST) tersebut maka desain dari *flexible fixture* tersebut aman karena tidak melebihi tegangan ijin dari material 345 MPa

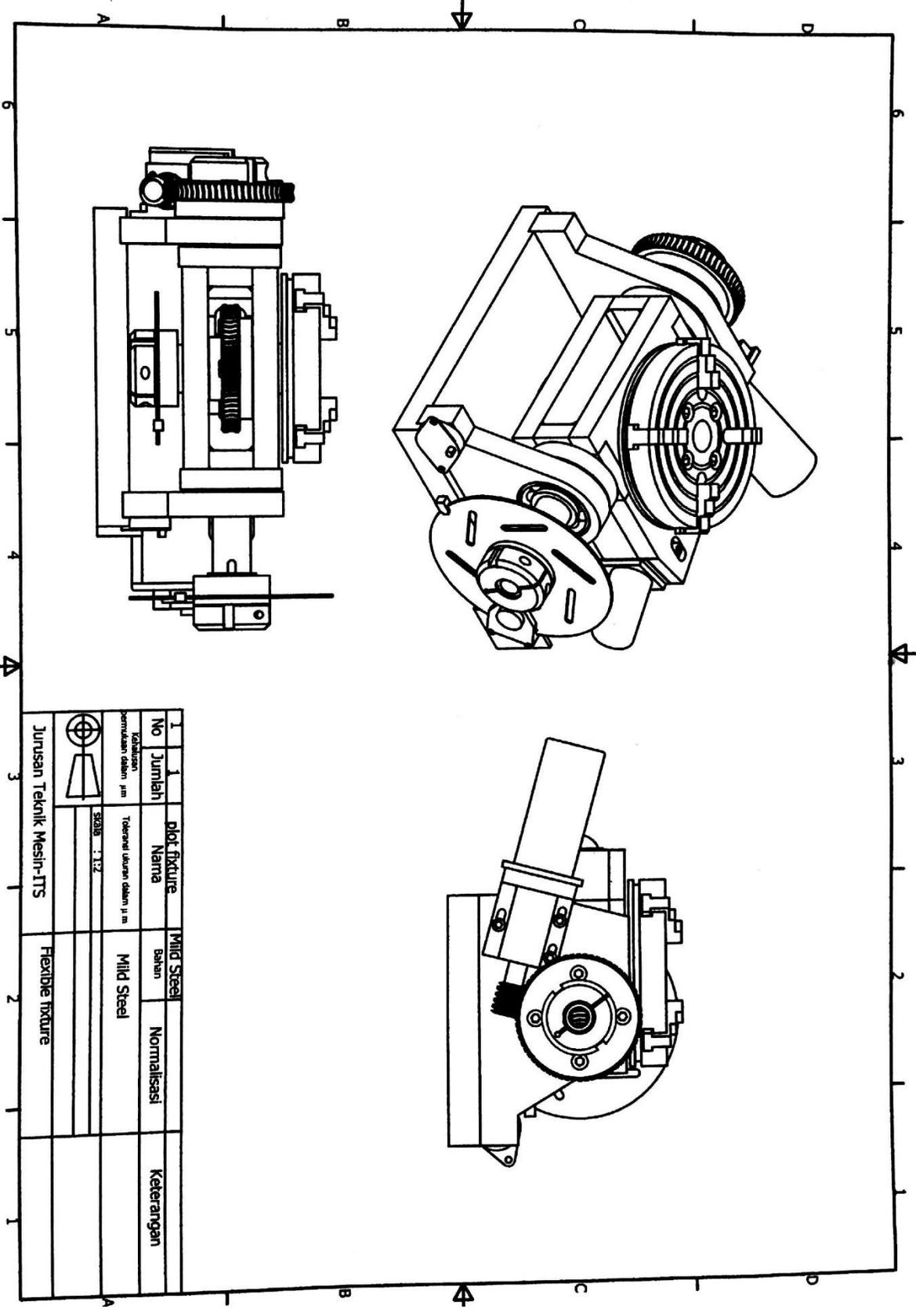
7.2 Saran

1. Untuk mendapatkan hasil yang lebih baik dari analisa dengan perhitungan manual sebaiknya mengurangi asumsi yang dibutuhkan.
2. Dalam pengujian dengan menggunakan *software Autodesk inventor* sebaiknya membuat posisi sudut *flexible fixture* lebih bervariasi, agar hasil yang didapat lebih maksimal.

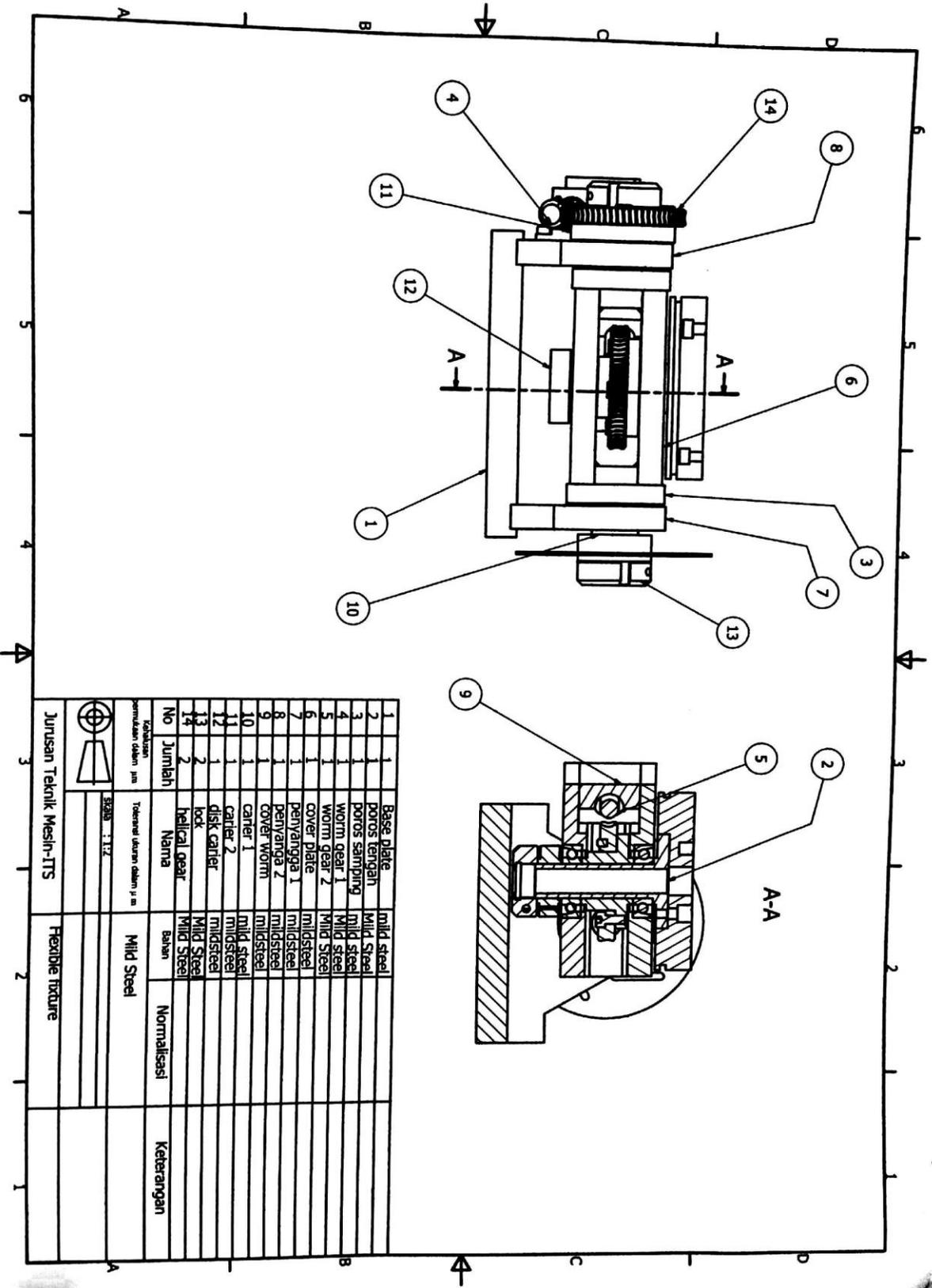
(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

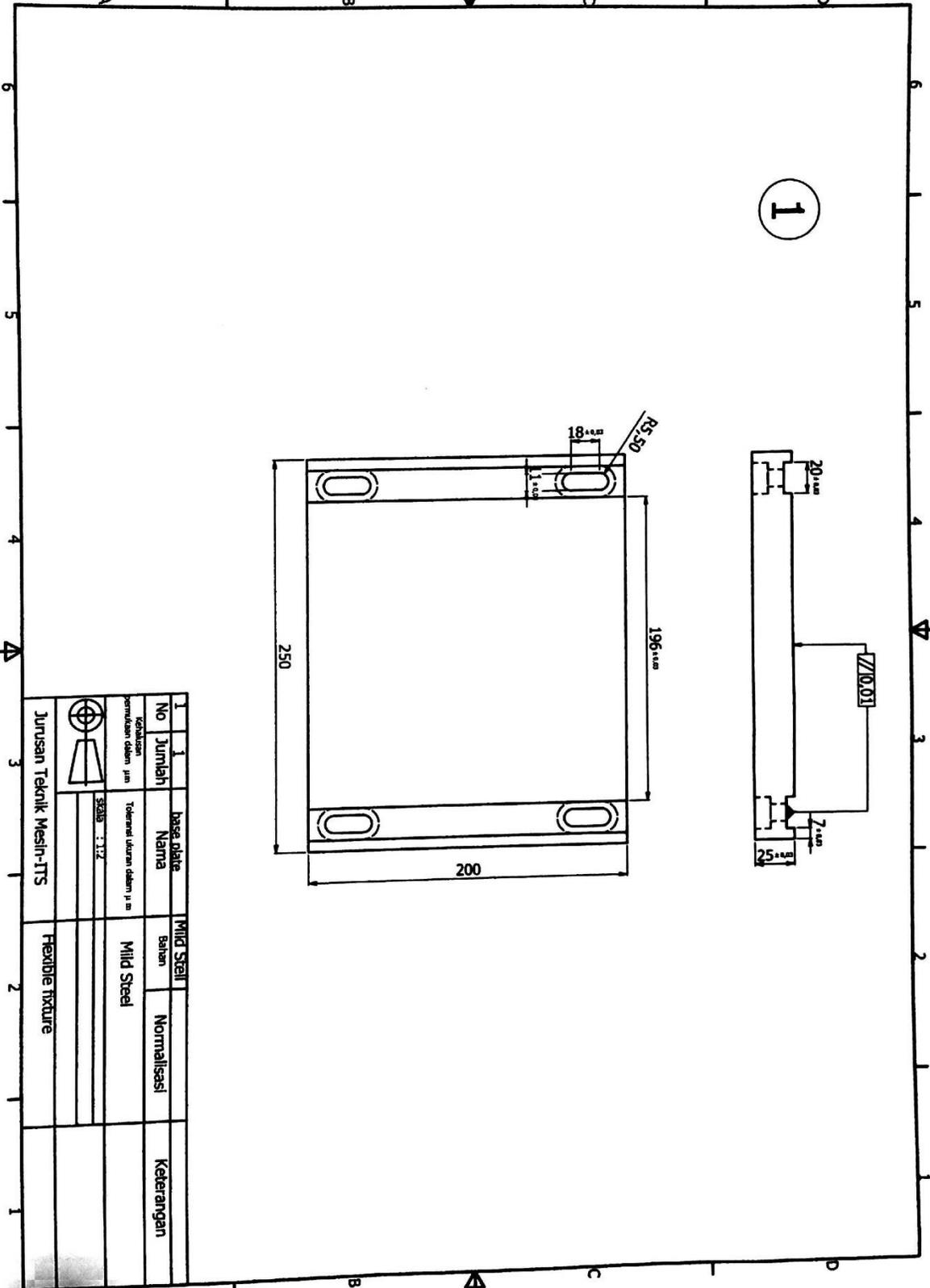
- [1] Aaron Deutchment. 1985. *Machine Design Theory*. London : *Collier Macmillan International Edition*.
- [2] Mario, A., 2004, “Perancangan *Fixture* untuk benda kerja round dan square pada mesin EDM *wire cut*”, Tugas Akhir Teknik Mesin, ITS, Surabaya.
- [3] Indrayana, Ade., 2012, “Perencanaan dan Pembuatan *Flexible Fixture*”, Tugas Akhir Teknik Mesin, ITS, Surabaya.
- [4] Kalpakjian, Serope. R, Schmid, Steven., 1989, *Manufacturing Engineering and Technology, Sixth edition in SI units, Pearson*



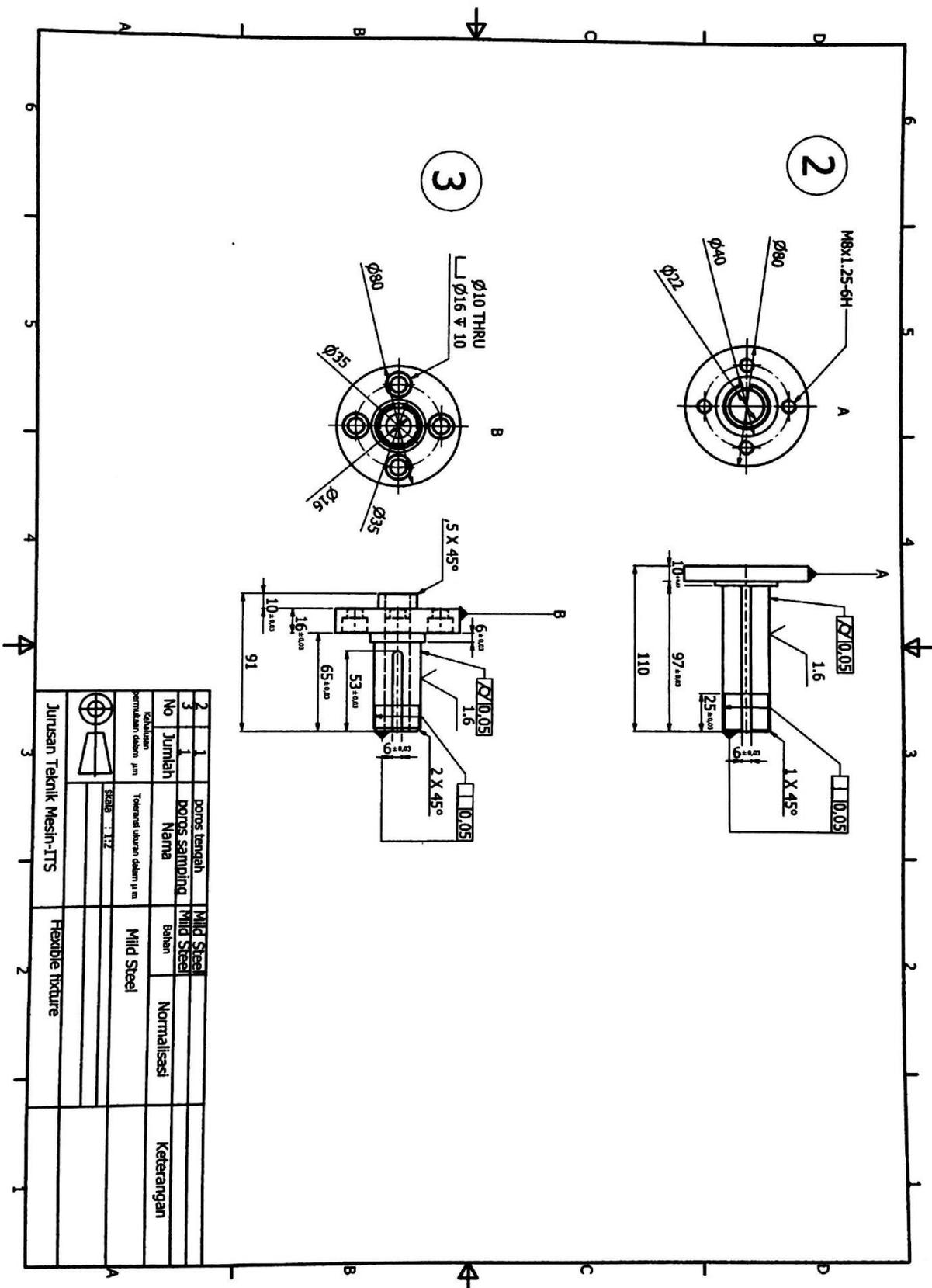
No	Jumlah	part fixture Nama	Mild Steel Bahan	Normalisasi	Keterangan
1	1	plat fixture	Mild Steel		
Keterangan: Toleransi ukuran dalam 1 m 0.132					
Jurusan Teknik Mesin-ITS Flexible fixture					



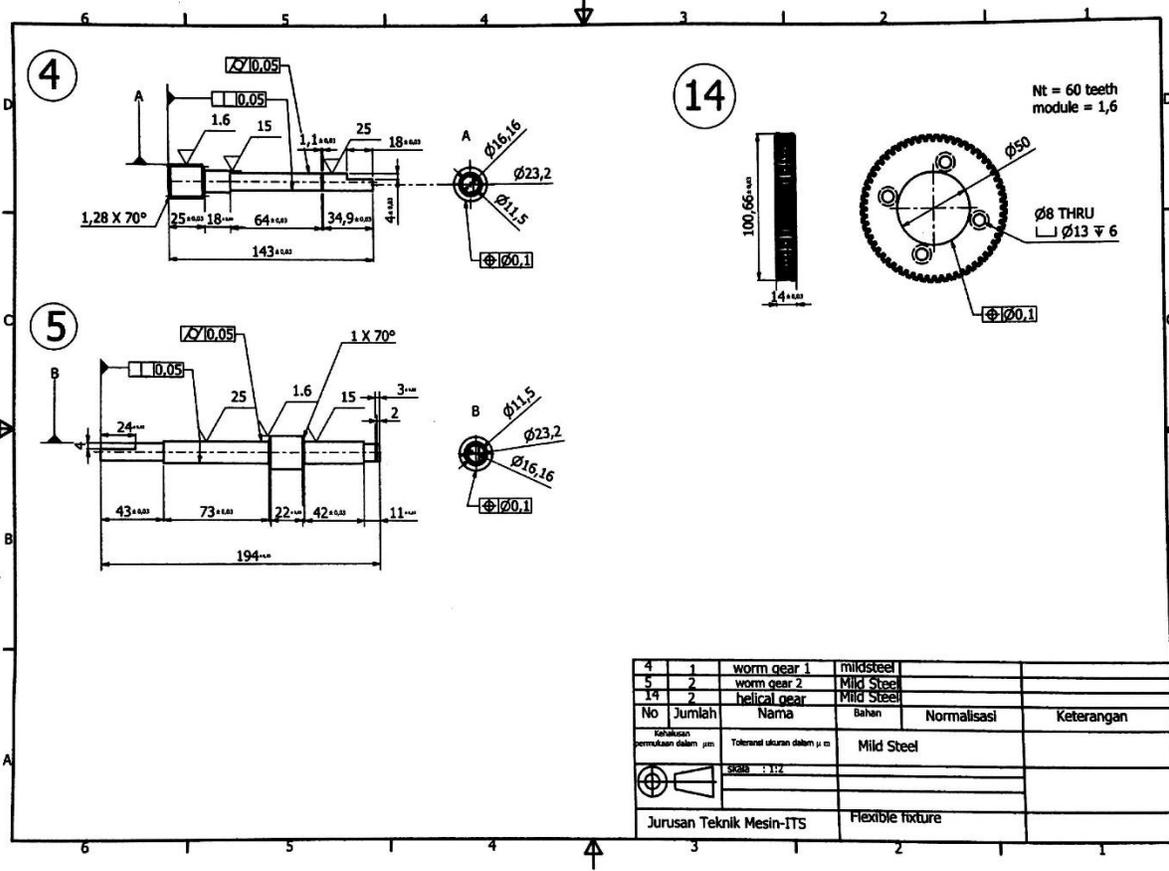
1	1	Base plate	mild steel		
2	1	poros tengah	Mild Steel		
3	1	poros samping	Mild steel		
4	1	worm gear 1	Mild steel		
5	1	worm gear 2	Mild Steel		
6	1	cover plate	mildsteel		
7	1	penyangga 1	mildsteel		
8	1	penyangga 2	mildsteel		
9	1	cover worm	mildsteel		
10	1	carrier 1	mild steel		
11	1	carrier 2	mildsteel		
12	1	disk carrier	mildsteel		
13	2	lock	Mild Steel		
14	2	helical gear	Mild Steel		
No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
Kebijakan					
perencanaan dalam jns					
Toleransi ukuran dalam p.m					
SUDAS 1:1:2					
Jurusan Teknik Mesin-TTS			Flexible fixture		



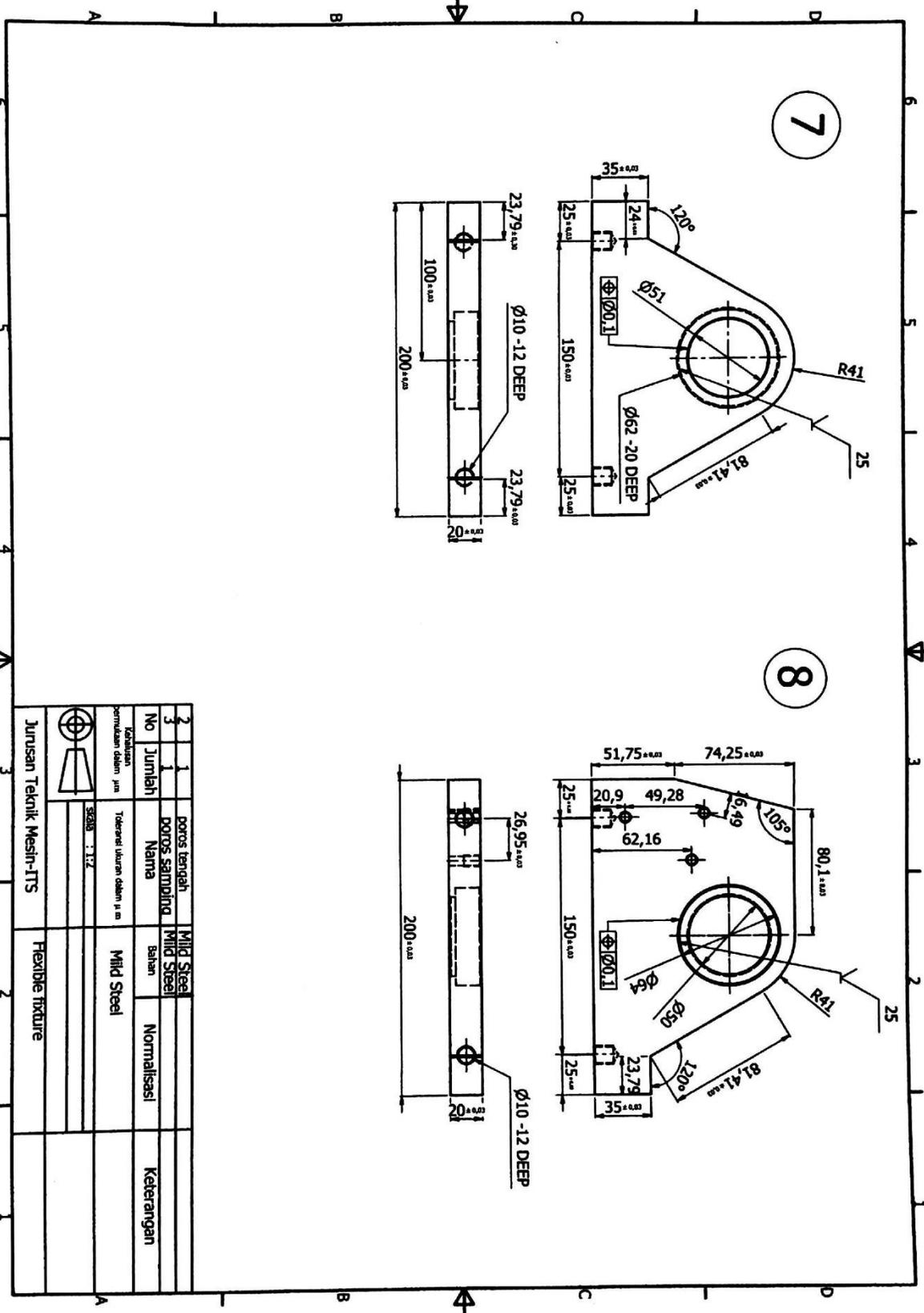
No	1	base plate	MILD STEEL	
Jumlah	1	Nama	Bahan	Normalisasi
Keterangan jumlah dalam jml		Tekanan dalam jml		Keterangan
S20B - 112				
Jurusan Teknik Mesin-TTS		Flexible fixture		



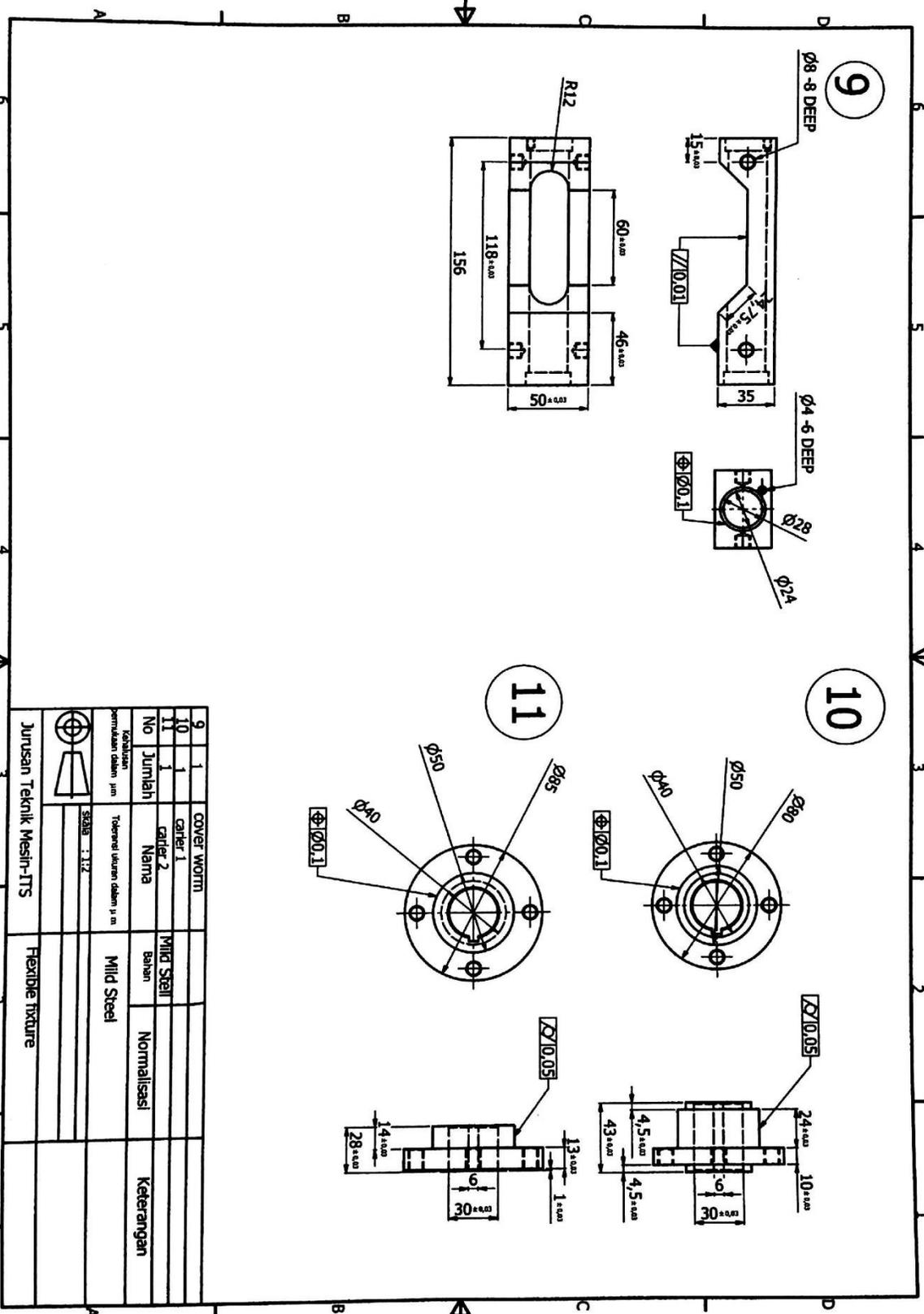
2	1	poros tengah	Mild Steel		
3	1	poros samping	Mild Steel		
No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
Kuantitas		Toleransi ukuran dalam p.m			
Kuantitas dalam jml		3028 - 112			
		Jurusan Teknik Mesin-ITS			
		Flexible texture			



4	1	worm gear 1	mildsteel		
5	2	worm gear 2	Mild Steel		
14	2	helical gear	Mild Steel		
No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
Toleransi pemrosesan dalam µm		Toleransi ukuran dalam µm		Mild Steel	
		Scale : 1:1			
Jurusan Teknik Mesin-ITS			Flexible fixture		

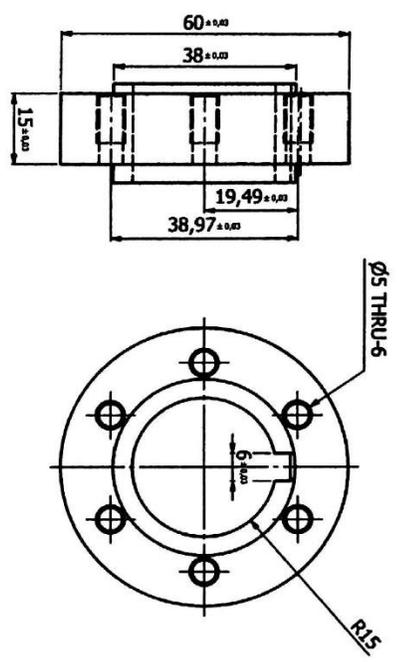


No	Jumlah	poros tengah poros sandring Nama	Mild Steel Mild Steel Bahan	Normalisasi	Keterangan
3	1	poros tengah	Mild Steel		
3	1	poros sandring	Mild Steel		
Keterangan perhitungan dalam mm					
		Toleransi ukuran dalam ± mm	Mild Steel		
		SKDB : 1:1:2			
Jurusan Teknik Mesin-ITS			Flexible fixture		

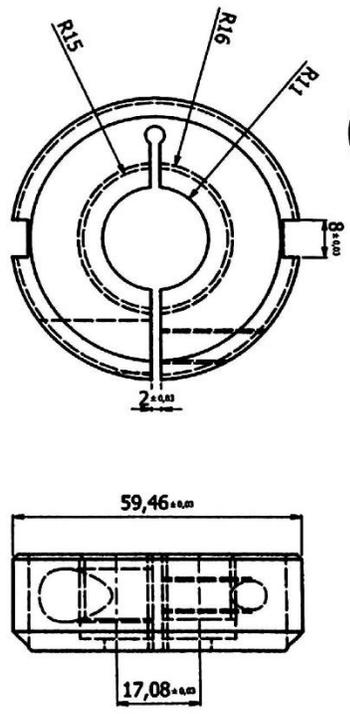


No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
9	1	COVER WORM			
10	1	carrier 1	Mild Steel		
11	1	carrier 2	Mild Steel		
Keterangan: Toleran ukuran dalam μm perulangan dalam μm SKALA : 1:12					
Jurusan Teknik Mesin-TTS			Flexible fixture		

12



13



No	12	13
Jumlah	1	1
Nama	disk center lock	Mild Steel
Bahan	Mild Steel	Mild Steel
Normalisasi		
Keterangan		
Toleransi ukuran dalam µm		
SKDB : 1:12		
Jurusan Teknik Mesin-ITS		
Flexible fixture		

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Magetan, 8 April 1993, merupakan anak kedua dari pasangan suami istri Miono dan Sumarsih. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu tahun 1998-1999 bersekolah di TK Kencana Sari, tahun 1999-2005 melanjutkan di SD Bogem 2, Kemudian tahun 2005-2008 melanjutkan ke SMPN 1 Kawedanan, tahun 2008-2011 melanjutkan ke SMAN 1 Magetan dan tahun 2011 melanjutkan pendidikannya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal -PPNS. Setelah lulus D3 Teknik Permesinan Kapal pada tahun 2014, penulis melanjutkan di S-1 Teknik Mesin FTI-ITS. Pada akhir semester, penulis menyelesaikan tugas akhir yang berhubungan dengan bidang studi manufaktur. Untuk informasi mengenai tugas akhir ini pembaca dapat menghubungi penulis via email gumilang080493@gmail.com