



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

34 698 69



RSM  
621.815  
Ram  
K1  
2009

TUGAS AKHIR - RM1522 (DS)

## RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK KOTORAN SAPI UNTUK MEMPERCEPAT PROSES PEMBUATAN BIOGAS SKALA RUMAH TANGGA

FAIZAL RAMDHANI  
NRP 2104 100 063

Dosen Pembimbing,  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

PERPUSTAKAAN I T S	
Tgl. Terima	29-1-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	262

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM1522 (DS)

# DESIGN AND CONSTRUCT MANURE MIXING MACHINE TO ACCELERATE HOME SCALE BIOGAS PRODUCTION PROCESS

FAIZAL RAMDHANI  
NRP 2104 100 063

Academic Supervisor  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2009

# RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK KOTORAN SAPI UNTUK MEMPERCEPAT PROSES PEMBUATAN BIOGAS SKALA RUMAH TANGGA

Mahasiswa : FAIZAL RAMDHANI  
NRP : 2104 100 063  
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS  
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc Ph.D.

## Abstrak

*Krisis energi menjadi isu sentral dunia pada masa ini. Salah satu potensi yang bisa dikembangkan untuk sumber energi alternatif adalah kotoran sapi. Dengan teknologi yang sederhana kotoran sapi dapat diubah menjadi biogas. Dari berbagai jenis tipe digester untuk pembuatan biogas, digester plastik polyethylene memiliki kelebihan mudah untuk dirakit dan murah dan cocok digunakan untuk peternak kecil yang memiliki 3-5 ekor sapi. Campuran kotoran sapi dan air akan diaduk sebelum dimasukkan ke dalam digester.*

*Mesin Pengaduk Kotoran sapi ini dirancang sebagai upaya mekanisasi untuk pengadukkan kotoran sapi agar mempunyai ukuran substrat yang lebih kecil. Input putaran dari kayuhan sepeda maksimum adalah 85 rpm. Kemudian ditransmisikan melalui rantai dan roda gigi bevel. Mekanisme pengaduk menggunakan 2 blades yang diputar dengan putaran yang berbeda yaitu 57,9545 rpm dan 36,5234 rpm. Perbedaan ini bertujuan agar dapat mencacah kotoran sapi. Kapasitas alat ini adalah 264 kg/jam. Dengan perbandingan 1:1 campuran kotoran sapi dan air diaduk dengan variasi waktu pengadukkan 0 menit (tidak diaduk mesin), 5 menit, 20 menit, dan 30 menit. Berdasarkan hasil pengamatan menggunakan fotomikroskop didapatkan ukuran rata-rata substrat kotoran sapi berturut-turut adalah 603  $\mu\text{m}$ , 304  $\mu\text{m}$ , 164,4  $\mu\text{m}$ , dan 157  $\mu\text{m}$ . Kotoran sapi yang telah diaduk dalam alat ini dimasukkan ke dalam digester untuk menghasilkan biogas.*

*Dari perhitungan alat yang telah dibangun menghabiskan biaya bersih Rp. 2.528.200,00. Namun bagian blade pengaduk masih perlu dikembangkan ke penelitian lanjutan untuk mendapatkan ukuran substrat yang lebih kecil.*

**Kata kunci : biogas, pengaduk, substrat kotoran sapi , digester**



## **DESIGN AND CONSTRUCT MANURE MIXING MACHINE TO ACCELERATE HOME SCALE BIOGAS PRODUCTION PROCESS**

**Name of Student** : FAIZAL RAMDHANI  
**NRP** : 2104 100 063  
**Major** : Mechanical Engineering Dept. FTI-ITS  
**Counselor Lecturer** : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc Ph.D.

### **Abstract**

*Energy crisis has become a world major issue recently. Cow manure stands a big chance developed into alternative energy. Manure can easily convert into biogas with simple technology. Among various type of digester, the polyethylene digester shows its flying mark on easy-to-construct, inexpensive cost, and suitable for cow breeder having only 3-5 cows. A water-manure blended has to be stirred well before undergo another process inside the digester.*

*This machine is design to stir cow manure in order to decrease the size of their substrate mechanically. A static cycle generates maximum rotation 85 rpm. It then transmitted through chain and bevel gear. Stirring mechanism is done by two blades rotated in different speed, 57,9545 rpm and 36,5234 rpm in order to chop the manure up well. This capacity of this machine is 264 kg/hour. The manure-water mixture (1:1 manure-water comparison) is stirred with the variation time 0 minute, 5 minutes, 20 minutes, and 30 minutes. Based on observation result using microscope the average substrate size after stirring is 603  $\mu\text{m}$ , 304  $\mu\text{m}$ , 164.4  $\mu\text{m}$ , and 157  $\mu\text{m}$  respectively. After undergoes stirring process the manure then moved inside the digester to produce biogas.*

*This machine cost Rp 2.528.200,00 net. The blade is still need to be developed in the next experiment to produce smaller substrate.*

**Key word** : biogas, mixing, manure, digester.



**RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK KOTORAN  
SAPI UNTUK MEMPERCEPAT PROSES PEMBUATAN  
BIOGAS SKALA RUMAH TANGGA**

**TUGAS AKHIR**





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

Oleh :

**FAIZAL RAMDHANI**

Nrp. 2104 100 063

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Pror. Ir. I Nyoman Sutantra M.Sc. Ph.D.  
NIP. 130 676 233  
  
..... (Pembimbing)
2. Ir. Ari Joewono  
NIP. 130 519 875  
  
..... (Penguji I)
3. Prof. Dr. Ing. I Made Londen Batan M.Eng.  
NIP. 131 576 476  
  
..... (Penguji II)
4. Wiwiek Hendrowati, ST. MT.  
NIP. 132 173 133  
  
..... (Penguji III)

**SURABAYA  
JANUARI, 2009**

## KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmanirahiim,*

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT atas segala nikmat, ridho, serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian Tugas Akhir dengan judul “Mesin Pengaduk Kotoran Sapi untuk Mempercepat Proses Pembutan Biogas Skala Rumah Tangga”.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Prof. Ir. I N Sutantra M.Sc, Ph.D selaku dosen pembimbing atas semua bimbingan yang telah diberikan.
2. Dr. Ir. Bambang Sampurno. MT sebagai moderator sidang tugas akhir atas semua masukan yang diberikan.
3. Dr. Ing. Herman Sasongko selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin sekaligus dosen wali penulis.
4. Mamih (Hj. Ai Khodijah) dan Papih (Drs. H. Sutisna Ramdhan) tercinta atas dorongan, didikan, doa yang tulus dan kasih sayangnya.
5. Dr. rer. nat. Triwikantoro M.Si yang telah memberikan masukan dan supportnya.
6. Mas Davik atas pembuatan alatnya, Laboran Biologi FMIPA ITS (Mas Afendy).
7. Nur Cholis DS, Mursyid, Alek, Vinda, Bertha, Deny G F, Riifal S, Angga S A, M. Jibril, Khrisna, Jumari, Abet, Erysyad, Fathir, Mas Harianto, Mas Yayan yang telah membantu penulis menyelesaikan tugas akhir.
8. Rekan-rekan M-47 dan Design Crew yang telah banyak membantu. Dijaga lab-nya agar tetap bersih dan rame.
9. Semua karyawan dan para dosen yang telah membesarkan penulis di jurusan teknik mesin. “Matur Nuwun”.
10. Tete Reny Sabariah, Adikku Naufal Mustoffa, Adikku Fahd Ali Murtadlo atas doa dan dukungan moral kepada penulis.

serta semua pihak yang telah membantu penulis baik secara langsung maupun tidak langsung dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa Alat dan penyusunan Tugas Akhir ini masih banyak terdapat kelemahan dan membutuhkan penyempurnaan. Semoga Alat ini memberikan kemanfaatan bagi masyarakat. Amin

Surabaya, Januari 2009

Penulis



## DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan masalah.....	4
1.3. Tujuan.....	4
1.4. Batasan Masalah.....	5
1.5. Manfaat Penelitian.....	5
BAB II. KAJIAN PUSTAKA.....	7
2.1. Dasar Teori Biogas.....	7
2.1.1 Pengertian Gas Bio.....	7
2.1.2 Proses Pembentukan Gas Bio.....	8
2.1.3 Bahan Penghasil Gas Bio.....	9
2.1.4 Faktor Yang Berpengaruh Pada Proses Anaerobik.....	11
2.1.5 Pembuatan Gas Bio.....	16
2.1.6 Pemanfaatan Gas Bio.....	17
2.2. Tipe Digester Gas Bio.....	18
2.2.1 Tipe Batch.....	18
2.2.2 Tipe Aliran Kontinyu ( <i>Continous Flow</i> ).....	20
2.3. Penelitian Terdahulu.....	22
2.3.1 Penelitian Biodogester Plastik <i>Polyethilene</i> .....	22
2.3.2 Penelitian Pengecilan Partikel.....	26
2.4. Dasar Teori Perencanaan Komponen.....	39
2.4.1 Teori Perencanaan Pengaduk.....	39
2.4.2 Teori Perencanaan Roda Gigi <i>Bevel</i> .....	40
2.4.3 Teori Perencanaan Rantai dan <i>Sprocket</i> .....	51
2.4.4 Teori Perencanaan Poros.....	53
2.4.5 Teori Perencanaan Pasak.....	54

2.4.6 Teori Perencanaan Bantalan.....	55
2.4.7 Teori Kegagalan.....	56
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>	<b>59</b>
3.1. Langkah-langkah Penelitian.....	59
3.1.1 Tahap Pendefinisian Tugas.....	59
3.1.2 Tahap Penentuan Persyaratan Produk.....	59
3.1.3 Tahap Pengembangan Konsep.....	60
3.1.4 Tahap Perancangan Konsep.....	60
3.1.5 Tahap Perancangan Proses Manufaktur.....	60
3.1.6 Tahap Penyelesaian Tugas.....	61
3.1.7 Tahap Pembuatan Alat.....	61
3.1.8 Analisa Biaya.....	61
3.2. Diagram Alir.....	62
3.2.1 Diagram Alir Penelitian.....	62
3.2.2 Diagram Alir Perancangan.....	63
3.2.3 Diagram Alir Perancangan Blade.....	64
3.3. Spesifikasi Perancangan.....	65
3.4. Konsep Pengembangan Alat.....	67
3.5. Variabel Hasil.....	69
<b>BAB IV PERENCANAAN SISTEM PENGADUK.....</b>	<b>71</b>
4.1. Mekanisme Kerja Alat dan Penjelasn Umum.....	71
4.2. Analisa Kapasitas Alat.....	76
4.3. Analisa Daya Manusia.....	78
4.4. Perencanaan Blades Pengaduk.....	79
4.5. Perencanaan Transmisi Penggerak.....	82
4.5.1 Perencanaan Rantai dan <i>Sprocket</i> .....	83
4.5.2 Perencanaan <i>Bevel Gear</i> .....	97
4.6. Perencanaan Poros.....	107
4.6.1 Perencanaan Poros 1.....	107
4.6.2 Perencanaan Poros 2.....	120
4.6.3 Perencanaan Poros 3.....	131
4.6.4 Perencanaan Poros 4.....	140
4.7. Perencanaan Pasak.....	149
4.8. Perencanaan Bantalan.....	152
4.8.1 Perencanaan Bantalan pada Poros 1.....	152

4.8.2	Perencanaan Bantalan pada Poros 2 .....	155
4.8.3	Perencanaan Bantalan pada Poros 3 .....	157
4.8.4	Perencanaan Bantalan pada Poros 4 .....	160
4.9.	Perencanaan Rangka .....	162
<b>BAB V</b>	<b>PROSES MANUFAKTUR DAN PERAKITAN.....</b>	<b>165</b>
5.1.	Proses Manufaktur .....	165
5.1.1	Proses Manufaktur Mekanisme Pengaduk .....	165
5.1.2	Proses Manufaktur Sistem Transmisi.....	168
5.1.3	Proses Manufaktur Rangka .....	169
5.2.	Proses Perakitan Komponen ( <i>Assembly</i> ).....	170
5.3.	Analisa Biaya.....	172
5.4.	Gambar Teknik Alat .....	173
<b>BAB VI</b>	<b>ANALISA PENGUJIAN .....</b>	<b>175</b>
<b>BAB VII</b>	<b>KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>185</b>
7.1.	Kesimpulan .....	185
7.2.	Saran .....	186
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	.....	<b>187</b>
<b>LAMPIRAN</b>	.....	<b>189</b>
<b>LAMPIRAN TABEL</b>	.....	<b>189</b>
<b>LAMPIRAN GAMBAR</b>	.....	<b>203</b>



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses Pembentukan Gas Bio .....	8
Gambar 2.2 Perbandingan Tingkat Produksi Gas 15°C dan 35°C .....	12
Gambar 2.3 Digester Tipe Batch untuk Percobaan .....	19
Gambar 2.4 Digester Tipe Aliran Bersambung .....	20
Gambar 2.5 Digester Jenis Fixed Dome .....	21
Gambar 2.6 Digester Jenis Floating Drum .....	22
Gambar 2.7 Komponen Biodigester .....	22
Gambar 2.8 Biodigester Plastik Polyethylene .....	24
Gambar 2.9 Perangkat Uap Air .....	26
Gambar 2.10 Ukuran Serbuk Sampel Larutan yang Tidak Diblender .....	28
Gambar 2.11 Ukuran Serbuk Sampel Larutan Diblender Selama 5 Menit .....	29
Gambar 2.12 Ukuran Serbuk Sampel Larutan Diblender Selama 20 Menit .....	30
Gambar 2.13 Grafik Dispersi Ukuran Serbuk Tiap Sampel .....	31
Gambar 2.14 Grafik Laju Produksi Biogas Hubungan Antara Waktu (hari) dan Tinggi Tekanan pada Manometer (h) .....	31
Gambar 2.15 (a) Regresi Kurva Fitting pada Sampel yang Tidak Diblender .....	35
Gambar 2.15 (b) Regresi Kurva Fitting pada Sampel yang Diblender 5 Menit .....	36
Gambar 2.15 (c) Regresi Kurva Fitting pada Sampel yang Diblender 20 Menit .....	36
Gambar 2.16 Grafik Jumlah Produksi Gas yang Dihasilkan Perhari .....	38
Gambar 2.17 Perencanaan Blades .....	39
Gambar 2.18 Roda Gigi Bevel .....	41
Gambar 2.19 Bagian Utama Roda Gigi Bevel .....	41
Gambar 2.20 Roda Gigi Bevel dengan Sudut Poros 90° .....	42
Gambar 2.21 Variasi Linier Beban dan Ketebalan Gigi pada Roda Gigi Bevel .....	44

Gambar 2.22 Variasi Linear Pitch dan Radius Pitch.....	45
Gambar 2.23 Contoh Arah Beban yang Diterima Roda Gigi Bevel .....	51
Gambar 2.24 Susunan pada Rantai dan Sprocket .....	51
Gambar 2.25 Sprocket.....	52
Gambar 2.26 Geometri Ball Bearing .....	55
Gambar 3.1 Flowchart Rancang Bangun Alat .....	62
Gambar 3.2 Flowchart Perancangan.....	63
Gambar 3.3 Flowchart Perancangan Blade.....	64
Gambar 3.4 Rancangan Mesin Pengaduk Kotoran Sapi.....	67
Gambar 3.5 Posisi Mesin Didepan Penampungan .....	68
Gambar 3.6 Posisi Pengaduk pada Saat Mengaduk Kotoran (a) Tampak Samping Kanan (b) Tampak Depan ...	68
Gambar 3.7 Posisi Manusia Pada Saat Mendorong Mesin Pengaduk .....	69
Gambar 4.1 Rancangan Alat.....	71
Gambar 4.2 Drum.....	72
Gambar 4.3 Pengeluaran Kotoran .....	72
Gambar 4.4 Blade Pengaduk .....	73
Gambar 4.5 Perencanaan Shield.....	74
Gambar 4.6 Sistem Penggerak .....	74
Gambar 4.7 Transmisi Sistem Pengaduk (a) Pandangan Depan (b) Pandangan Atas.....	75
Gambar 4.8 Tightner Rantai .....	75
Gambar 4.9 Rangka Mesin Pengaduk .....	76
Gambar 4.10 Grafik Gaya Efektif pada Pedal .....	78
Gambar 4.11 Susunan Blade (a) Isometrik (b) Tampak atas ....	79
Gambar 4.12 Speed Chart Diagram.....	83
Gambar 4.13 Transmisi Rantai.....	83
Gambar 4.14 Chains Nomenclature.....	84
Gambar 4.15 Sprocket Diameter .....	85
Gambar 4.16 Poros 1 .....	107
Gambar 4.17 Freebody Diagram Poros 1 .....	108
Gambar 4.18 Freebody Diagram Poros 1 Bidang x-y.....	110
Gambar 4.19 Freebody Diagram Poros 1 Bidang x-z.....	113

Gambar 4.20 Diagram Bidang Momen Sumbu x-y Poros 1 .....	116
Gambar 4.21 Diagram Bidang Momen Sumbu x-z Poros 1.....	116
Gambar 4.22 (a) Poros 2 (b) Freebody Diagram Poros 2.....	120
Gambar 4.23 Freebody Diagram Poros 2 Bidang x-y.....	122
Gambar 4.24 Freebody Diagram Poros 2 Bidang y-z .....	125
Gambar 4.25 Diagram Bidang Momen Sumbu x-y Poros 2 .....	127
Gambar 4.26 Diagram Bidang Momen Sumbu y-z Poros 2.....	128
Gambar 4.27 (a) Poros 3 (b) Freebody Diagram Poros 3.....	131
Gambar 4.28 Freebody Diagram Poros 3 Bidang x-y.....	133
Gambar 4.29 Freebody Diagram Poros 3 Bidang y-z.....	135
Gambar 4.30 Diagram Bidang Momen Sumbu x-y Poros 3 .....	136
Gambar 4.31 Diagram Bidang Momen Sumbu y-z Poros 3.....	137
Gambar 4.32 (a) Poros 4 (b) Freebody Diagram Poros 4.....	140
Gambar 4.33 Freebody Diagram Poros 4 Bidang x-y.....	142
Gambar 4.34 Freebody Diagram Poros 4 Bidang y-z.....	144
Gambar 4.35 Diagram Bidang Momen Sumbu x-y Poros 4 .....	145
Gambar 4.36 Diagram Bidang Momen Sumbu y-z Poros 4.....	146
Gambar 4.37 Skema Pasak .....	149
Gambar 4.38 Tegangan Von Mises Maksimum dan Minimum yang Terjadi pada Rangka Mesin Pengaduk .....	163
Gambar 5.1 Tangki.....	166
Gambar 5.2 <i>Blade</i> Pengaduk.....	167
Gambar 5.3 Rangka.....	169
Gambar 5.4 Susunan <i>Blade</i> .....	170
Gambar 5.5 Sistem Transmisi .....	171
Gambar 5.6 Mesin Pengaduk Kotoran Sapi Hasil Perakitan.....	171
Gambar 6.1 Kotoran Sapi.....	176
Gambar 6.2 Proses Penuangan Campuran Kotoran Sapi ke Mesin Pengaduk .....	176
Gambar 6.3 Proses Pengadukkan .....	177
Gambar 6.4 Sample Kotoran Sapi yang Telah Diaduk .....	177
Gambar 6.5 Mikroskop Olympus BX41.....	178
Gambar 6.6 Ukuran Serbuk Sampel Larutan yang Diaduk Secara Manual .....	178
Gambar 6.7 Ukuran Serbuk Sampel Larutan yang Diaduk	



	Selama 5 Menit.....	179
Gambar 6.8	Ukuran Serbuk Sampel Larutan yang Diaduk Selama 20 Menit.....	180
Gambar 6.9	Ukuran Serbuk Sampel Larutan yang Diaduk Selama 30 Menit.....	181
Gambar 6.10	Grafik Hasil Pengujian.....	182
Gambar 6.11	Grafik Hubungan Lama Pengadukan dengan Ukuran Substrat.....	183

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komposisi Jenis Gas dan Jumlahnya pada Suatu Unit Gas.....	7
Tabel 2.2 Produksi dan Kandungan Bahan Kering Kotoran Beberapa Jenis Ternak.....	10
Tabel 2.3 Tabel Rasio C/N dari Berbagai Jenis Limbah.....	14
Tabel 2.4 Tabel Perbandingan Nilai Kalor Gas Bio .....	18
Tabel 3.1 Spesifikasi Teknis yang Dituangkan Dalam List of Requirement .....	65
Tabel 4.1 Dimensi Utama Roda Gigi Bevel .....	107
Tabel 5.1 Daftar Biaya Pembuatan Alat .....	172



## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Peningkatan jumlah penduduk Indonesia menyebabkan kenaikan kebutuhan energi untuk kebutuhan sehari-hari, baik untuk transportasi, industri, listrik, memasak, dll. Selama ini kebutuhan energi dipenuhi dari bahan bakar fosil yang tidak dapat diperbaharui. Jika digunakan terus-menerus maka cepat lambat sumber energi tersebut akan habis. Kita semua mengetahui keterbatasan pemerintah untuk menyediakan kebutuhan energi di negara ini. Dampaknya sangat terasa bagi masyarakat di daerah. Kasus kelangkaan minyak tanah menjadi salah satu masalah yang muncul di masyarakat. Kebutuhan akan bahan bakar sangat penting sekali untuk aktifitas kehidupan. Oleh karena itu, perlu mencari sumber energi alternatif yang murah dan ramah lingkungan dari potensi sumber daya yang ada.

Potensi-potensi yang bisa dijadikan sumber energi alternatif sudah banyak diteliti. Salah satu potensi yang bisa dikembangkan untuk sumber energi alternatif adalah kotoran sapi. Di daerah-daerah sering kita jumpai peternakan sapi, domba, dan kambing. Setiap peternakan sudah pasti akan menghasilkan kotoran setiap harinya. Pengelolaan kotoran menjadi penting untuk menjamin kesehatan lingkungan dan menambah kenyamanan dalam hidup bermasyarakat. Jika kotoran ternak dibiarkan begitu saja maka akan tercecer dan mencemari lingkungan dan menjadi sumber penyakit bagi masyarakat disekitarnya.

Jika kita mau mengolah kotoran sapi saja sebenarnya dapat menghasilkan energi alternatif, yaitu biogas. Dengan teknologi yang sederhana kotoran sapi dapat diubah menjadi biogas. Pemanfaatan biogas ini dalam skala rumah tangga adalah digunakan untuk memasak. Biogas dari kotoran sapi ini pun bisa dijadikan sumber energi listrik apabila dikelola dalam jumlah yang besar. Hal ini sekaligus menjawab masalah pencemaran yang ditimbulkan oleh kotoran sapi ini. Setelah gas yang



terkandung dalam kotoran sapi ini habis, maka dapat digunakan sebagai pupuk kandang.

Biogas atau gas bio ini merupakan gas yang terbentuk dari rekasi bahan-bahan organik seperti: kotoran hewan, kotoran manusia, atau limbah pertanian dicampur dengan air dan disimpan dalam tempat tertutup atau tidak beraksi dengan udara (*anaerob*). Sebenarnya biogas ini dapat terbentuk sendiri, tetapi untuk mempercepat terbentuknya gas maka dilakukan rekayasa dengan cara menyimpannya dalam sebuah alat untuk produksi biogas. Dalam pemanfaatan biogas ini dapat digunakan sebagai bahan bakar karena mengandung gas Methan ( $\text{CH}_4$ ) yang cukup tinggi.

Produksi gas metana dari biomassa bukan merupakan proses yang baru. Alexander Volta di abad 18 menemukan gas metana dalam gas yang dihasilkan rawa/ paya. Ide dan percobaan bagaimana proses itu dapat digunakan telah berjalan selama 100 tahun ke belakang (Meynell, 1976). Secara prinsip pembuatan gas bio sangat sederhana, dengan memasukkan substrat (kotoran hewan atau manusia) ke dalam unit pencernaan (*digester*), ditutup rapat, dan selama beberapa waktu gas bio akan terbentuk yang selanjutnya dapat digunakan sebagai sumber energi.

Penggunaan *biodigester* dapat membantu pengembangan sistem pertanian dengan mendaur ulang kotoran hewan untuk memproduksi gas bio dan diperoleh hasil samping berupa pupuk organik dengan mutu yang baik. Gas bio yang merupakan tujuan utama dari penggunaan *biodigester* dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk memasak sedangkan pupuk selain digunakan untuk memupuk lahan pertanian, dapat dijual untuk mendapat tambahan pendapatan peternak.

Beberapa desain *digester* telah dikenal di beberapa belahan dunia, yang paling umum digunakan adalah jenis *fixed dome* dan *floating drum*. Terdapat beberapa kelemahan dari dua digester jenis ini, pada pembuatan kedua model ini membutuhkan biaya yang mahal dan cukup sulit, selain itu suku cadangnya tidak selalu tersedia di daerah pedesaan. Ada juga digester dengan jenis

*sump digester*, yaitu *biodigester* dengan tipe *batch* yang dibangun dari dua buah drum bekas. Kapasitas *biodigester* ini 0,2 m<sup>3</sup>, dan biaya pembuatannya adalah Rp. 200.000.

Di beberapa negara berkembang program gas bio tidak berhasil, disebabkan pemeliharaan *digester* yang rumit dan kurangnya tenaga ahli (Kristoferson and Bokhalders, didalam Bui, 1997). Selain itu rata-rata penduduk pedesaan hanya memiliki beberapa ekor sapi (3-5 ekor) sehingga penggunaan unit pencernaan dengan model seperti di atas yang terbuat dari campuran semen dan batu bata masih terlalu mahal. Apabila menggunakan tipe *sump digester* karena kapasitasnya kecil dibanding jumlah kotoran yang tersedia maka diperlukan *digester* dengan jumlah yang cukup banyak untuk menampung 3-5 ekor sapi, selain itu pengoperasiannya membutuhkan tenaga yang lebih besar dibanding dua tipe sebelumnya, karena memiliki tipe *batch* sehingga harus mengangkat kotoran dan bila gas sudah tak diproduksi *digester* harus dikosongkan. Maka dari itu diperlukan tipe *digester* alternatif yang terbuat dari bahan yang lebih ekonomis.

Salah satu alternatifnya adalah dengan membuat *digester* dari bahan dasar plastik *polyethilene*. Kelebihan dari *digester* plastik ini adalah bahannya mudah didapat, mudah dibuat dan harganya relatif terjangkau oleh peternak kecil. Bahkan dari segi perawatan apabila terjadi kebocoran/ kerusakan pada plastik *digester* tersebut akan mudah untuk memperbaikinya, walaupun plastik *digester* tersebut diganti seluruhnya tidak akan memerlukan biaya yang terlalu besar dibandingkan biaya perawatan *digester* yang terbuat dari beton.

Proses pembentukan biogas ini dipengaruhi oleh banyak faktor diantaranya adalah proses pengadukan antara kotoran dengan air dan ukuran substrat dari kotoran. Berdasarkan penelitian dapat disimpulkan bahwa proses dekomposisi dapat dipercepat jika bahan mentah dicacah menjadi ukuran yang lebih kecil. Semakin kecil ukuran partikel, semakin mudah dicerna oleh mikroorganisme pengurai sampah/ kotoran, sehingga dapat

mempercepat proses dekomposisi (Harianto, 2007). Pada proses secara *anaerobik*, sangat dianjurkan untuk menghancurkan bahan selamat-lumatnya hingga menyerupai bubur/ lumpur. Hal ini untuk mempercepat proses homogenisasi bahan (Yuwono, 2005).

Pada tugas akhir ini akan dilakukan upaya mekanisasi untuk memperkecil ukuran substrat kotoran sapi. Pengecilan ukuran substrat ini diharapkan dapat mempercepat proses terbentuknya biogas sehingga hal ini dapat benar-benar menjadi alternatif solusi untuk pemenuhan kebutuhan energi sehari-hari.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang diatas akan dibuat sebuah mekanisasi pengaduk untuk mengecilkan ukuran substrat kotoran sapi. Alat yang dibuat adalah membuat mesin pengaduk dengan memanfaatkan putaran sepeda. Beberapa permasalahan yang akan dikaji adalah :

- a. Pemilihan mekanisme pengaduk yang bisa memperkecil ukuran substrat kotoran sapi.
- b. Mencari kapasitas maksimal yang dapat diaplikasikan pada peternakan-peternakan sapi.
- c. Waktu pengadukan untuk memperkecil ukuran substrat kotoran sapi.
- d. Menghitung biaya pembuatan alat.

## 1.3 Tujuan

Tujuan penyusunan Tugas Akhir ini adalah:

1. Tujuan Umum
  - a. Membuat alat untuk membantu mempercepat pembentukan biogas dari kotoran sapi.
  - b. Meningkatkan kemampuan dan kualitas program Sarjana Teknik Mesin dalam bidang penelitian dengan relevansi dari pembelajaran di bangku kuliah.



2. Tujuan Khusus
  - a. Merancang mekanisme pengaduk yang dapat memperkecil substrat kotoran sapi untuk mempercepat pembuatan biogas dengan tenaga manusia.
  - b. Memenuhi persyaratan kelulusan kurikulum pendidikan di Jurusan Teknik Mesin ITS.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Batasan Masalah yang dipakai dalam penyusunan Tugas Akhir ini adalah:

1. Kotoran sapi diasumsikan homogen.
2. Korosi diabaikan.
3. Alat ini dirancang untuk skala rumah tangga.
4. Penggerak alat ini menggunakan tenaga manusia.

#### **1.5 Manfaat Tugas Akhir**

Manfaat dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah :

1. Mengetahui dan memahami proses pembuatan biogas dari kotoran sapi.
2. Membantu mempercepat proses pembuatan biogas dari kotoran sapi pada skala rumah tangga.



---

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**

## BAB II

### KAJIAN PUSTAKA

#### 2.1 Dasar Teori Biogas

##### 2.1.1 Pengertian Gas Bio

Gas Bio merupakan gas yang dapat dibakar dimana komposisinya didominasi oleh gas metana yang dihasilkan dari proses penguraian bahan-bahan organik oleh mikroorganisme pada kondisi langka oksigen (*anaerob*). Metana secara luas diproduksi di permukaan bumi oleh bakteri pembusuk dengan cara menguraikan bahan organik. Sekurang-kurangnya 10 tipe bakteri pembusuk yang berbeda dari bakteri methanogenesis yang berperan dalam pembusukan (Tiratsoo, 1979). Bakteri ini terdapat di rawa-rawa, lumpur sungai, sumber air panas (*hot spring*), dan perut hewan *herbivora* seperti sapi dan domba. Hewan-hewan ini tidak dapat memproses rumput yang mereka makan, bila tidak ada bakteri *anaerobik* yang memecah *selulosa* didalam rumput menjadi molekul yang dapat diserap oleh perut mereka. Gas yang diproduksi oleh bakteri ini adalah gas metana yang dikeluarkan oleh sapi melalui mulut (Meynell, 1976).

Tabel 2.1 Komposisi Jenis Gas dan Jumlahnya  
Pada suatu Unit gas Bio

Jenis Gas	Kandungan (%)
Metana	60 – 70
Karbondioksida	30 – 40
Nitrogen	3
Hidrogen	1 – 10
Oksigen	3
Hidrogen Sulfida	5

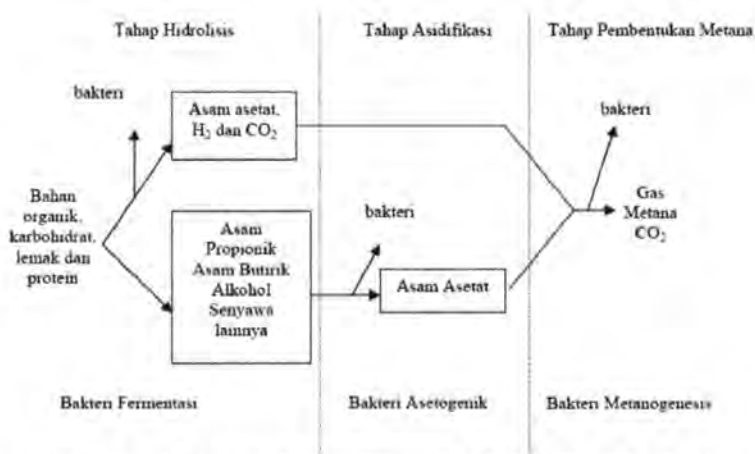
(Sumber : Meynell, 1976)

Seperti terlihat pada Tabel 2.1 komposisi gas bio terdiri dari 60–70% metana dan 30–40% karbondioksida. Gas bio

mengandung gas lain seperti hidrogen, nitrogen, oksigen hidrogen sulfida, kandungan gas tergantung dari bahan yang masuk ke dalam *biodigester*. Nitrogen dan oksigen bukan merupakan hasil dari *digester*, ini mengindikasikan adanya kelemahan dari sistem sehingga udara dapat masuk ke dalam *digester*. Hidrogen merupakan hasil dari tahap pembentukan asam, pembentukan hidrogen sulfida oleh bakteri sulfat disebabkan oleh konsentrasi ikatan sulfur. Walaupun hanya sedikit tetapi dapat mencapai 5 % untuk beberapa kotoran (Meynell, 1976).

### 2.1.2 Proses Pembentukan Gas Bio

Secara garis besar proses pembentukan gas bio dapat dilihat pada gambar 2.1 yang terdiri dari tiga tahap yaitu hidrolisis, asidifikasi (pengasaman) dan pembentukan gas metana.



Gambar 2.1. Proses pembentukan gas bio (Sufyandi, 2001)

**Tahap Hidrolisis.** Pada tahap ini bahan organik dienzimatisasi secara eksternal oleh enzim ekstraselular (selulase, amilase, protease dan lipase) mikroorganisme. Bakteri memutuskan rantai panjang karbohidrat kompleks, protein dan lipida menjadi senyawa rantai pendek. Sebagai contoh

polisakarida diubah menjadi monosakarida sedangkan protein diubah menjadi peptida dan asam amino.

**Tahap Asidifikasi (Pengasaman).** Pada tahap ini bakteri menghasilkan asam, mengubah senyawa rantai pendek hasil proses pada tahap hidrolisis menjadi asam asetat, hidrogen ( $H_2$ ) dan karbondioksida. Bakteri tersebut merupakan bakteri anaerobik yang dapat tumbuh dan berkembang pada keadaan asam. Untuk menghasilkan asam asetat, bakteri tersebut memerlukan oksigen dan karbon yang diperoleh dari oksigen yang terlarut dalam larutan. Pembentukan asam pada kondisi anaerobik tersebut penting untuk pembentuk gas metana oleh mikroorganisme pada proses selanjutnya. Selain itu bakteri tersebut juga mengubah senyawa yang bermolekul rendah menjadi alkohol, asam organik, asam amino, karbondioksida,  $H_2S$ , dan sedikit gas metana.

**Tahap Pembentukan Gas Metana.** Pada tahap ini bakteri metanogenik mendekomposisikan senyawa dengan berat molekul rendah menjadi senyawa dengan berat molekul tinggi. Sebagai contoh bakteri ini menggunakan hidrogen,  $CO_2$  dan asam asetat untuk membentuk metana dan  $CO_2$ . Bakteri penghasil asam dan gas metana bekerjasama secara simbiosis. Bakteri penghasil asam membentuk keadaan atmosfer yang ideal untuk bakteri penghasil metana. Sedangkan bakteri pembentuk gas metana menggunakan asam yang dihasilkan bakteri penghasil asam. Tanpa adanya proses simbiotik tersebut, akan menciptakan kondisi toksik bagi mikroorganisme penghasil asam.

### 2.1.3 Bahan Penghasil Gas Bio

Sebagian besar sampah organik alami seperti kotoran, manusia, sisa tanaman, sisa proses makanan dan sampah lainnya atau dapat mencampurkan dari satu atau lebih sampah tersebut dapat diproses menjadi gas bio kecuali lignin (Gunnerson and Stuckey, 1986). *Lignin* adalah molekul kompleks yang memiliki bentuk *rigid* dan struktur berkayu dari tanaman, dan bakteri hampir tidak dapat mencernanya. Salah satunya sampah

organik yang lebih sering dipilih sebagai penghasil gas bio yaitu kotoran hewan karena memiliki keseimbangan nutrisi, mudah diencerkan dan relatif dapat diproses secara biologi, selain itu ketersediaan kotoran hewan sangat banyak. Potensi produksi kotoran hewan dari beberapa jenis ternak tersebut seperti yang terlihat pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Produksi dan Kandungan Bahan Kering Kotoran Beberapa Jenis Ternak

Jenis Ternak	Bobot Ternak Per Ekor	Produksi Kotoran (kg/hari)	% Bahan Kering
Sapi Betina Potong	520	29	12
Sapi Betina Perah	640	50	14
Ayam Petelur	2	0.1	26
Ayam Pedaging	1	0.06	25
Babi Dewasa	90	7	9
Domba	40	2	26

(Sumber Fontenot dkk, didalam Sufyandi, 2001)

Diantara kotoran hewan yang ada diatas, kotoran sapi merupakan substrat yang dianggap paling cocok sebagai sumber pembuat gas bio, karena substrat tersebut telah mengandung bakteri penghasil gas metan yang terdapat dalam perut hewan ruminansia (Meynell, 1976). Keberadaan bakteri di dalam usus besar ruminansia tersebut membantu proses fermentasi, sehingga proses pembentukan gas bio pada tangki pencerna dapat dilakukan lebih cepat. Selain itu kotoran dalam kondisi segar lebih mudah diproses dibandingkan dengan kotoran yang lama dan atau telah dikeringkan, disebabkan karena hilangnya substrat volatil solid selama waktu pengeringan (Gunnerson and Stuckey, 1986).

Bahan yang dimasukkan ke dalam *digester* perlu pembersihan terlebih dahulu. Kotoran tersebut harus bersih dari



jerami dan bahan asing lainnya untuk mencegah terbentuknya buih (Sufyandi, 2001). Selain itu bahan tersebut sebaiknya berbentuk *cream*, karena pada kondisi tersebut padatan anorganik seperti pasir akan terpisah karena gravitasi, ini memungkinkan bahan tersebut dipisahkan sebelum dimasukkan ke dalam *digester* (Fry, 1974). Walaupun tidak sepenuhnya tepat, dengan tabel pada tabel 2.2 dan perbandingan pengenceran dengan air (1:1) maka kita dapat memperkirakan jumlah bahan yang masuk ke dalam *digester*.

#### 2.1.4 Faktor Yang Berpengaruh Pada Proses Anaerobik

Pembentukan gas bio dalam *digester anaerob* tergantung pada aktivitas metabolisme mikroorganisme penghasil metana. Faktor-faktor yang mempengaruhi pembentukan gas bio tersebut antara lain:

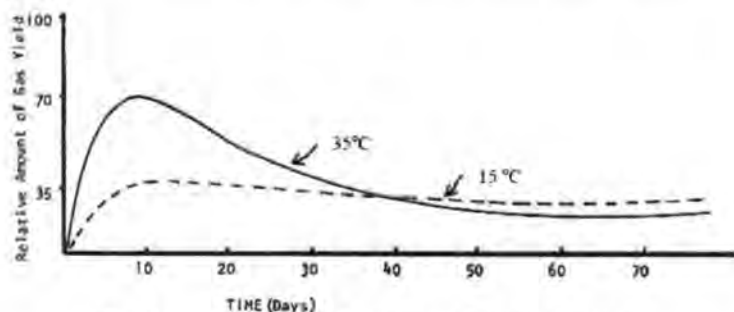
##### 1. Temperatur

De Mez *et al.* (2003) membagi temperatur *anaerobic digestion* dalam 3 jenis :

1. *Psikrophilic* (10°-20°C)
2. *Mesophilic* (20°-40° C)
3. *Thermophilic* (50°-60° C)

Sedangkan menurut Verma (2002) menyatakan kondisi yang optimal untuk suhu *mesophilic* adalah pada range (30–35)°C. Temperatur yang optimal untuk *digester* adalah temperatur 30–35°C, kisaran temperatur ini mengkombinasikan kondisi terbaik untuk pertumbuhan bakteri dan produksi methana di dalam *digester* dengan lama proses yang pendek. Temperatur yang tinggi (*range thermophilic*) jarang digunakan karena sebagian besar bahan sudah dicerna dengan baik pada *range mesophilic*, selain itu bakteri pada kondisi temperatur *thermophilic* mudah mati karena perubahan temperatur dan keluaran (*sludge*) memiliki kualitas yang rendah untuk pupuk, berbau dan tidak ekonomis untuk mempertahankan pada temperatur yang tinggi, khususnya pada iklim dingin (Fry, 1974).

Adapun salah satu contoh perbandingan tingkat produksi gas bio pada dua temperatur seperti terlihat pada gambar 2.2 berikut.



Gambar 2.2 Perbandingan tingkat produksi gas pada 15°C dan 35°C  
(Diadaptasi dari Fry (1974))

## 2. Ketersediaan Unsur Hara

Bakteri Anaerobik membutuhkan nutrisi sebagai sumber energi yang mengandung nitrogen, fosfor, magnesium, sodium, mangan, kalsium dan kobalt (Space and McCarthy didalam Gunerson and Stuckey, 1986).

## 3. Lama Proses

Setiap bahan mempunyai karakteristik lama proses tertentu, sebagai contoh untuk kotoran sapi diperlukan waktu 20–30 hari. Sebagian gas diproduksi pada 10 sampai dengan 20 hari pertama (Fry, 1974), seperti yang pada Gambar 2.2 ditunjukkan bahwa hari ke-10 adalah puncak dari jumlah relatif gas yang diproduksi, setelah hari ke-10 maka produksi gas mulai menurun. Oleh karena itu digester harus didesain untuk mencukupi hanya hari terbaik dari produksi dan setelah itu *sludge*/lumpur dapat dikeluarkan atau dipindahkan ke digester selanjutnya.

## 4. Derajat Keasaman (pH)

Derajat keasaman (pH) memiliki efek terhadap aktivasi biologi dan mempertahankan pH agar stabil penting untuk semua kehidupan. Kebanyakan dari proses kehidupan memiliki kisaran

pH antara 5–9. Nilai pH yang dibutuhkan untuk digester antara 7–8,5. Hal ini akan terjadi selama 3 bulan dengan penurunan keasaman yang lambat (6 bulan pada cuaca yang dingin) selama waktu itu ikatan asam mudah lepas dan nitrogen terbentuk (Fry, 1974).

### 5. Toksisitas

Beberapa zat yang menunjukkan efek toksit pada konsentrasi yang berlebihan khususnya pada asam lemak mudah lepas dan amonia diantaranya  $\text{Na}^+$ ,  $\text{K}^+$ ,  $\text{Ca}^{2+}$ , logam berat, sulfida. Zat tersebut dapat menimbulkan dampak yang kurang baik terhadap metanogenik. Jika limbah mengandung sulfur proses digesti anaerob akan menimbulkan bau akibat formasi yang dibentuk sulfida (De Mez *et al.*, 2003).

### 6. Kondisi Anaerob

Digester anaerob ini harus terjadi dalam kondisi kedap udara, dimana dalam reaktor tidak boleh terdapat oksigen, karena dapat menghambat proses. Oksigen juga termasuk dalam zat inhibitor (De Mez *et al.* 2003). Simamora (2006) menyatakan biogas dihasilkan dari proses fermentasi bahan organik oleh mikroorganismenya *anaerob*, karena itu instalasi pengolah biogas harus kedap udara atau berada dalam kondisi *anaerob*.

### 7. Pengadukan

Pengadukan di dalam digester dapat meningkatkan kontak antara mikroorganismenya dan substrat, serta meningkatkan kemampuan populasi bakteri untuk menyerap nutrisi. Pengadukan juga dapat mencegah buih (*scum*) dan terjadinya perbedaan temperatur dalam reaktor. Tetapi pengadukan yang berlebihan dapat merusak mikroorganismenya, sehingga pengadukan harus dilakukan dengan pelan (Nugroho and Firmansyah, 2006).

### 8. Rasio C/N

Rasio karbon dan nitrogen dalam bahan baku sangat menentukan kehidupan mikroorganismenya yang berperan dalam proses digester anaerob. Jika rasio C/N terlalu tinggi menunjukkan kurangnya jumlah nitrogen yang dibutuhkan untuk mengaktifkan bakteri. Jika terlalu rendah menunjukkan

berlebihnya nutrisi yang dapat menjadi racun bagi bakteri, sehingga perlu dicapai kondisi rasio C/N yang ideal agar proses dapat berjalan secara optimal. Besar rasio C/N bergantung pada jenis limbah yang akan diolah seperti pada gambar 2.5 dibawah ini.

*Tabel 2.3 Tabel Rasio C/N dari Berbagai Jenis Limbah*

<b>Jenis Bahan</b>	<b>Rasio C/N</b>
Kotoran manusia :	
- dibiarkan	6
- dihancurkan	16
Humus	10
Sisa dapur / makanan	15
Rumput – rumputan	19
Kotoran sapi	20
Kotoran kuda	25
Kotoran ayam	15
Sisa buah-buahan segar	35
Sampah segar	25
Limbah sayuran	11 – 12
Perdu / semak	40 – 80
Batang jagung	60
Jerami	30 – 80

*(Sumber : Anonim, 1992)*

Simamora (2006) menjelaskan rasio C/N yang ideal untuk proses digesti anaerob agar dapat berjalan secara optimal adalah 25–30. Ginting (2007) menjelaskan rasio C/N yang optimal adalah 25-30. Verma (2002) menjelaskan rasio ideal C/N adalah 20–30.

## **9. Jenis Bakteri**

Bakteri yang berpengaruh pada pembuatan biogas ada dua macam yaitu bakteri-bakteri pembentuk asam dan bakteri-

bakteri pembentuk gas metana. Bakteri pembentuk asam antara lain: *Pseudomonas*, *Escherichia*, *Flavobacterium*, dan *Alcaligenes* yang akan mendegradasi bahan organik menjadi asam-asam lemak. Asam-asam lemak didegradasi menjadi biogas yang sebagian besar adalah gas metana oleh bakteri metana. Bakteri metana antara lain ; *Methanobacterium*, *Methanosarcina*, dan *Methanococcus*.

Untuk menjaga kestabilan *anaerobic digestion* bakteri pengkonversi harus tersedia dalam jumlah cukup selama proses berjalan Hal ini untuk mencegah terjadinya akumulasi zat. Contohnya pada tahap pembentukan asam-asam organik, akumulasi asam lemak akan menghasilkan penurunan pH di bawah kondisi metanogenik, sehingga menyebabkan kondisi metanogenik tidak dapat terjadi (*De Mez et al., 2003*). Penyebab terjadinya ketidakstabilan pada reaktor salah satunya diakibatkan tidak seimbangnya kecepatan pertumbuhan antara bakteri asidogenik yang sangat cepat, sedangkan kecepatan pertumbuhan bakteri asetogenik dan metanogenik lebih lambat (Mc Inerney dalam Nopharatana, 1998).

Bakteri yang terdapat pada digesti anaerob ini berasal dari lingkungan, diantaranya dari sedimen tanah, pencernaan hewan, dan *landfill* (*Chynoweth et al., 2001*).

## 10. Ukuran Bahan

Proses dekomposisi dapat dipercepat jika bahan mentah dicacah menjadi ukuran yang lebih kecil. Semakin kecil ukuran partikel, semakin mudah dicerna oleh mikroorganisme pengurai sampah. Sehingga dapat mempercepat proses dekomposisi. Pada proses secara anaerobik, sangat dianjurkan untuk menghancurkan bahan selumat-lumatnya hingga menyerupai bubur/lumpur. Hal ini untuk mempercepat proses homogenisasi bahan (Yuwono, 2005).

## 11. Kadar Air

Mikroorganisme yang berperan dalam dekomposisi melakukan aktivitas metabolisme di luar tubuhnya. Selaput air di permukaan bahan merupakan media terjadinya proses tersebut.

Reaksi kimia yang terjadi dalam selaput air ini membutuhkan unsur  $O_2$  dan  $H_2O$ . Oleh karena itu dekomposisi bahan organik oleh mikroorganisme sangat bergantung pada kelembaban air. Kadar air yang optimum sangat diperlukan untuk proses dekomposisi bahan organik. Kadar air yang terlalu tinggi dapat menyebabkan hilangnya nutrien dan pathogen. Selain itu juga menyebabkan bahan organik menjadi lebih rapat. Berkurangnya jumlah udara yang bersirkulasi akan menciptakan kondisi anaerobik. Kisaran kadar air yang ideal untuk dekomposisi secara anaerobik adalah (50–70)% (Polprasert, 1989).

### 2.1.5 Pembuatan Gas Bio

Apapun tipe *biodigester* yang dipilih, pemberian bahan untuk pertama kali perlu dilakukan dengan hati-hati. Menurut Meynell (1976) untuk memulai pembuatan *biodigester* terdapat dua metoda berbeda yang biasa dilaksanakan, metode tersebut adalah sebagai berikut:

#### 1. Metode Pengisian Dengan Air

Metode ini dilakukan dengan memasukkan air sebanyak 80% dari total volume *digester*, kemudian memasukkan bahan yang akan diproses seperti biasa (bila perlu dapat dimasukkan bibit *starter*) pada volume yang dihasilkan. Dengan metoda ini bahan yang masuk langsung tercampur dengan air dan oksigen terlarut yang terkandung dengan segera digunakan dan pengenceran bahan mencukupi untuk mempertahankan keasaman bahan. Metoda ini memiliki kelebihan menggantikan oksigen di dalam *digester* dengan air sehingga resiko akan campuran yang mudah meledak dari metana dan udara yang terbentuk kecil sekali.

#### 2. Metode Pembibitan

Metode ini secara luas lebih disukai, biasanya digunakan untuk *digester* tipe *batch* dan untuk bahan yang tidak mengandung bakteri metana. Pembibitan dilakukan dengan cara mencampur kotoran dengan *sludge*/ lumpur yang telah diproses secara *anaerobik* dengan perbandingan tertentu. Semakin banyak



perbandingan lumpur yang mengandung bakteri *anaerobik* semakin cepat gas diproduksi.

Prosedur yang digunakan untuk pembibitan adalah dengan menambahkan starter 50% dan bahan yang akan diproses 50%. Selanjutnya penambahan bahan tidak boleh lebih dari 50% dari total padatan di dalam *digester*. Hal ini untuk menghindari bakteri methana kelebihan beban sebelum mereka dapat tumbuh (Fry, 1974).

Ketika mengaktifkan *digester* untuk pertama kali, sumber bibit yang baik adalah dari *sludge* yang telah diproses. *Digester* yang telah berfungsi dengan baik tidak membutuhkan penambahan bibit, kecuali bila gagal perlu diulangi. Apabila bahan perlu diencerkan, bibit yang terbaik adalah dengan menambahkan *supernatan* (larutan yang terkumpul di bagian atas *sludge* setelah padatan mengendap. *Supernatan* ini mengandung bakteri *anaerobik* yang cukup untuk berperan sebagai bibit.

Ketika memulai suatu *digester*, bagian pertama gas yang diproduksi harus selalu dibuang. Karena gas pertama itu mengandung udara yang berasal dari tangki, pipa dan tempat penyimpanan gas. Ketika gas dikeluarkan, akan mendorong udara keluar dan dapat menimbulkan ledakan. Bila tempat penyimpanan gas telah penuh dan telah beberapa kali dikosongkan, dapat dipastikan bahwa tidak ada udara lagi dan gas dapat dimanfaatkan

### 2.1.6 Pemanfaatan Gas Bio

Gas bio dapat digunakan untuk berbagai keperluan seperti halnya gas alam. Tujuan utama pembuatan gas bio adalah untuk mengisi kekurangan atau mensubstitusi sumber energi di daerah pedesaan sebagai bahan bakar keperluan rumah tangga, terutama untuk memasak dan lampu penerangan. Selain itu dapat digunakan untuk menjalankan generator untuk menghasilkan listrik dan menggerakkan motor bakar. Gas bio mengandung berbagai macam zat, baik yang terbakar maupun yang dapat dibakar. Zat yang tidak dapat dibakar merupakan kendala yang dapat mengurangi mutu pembakaran gas tersebut.

Seperti terlihat pada tabel 2.4 walaupun kandungan kalorinya relatif rendah dibanding dengan gas alam, butana dan propana, tetapi masih lebih tinggi dari gas batubara. Selain itu gas bio ramah lingkungan, karena sumber bahannya memiliki rantai karbon yang lebih pendek bila dibandingkan dengan minyak tanah, sehingga gas CO yang dihasilkan relatif lebih sedikit.

Tabel 2.4 Tabel Perbandingan nilai kalor gas bio

Jenis Gas	Nilai Kalor (Joule/cm <sup>3</sup> )
Gas Batubara	16,7-18,5
Gas Bio	20-26
Gas Metana	33,2-39,6
Gas Alam	38,9-81,4
Gas Propana	81,4-96,2
Gas Butana	107,3-125,8

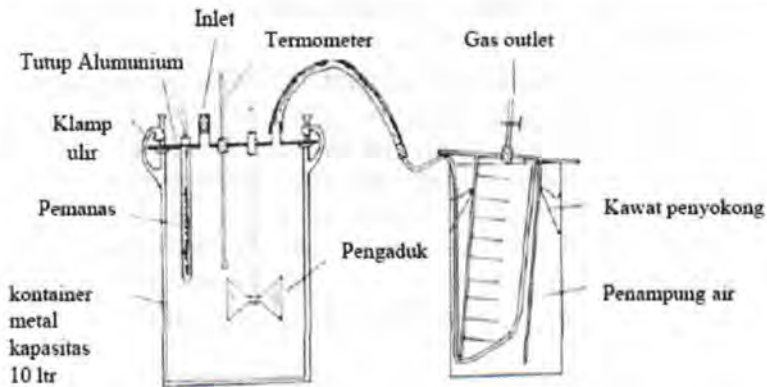
(Sumber: Meynell, 1976)

## 2.2 Tipe Digester Gas Bio

Terdapat dua tipe digester yang telah dikembangkan dimana masing masing tipe memiliki kelebihan dan kekurangan.

### 2.2.1 Tipe Batch

Pada tipe batch bahan organik ditempatkan di tangki tertutup dan diproses secara anaerobik selama 2-6 bulan tergantung pada jumlah bahan yang dimasukkan. Isi dari *digester* biasanya dihangatkan dan dipertahankan temperaturnya. Selain itu kadangkala diaduk untuk melepaskan gelembung-gelembung gas dari *sludge*. Tipe digester ini tidak membutuhkan banyak perhatian selama proses. Meskipun demikian hampir semua bahan organik tetap akan diproses. Efisiensi maksimal dari proses hanya dapat diharapkan bila *digester* diisi dengan hati-hati. Ruang yang terbuang dan udara yang terjebak di dalam *sludge* harus dihindarkan karena akan menghambat pembentukan gas metana. C/N ratio harus dikontrol dengan baik pada awal proses, karena sulit untuk memperbaiki bila *digester* sudah mulai memproses.



Gambar 2.3 Digester tipe batch untuk percobaan (diadaptasi dari Meynell, 1976)

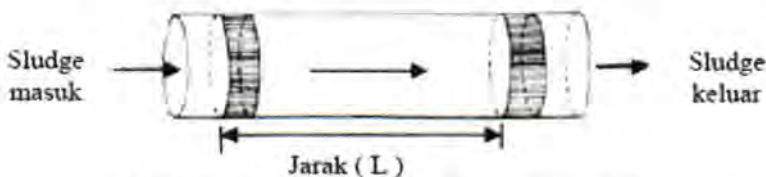
Digester tipe *batch* digunakan untuk mengetahui kemampuan bahan yang diproses sebelum unit yang besar dibangun. Miniatur tipe *batch* dirancang oleh *Henry Doubleday Research Association* (Gambar 2.3). *Digester* ini memiliki volume 10 liter dan cocok digunakan sebagai percobaan di sekolah dan laboratorium. Selain itu *Gas bio Plant Ltd.* telah memproduksi *Dustbin digester* dengan volume 34 liter, hampir sama dengan yang dibuat Fry yang terbuat dari drum bekas hanya saja *Dustbin* memiliki konstruksi yang lebih rumit (Meynell, 1976).

Tipe *batch* memiliki keuntungan lain yaitu dapat digunakan ketika bahan tersedia pada waktu-waktu tertentu dan bila memiliki kandungan padatan tinggi (25%). Bila bahan berserat ataupun sulit untuk diproses, tipe *batch* akan lebih cocok dibanding tipe aliran kontinyu (*continuos flow*), karena lama proses dapat ditingkatkan dengan mudah. Bila proses terjadi kesalahan, misalnya karena bahan beracun, proses dapat dihentikan dan dimulai dengan yang baru (Meynell, 1976).

### 2.2.2 Tipe Aliran Kontinyu (*Continuos Flow*)

Pada tipe aliran kontinyu bahan dimasukkan ke dalam *digester* secara teratur pada satu ujung dan setelah melalui jarak tertentu, keluar di ujung yang lain (Gambar 2.4). Tipe ini mengatasi masalah pada proses pemasukan dan pengosongan pada tipe *batch*. Terdapat dua jenis dari tipe aliran kontinyu:

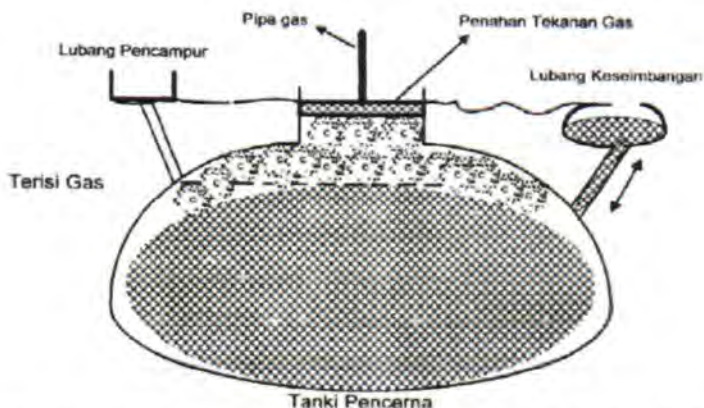
1. Vertikal, dikembangkan oleh *Gobar Gas Institute*, India
2. Horisontal, dikembangkan oleh Fry di Afrika Selatan dan California, selain itu dikembangkan oleh *Biogas Plant Ltd.* dengan *digester* yang terbuat dari karet Butyl (*butyl rubber bag*).



Gambar 2.4 *Digester* tipe aliran bersambung  
(diadaptasi dari Meynell, 1976)

Selain itu terdapat beberapa jenis *digester* gas bio yang biasa digunakan. *Digester* ini dibuat dengan bahan dasar batu bata dan semen (Sufyandi, 2001), *digester* tersebut yaitu *Fixed dome* dan *Floating Drum*. Jenis *Fixed Dome* ini (Gambar 2.5) terdiri dari bagian pencernaan yang berbentuk kubah tertutup yang tidak dapat dipindah pindah, penahan gas kaku, dan baskom pemindah substrat (keseimbangan). Bagian silinder pencernaan terbuat dari beton, walaupun demikian efektifitas penggunaan gasnya rendah, karena fluktuasi tekanan yang tidak dapat konstan, selain itu bahan beton tidak kedap air, sehingga pada bagian penyimpanan gas harus dicat dengan bahan yang kedap udara seperti lateks atau cat sintetis. Unit pencernaan jenis *Fixed Dome* sebaiknya ditanamkan di dalam tanah, hanya bagian penahan gas yang menonjol di permukaan tanah. Hal ini dimaksudkan untuk menjaga kestabilan temperatur.

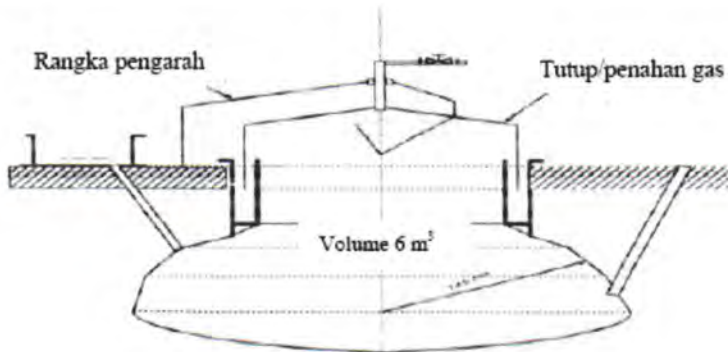




Gambar 2.5 Digester jenis fixed dome (sumber: Sufyandi, 2001)

Keuntungan unit pencerna ini adalah umur pakai panjang (20 tahun), rancangan stabil, dapat menciptakan lapangan kerja lokal. Kesulitan yang dihadapi tidak kedap air karena terbuat dari beton, tekanan gas tidak konstan, hanya dapat dibuat dengan baik apabila dikerjakan oleh tenaga ahli. Digester *Floating Drum* ini terdiri dari ruang pencerna berbentuk silinder atau kubah yang dapat bergerak, penahan gas mengapung atau drum (Gambar 2.6). Pergerakan penahan gas dipengaruhi oleh proses fermentasi dan pembentukan gas. Bagian drum sebagai tempat tersimpannya gas yang terbentuk mempunyai rangka pengarah agar pergerakan drum stabil.

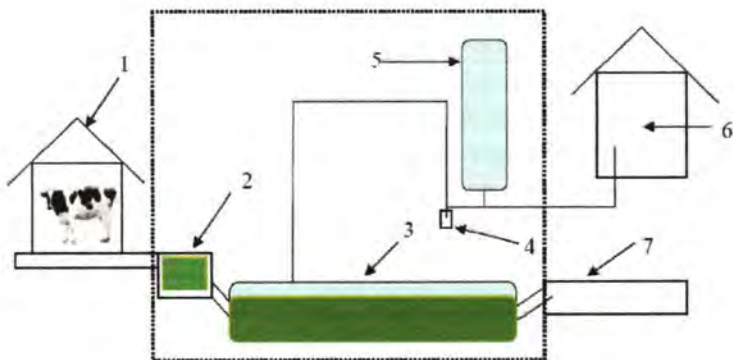
Keuntungan unit pencerna *floating drum* adalah mudah dioperasikan, produksi gasnya dapat dimonitor dan tekanan konstan. Kerugiannya adalah umur pakai pendek (<5 tahun), karena drum terbuat dari logam mudah berkarat dan bersifat inhibitor terhadap pertumbuhan bakteri/ mikroorganisme. Bila substratnya mengandung bahan berserat, pengeluaran gas akan terhambat, karena pembentukan buih yang banyak.



Gambar 2.6 Digester jenis Floating Drum  
(sumber: Sufyandi, 2001)

## 2.3 Penelitian Terdahulu

### 2.3.1. Penelitian Biodigester Plastik Polyethilene



- |                      |                  |
|----------------------|------------------|
| 1. Kandang sapi      | 5. Penampung Gas |
| 2. Bak pencampur     | 6. Dapur         |
| 3. Biodigester       | 7. Bak Sludge    |
| 4. Perangkat uap air |                  |

Gambar 2.7 Komponen Biodigester  
(sumber: Kharistya Amaru, 2004)

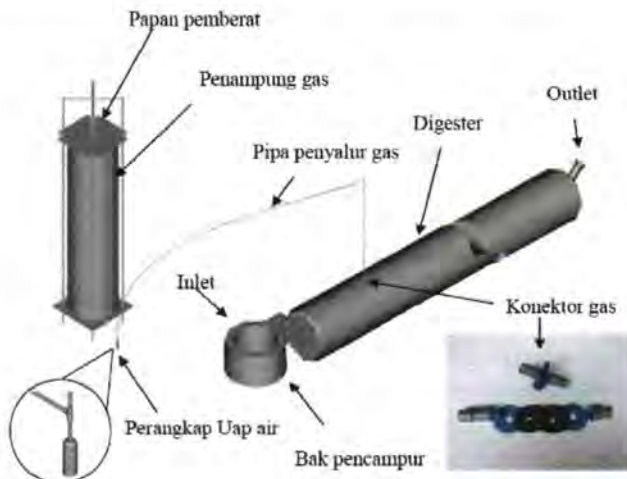


Terdapat dua tipe *digester* yaitu tipe *batch* dan tipe kontinyu. Pada tipe *batch*, bahan dimasukkan sekali dalam pengoperasian *digester* dan apabila produksi gas menurun maka bahan yang telah diproses diganti dengan bahan yang baru. Dengan kata lain tipe *batch* digunakan apabila bahan yang tersedia adalah sewaktu-waktu. Sedangkan di peternakan sapi perah, kotoran sapi tersedia tiap hari dan apabila menggunakan tipe *batch*, maka bahan dikumpulkan beberapa hari (tergantung volume *digester* tipe *batch*) terlebih dahulu dan berakibat hilangnya bahan organik selama pengumpulan yang merupakan bahan penghasil gas bio. *Biodigester* yang dirancang adalah *biodigester* tipe aliran kontinyu dimana bahan dimasukkan secara kontinyu setiap hari sesuai dengan ketersediaan bahan di kandang.

Seperti terlihat pada Gambar 2.7, sistem *biodigester* menyatu dengan kandang. Kotoran sapi yang dihasilkan di kandang dialirkan ke bak pencampur. Dengan memanfaatkan air sisa membersihkan puting sapi dan campuran air seni, kotoran diaduk di bak pencampur untuk memperoleh bahan yang homogen, kemudian dialirkan ke *biodigester*. Gas bio yang dihasilkan dialirkan menuju penampung gas dengan bantuan pipa penyalur untuk dimanfaatkan lebih lanjut di dapur sedangkan bahan yang telah terproses selama waktu tertentu menjadi *sludge* akan keluar melalui pipa *outlet*.

Seperti terlihat pada Gambar 2.7, bagian yang didalam kotak dengan garis titik-titik dan Gambar 2.8, komponen-komponen *biodigester* yang di rancang bangun adalah sebagai berikut:

- a. Bak pencampur berfungsi sebagai tempat mencampur bahan dengan air sebelum dimasukkan ke dalam *digester*. Bak pencampur berbentuk silinder dan terletak sebelum *inlet digester* untuk memudahkan pencampuran bahan. Bak pencampur dapat dibuat dari batu bata, campuran pasir dan semen.



Gambar 2.8 Biodigester Plastik Polyethilene  
(sumber: Kharistya Amaru, 2004)

- b. *Inlet* berfungsi sebagai jalan masuk bagi bahan baru yang akan diproses menjadi gas bio. Mekanisme kerjanya yaitu bahan segar yang akan dimasukkan dialirkan melalui inlet dan dengan bantuan gaya gravitasi masuk ke dalam *biodigester*. Bahan yang digunakan sebagai inlet merupakan hong tanah liat berdiameter 15 cm. Bahan yang telah diaduk diusahakan secepat mungkin masuk ke dalam *biodigester*. Untuk itu *inlet* diatur dengan kemiringan  $45^{\circ}$ , dengan adanya gaya gravitasi bahan akan turun ke dalam *digester*.
- c. *Outlet* berfungsi sebagai jalan keluar untuk bahan yang telah diproses atau *sludge* yang selanjutnya dimanfaatkan untuk hal lain. Mekanisme pengeluaran adalah memanfaatkan ketinggian *outlet* yang sama dengan permukaan bahan di dalam *digester*, dengan adanya bahan segar yang masuk dan tekanan dari gas yang dihasilkan di dalam *digester* *sludge* akan mengalir keluar. Bahan yang digunakan merupakan pipa berdiameter 15 cm. *Sludge* atau bahan yang telah

melalui proses keluar melalui *outlet*, ujung *outlet* memiliki ketinggian yang sama dengan permukaan bahan yang terdapat di dalam *digester*.

- d. *Digester* berfungsi sebagai tempat pencernaan bahan oleh bakteri *anaerobik* dan kemudian diubah menjadi gas bio. *Digester* yang kedap udara menciptakan lingkungan yang cocok untuk bakteri *anaerobik* yaitu tanpa kehadiran oksigen bebas. Bahan yang digunakan adalah plastik *polyethilene* berbentuk silinder dengan diameter 0,954 m. Dimensi *digester* (panjang) dapat ditentukan dengan menentukan lama proses bahan di dalam *digester* dan memperkirakan bahan yang masuk tiap hari.
- e. Pipa penyaluran gas berfungsi untuk menyalurkan gas dari *biodigester* ke tempat penyimpanan gas. Gas yang dihasilkan oleh bakteri *anaerobik* perlu disalurkan ke tempat penyimpanan gas sehingga tidak terjadi tekanan yang berlebihan pada *biodigester*. Gas yang terkumpul di dalam *digester* menimbulkan tekanan, dengan adanya pipa penyalur gas akan terdorong menuju tekanan yang lebih rendah. Penyaluran gas menggunakan pipa PVC dengan diameter 0,5 inci. Letak penyaluran gas berada di permukaan *digester*.
- f. Perangkap uap air berfungsi memisahkan uap air dari gas yang disalurkan menuju penyimpanan gas, apabila uap air terkondensasi menjadi air dan tidak dipisahkan dapat menyebabkan penyaluran gas terhambat. Seperti yang terlihat pada Gambar 2.9, mekanisme pemisahan uap air adalah dengan menyalurkan gas yang dihasilkan ke pipa yang terletak lebih rendah dibanding dengan ketinggian pipa lain, karena uap air tidak dapat naik maka akan terkumpul di sini (Meynell, 1976). Perangkap uap air terbuat dari botol plastik dan pipa PVC dengan diameter 0,5 inci dengan panjang 20 cm dan terletak diantara *digester* dan tempat penyimpanan gas. Perangkap uap air memiliki ketinggian yang lebih rendah dari pipa penyalur gas yang lain sehingga uap air dapat mengalir dan terkumpul disini.



Gambar 2.9 Perangkap Uap Air  
(sumber: Kharistya Amaru, 2004)

Kharistya Amaru (2004) melakukan penelitian membuat *biodigester* plastik *polyethylene* skala kecil di Desa Cidatar, Kecamatan Cisarupan, Kabupaten Garut. Dari penelitiannya menghasilkan rancangan *biodigester* untuk peternak kecil (3-5) ekor sapi perah yang berbahan dasar plastik *polyethylene* dengan spesifikasi sebagai berikut: *biodigester* dengan volume total 11 m<sup>3</sup>, volume basah 8,8 m<sup>3</sup>, waktu proses 40 hari, isian bahan 220 kg/hari, kemiringan lubang 2°, luas lahan 18 m<sup>2</sup>, dan memiliki penampung gas dengan dimensi tinggi 4,6 m, diameter 0,954 m, volume efektif 2,5 m<sup>3</sup>.

Berdasarkan hasil uji kinerja, didapatkan temperatur yang bekerja pada *biodigester* berkisar pada 19–20 °C, tingkat keasaman bahan 6,58–7,7 masih berada dalam batas yang baik bagi bakteri untuk tumbuh, dekomposisi VS mencapai 34%. Kapasitas produksi 1,44 m<sup>3</sup>/hari atau dapat digunakan memasak 3–4 jam dan laju produksi 0,16 m<sup>3</sup>/kg VS.

### 2.3.2 Penelitian Pengecilan Partikel

Hariato (2007) melakukan penelitian pengaruh ukuran partikel terhadap produksi biogas *anaerobik digestion*. Berdasarkan metode penelitian yang telah disusun, didapatkan

hasil data ukuran serbuk substrat masing-masing sampel, suhu pada termometer dan perubahan tekanan pada manometer. Berikut ini akan dilakukan pembahasan mengenai karakteristik substrat, ukuran substrat pada masing-masing sampel, analisa pengaruh suhu dan analisa tekanan terhadap jumlah produksi gas yang dihasilkan.

### **Analisis dan Karakteristik Bahan (Kotoran Ternak Sapi)**

Penelitian ini menggunakan substrat kotoran ternak sapi, karena merupakan salah satu penghasil biogas. Kotoran sapi banyak terdapat di masyarakat terutama masyarakat yang hidup dalam pertanian dan peternakan. Kotoran sapi yang tidak dimanfaatkan akan berbahaya, selain limbahnya berbau dan mencemari lingkungan kotoran sapi tersebut akan menguap, karena mengandung metana. Gas metana yang menguap ke udara akan menyumbang lebih besar terbentuknya efek rumah kaca, bila dibandingkan dengan gas karbondioksida ( $CO_2$ ). Pembakaran pada biogas akan mengubahnya menjadi  $CO_2$ , sehingga mengurangi jumlah metana di udara.

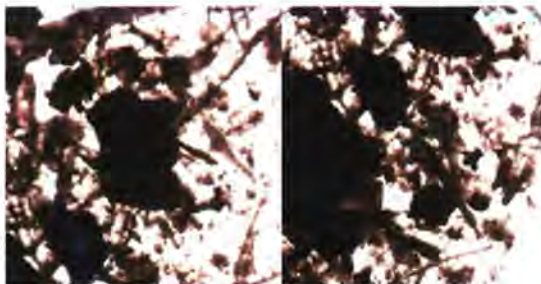
Penggunaan substrat kotoran sapi, terkait keberadaan unsur lignin. Menurut Ade Iwan Setiawan (1996), kotoran sapi mengandung sedikit unsur lignin. Berdasarkan International Relations National research Council (NAC) (1997), kotoran sapi digolongkan sebagai substrat atau bahan baku yang tidak mengandung *lignin*. Bahan baku dalam bentuk *lignin* atau kayu sukar dicerna, sedangkan bahan baku dalam bentuk selulosa akan mudah dicerna oleh bakteri *anaerob*.

Ada tiga perlakuan yang harus dibandingkan kotoran ternak yang sudah dicampur dengan air dengan perbandingan 1 : 2 yaitu : pertama, tidak dihaluskan (cukup diaduk saja). Kedua, kotoran ternak yang sudah dicampur dengan air diblender selama 5 menit. Ketiga kotoran ternak yang sudah dicampur dengan air diblender selama 20 menit. Untuk melihat ukuran masing-masing serbuk sampel, dilakukan pengamatan menggunakan Mikroskop Olympus BX 41 (40X) di Laboratorium Biologi F-MIPA ITS.



Sebelum diukur dengan menggunakan mikroskop, masing-masing sampel dikeringkan untuk mempermudah pengamatan.

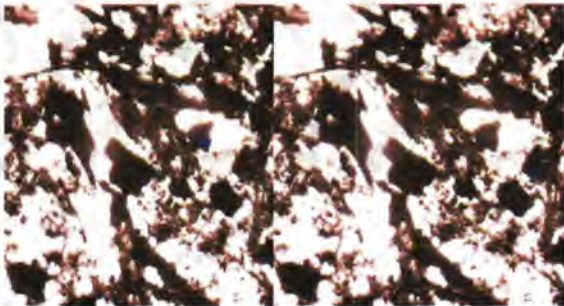
Gambar 2.10 menunjukkan hasil mikroskop pada sampel larutan yang tidak diblender (cukup diaduk saja). Dari Gambar tersebut terlihat bahwa ukuran partikelnya tidak rata, terlihat kasar ada yang ukurannya besar dan agak kecil dengan ukuran rata-rata sebesar  $117 \mu\text{m}$ . Bentuk ukuran serbuk ditunjukkan dengan warna hitam. Besarnya ukuran ini disebabkan, karena pada pengadukan saja, semua substrat tidak ikut hancur atau terlarut semua dalam air. Selain itu, kotorannya tergantung jenis makanan sapi, misalnya jenis rerumputan atau substrat makanan lain. Ada makanan yang sulit dicerna misalnya, banyak terdapat unsur lignin, sehingga masih terdapat ukuran yang lebih besar.



*Gambar 2.10 Ukuran serbuk sampel larutan yang tidak diblender (sumber: Harianto, 2007).*

Sampel yang diblender selama 5 menit, menunjukkan ukurannya lebih kecil dan agak rata. Seperti yang terlihat pada Gambar 2.11 warna hitam menunjukkan ukuran serbuk yang lebih kecil yaitu sebesar  $65 \mu\text{m}$ . Ukuran yang lebih kecil bila dibandingkan dengan Gambar 2.10, karena pada perlakuan ini selain sampel larutan diaduk, juga diblender selama 5 menit. Tujuannya adalah untuk membantu penghancuran serbuk kotoran ternak yang masih besar/kasar, seperti adanya unsur lignin dan

gumpalan sehingga ukuran serbuknya menjadi lebih kecil. Disamping itu masih terdapat ukuran yang lebih besar, karena tidak semua serbuk yang larut dalam air tersayat oleh pisau blender yang hanya dalam waktu 5 menit.



*Gambar 2.11 Ukuran serbuk sampel larutan diblender selama 5 menit (sumber: Harianto, 2007).*

Pada Gambar 2.12 merupakan foto mikroskop dari sampel yang diblender selama 20 menit. Dari gambar tersebut terlihat bahwa ukuran partikel yang dihasilkan sangat kecil, halus, dan lebih rata sebesar  $17 \mu\text{m}$ . Ukuran partikel yang sangat kecil/halus ini disebabkan larutan tidak hanya diaduk, tetapi waktu pembレンダーan yang cukup lama yaitu 20 menit. Hal ini menyebabkan penghancuran larutan substrat oleh sayatan pisau pada blender lebih sempurna, sehingga menghasilkan ukuran serbuk yang lebih kecil. Lamanya waktu pembレンダーan memungkinkan larutan terus-menerus berputar, sehingga bagian-bagian yang masih kasar, terdapat unsur lignin dan berbentuk gumpalan dapat tersayat pisau blender yang berlangsung cukup lama, selama 20 menit.



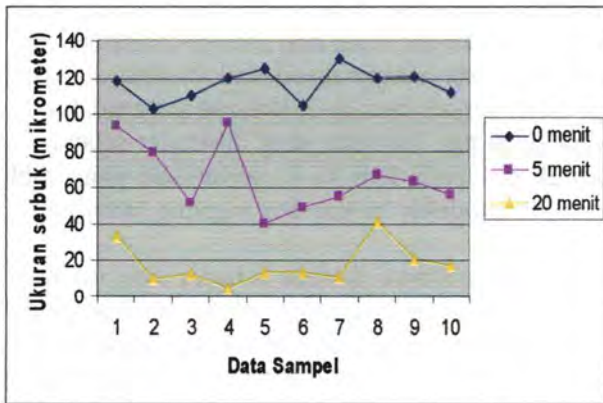


*Gambar 2.12 Ukuran serbuk sampel larutan diblender selama 20 menit (sumber: Harianto, 2007).*

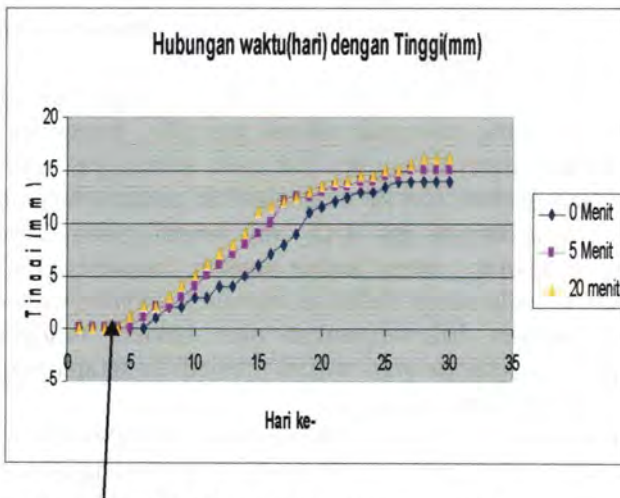
Pada Gambar 2.13 terlihat ukuran serbuk kotoran yang bermacam-macam setiap sampel. Perbedaan ini terjadi karena masing-masing serbuk tidak semua terblender dengan rata. Setiap sampel diukur masing-masing serbuknya yang terdispersi. Kemudian bisa dibuat rata-rata setiap sampel. Untuk sampel yang tidak diblender, memiliki ukuran serbuk rata-rata 117  $\mu\text{m}$ . Sampel yang diblender 5 menit memiliki ukuran serbuk rata-rata 65  $\mu\text{m}$ . Sedangkan sampel yang diblender 20 menit ukuran serbuk rata-ratanya 17  $\mu\text{m}$ .

### **Analisis Ukuran Partikel Terhadap laju Produksi Biogas**

Dari hasil pengamatan selama 30 hari diperoleh bahwa produksi biogas membentuk grafik seperti yang terlihat pada Gambar 2.14. Pada Grafik tersebut menunjukkan hubungan waktu (hari) dan perubahan ketinggian (h) manometer. Perbandingan ketiga sampel berdasarkan ukuran serbuk/partikel yang memiliki ukuran partikel berbeda-beda. Pada sampel pertama, kotoran tidak diblender. Pada sampel kedua, kotoran diblender selama 5 menit, sedangkan sampel ketiga, diblender selama 20 menit.



Gambar 2.13 Grafik dispersi ukuran serbuk tiap sampel (sumber: Harianto, 2007).



**Masa Inkubasi/ retention time/fase lag**

Gambar 2.14 Grafik laju produksi biogas hubungan antara waktu (hari) dan tinggi tekanan pada manometer (h) (sumber: Harianto, 2007).

Pengamatan produksi biogas dilakukan mulai pada hari pertama sampai hari ke-30. Pada hari ke-26 ke atas produksi biogas sangat kecil dan hampir mendekati stagnan. Pada minggu pertama hari ke-1 sampai hari ke-7, kotoran yang tidak diblender belum ada produksi gas. Kotoran yang diblender selama 5 menit mulai terbentuk gas pada hari ke-6, sedangkan yang diblender selama 20 menit, produksi biogas berlangsung lebih cepat pada hari ke-5.

Pada minggu pertama disebut sebagai fase inkubasi atau fase lag. Pada fase ini masih terdapat bakteri aerobik yang masih terdapat substrat/sampel pada saat pertama pengisian ke *digester*. Di dalam fase ini terjadi kompetisi antara bakteri aerobik dengan bakteri anaerobik yang mulai tumbuh, (bakteri asam dan bakteri methanogen). Perlahan-lahan bakteri *aerobik* akan mati karena kondisi *digester/reaktor* yang *anaerobik* fakultatif. Setelah itu digantikan dengan pertumbuhan bakteri *anaerobik*. Rentang waktu ini disebut juga sebagai fase lag yang ditandai dengan sedikitnya gas yang terbentuk.

Pada minggu pertama sampai hari ke-10 sudah terbentuk gas, namun gas yang terbentuk adalah gas  $\text{CO}_2$ . Pengujian ini dilakukan dengan menyalakan api/lilin pada selang gas, dan api tersebut menjadi padam. Hal ini menunjukkan gas tersebut adalah gas  $\text{CO}_2$ . Terbentuknya gas  $\text{CO}_2$  ini terjadi pada tahapan fermentasi/pengasaman, tahap kedua setelah hidrolisis. Zat-zat yang dihasilkan pada tahap hidrolisis berupa *monomer-monomer (selulosa)* kemudian difermentasikan oleh bakteri asetogenik, seperti bakteri *Syntrophomonas wolfei* menjadi beberapa macam asam dan gas karbondioksida.

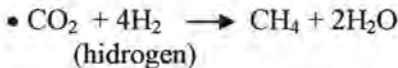
Pada hari ke-10 ke atas produksi biogas berjalan terus dan konstan. Laju produksi paling cepat adalah sampel yang diblender selama 20 menit. Kedua, sampel kotoran yang diblender selama 5 menit, dan yang paling lambat adalah sampel yang tidak diblender (hanya diaduk saja). Kotoran sampel yang diblender selama 20 menit, laju produksi gas lebih cepat. Pada hari ke-15 menunjukkan laju produksi maksimum dari hari ke-14, dengan

ketinggian 9mm menjadi 11mm pada hari ke-15, sedangkan untuk sampel yang diblender selama 5 menit menunjukkan laju produksi maksimum pada hari ke-17, dari ketinggian 10 mm pada hari ke-16 menjadi 12 mm pada hari ke-17. Pada sampel kotoran yang tidak diblender mengalami laju produksi biogas yang lambat. Laju produksi gas maksimum terjadi pada hari ke-19, dari ketinggian 9 mm pada hari ke-18 menjadi 11 mm pada ketinggian 11 mm pada hari ke-19.

Laju produksi biogas lebih cepat pada kotoran/sampel yang diblender lebih lama karena ukuran serbuk/partikelnya lebih halus dan kecil. Proses dekomposisi dapat dipercepat jika bahan mentah dicacah menjadi ukuran yang lebih kecil. Semakin kecil ukuran partikel, semakin mudah terjadinya kontak (mobilitas) antara mikroorganisme (bakteri/mikroba) dengan penyediaan makanan yang dicerna oleh mikroorganisme pengurai sampah, sehingga dapat mempercepat proses dekomposisi oleh mikroorganisme sehingga gas bio akan meningkat. Pada proses secara *anaerobik*, sangat dianjurkan untuk menghancurkan bahan selumat-lumatnya hingga menyerupai bubur/lumpur. Hal ini untuk mempercepat proses homogenisasi bahan (Yuwono, 2005).

Pada produksi biogas hari ke-10 ke atas, gas yang terbentuk adalah gas metana. Hal ini diuji dengan menyalakan lilin/api pada selang gas digester. Nyala api yang didekatkan pada selang *digester* yang dibuka krannya, maka nyala api akan semakin terang dan besar. Ini menunjukkan adanya gas metana  $\text{CH}_4$ . Pembentukan gas metana terjadi pada tahap metanogenik yang dilakukan oleh bakteri *Methanobacterium omelianskii* dan *Methanobacterium ruminantium*. Bakteri ini menggunakan asam asetat, methanol, atau karbondioksida dan hidrogen untuk memproduksi gas metana. Reaksi metanogenik yang berlangsung adalah sebagai berikut :

- $\text{CH}_3\text{COOH} \longrightarrow \text{CH}_4 + \text{CO}_2$   
(asam asetat) (metana) (karbondioksida)
- $2\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{CO}_2 \longrightarrow \text{CH}_4 + 2\text{CH}_3\text{COOH}$   
(alkohol) (asam asetat)



Grafik mengalami penurunan setelah laju produksi maksimum. Sampel kotoran yang tidak diblender mengalami penurunan pada hari ke-19, sedangkan sampel kotoran yang diblender selama 5 menit mengalami penurunan pada hari ke-18. Namun, sampel yang diblender selama 20 menit mengalami penurunan pada hari ke-17. Masing-masing penurunan rata-rata pada ketinggian 0,5 mm perhari. Rentang waktu ini disebut sebagai fase stasioner yang ditandai dengan cenderung konstan laju pembentukan gas. Penurunan ini terjadi karena adanya kompetisi di antara mikroorganisme yang jumlahnya semakin banyak, sementara jumlah makanan/substrat yang tersedia semakin berkurang sehingga gas yang terbentuk sangat kecil.

Pada hari ke-26, kotoran yang tidak diblender menunjukkan laju produksi mencapai nilai saturasi, sedangkan yang diblender selama 5 menit, pada hari ke-27 laju produksi konstan. Tetapi yang diblender selama 20 menit, menunjukkan laju produksi konstan pada hari ke-28. Hal ini ditunjukkan dengan tidak berubahnya ketinggian pada manometer. Sampel kotoran yang serbuknya lebih kecil/halus, memiliki laju produksi lebih lama dibandingkan dengan yang tidak diblender. Kotoran yang tidak diblender ukuran serbuknya lebih besar dan masih terdapat gumpalan atau terdapat sedikit lignin, sehingga bahan tersebut secara berangsur-angsur mudah membentuk padatan atau membentuk kerak pada permukaan cairan. Hal ini menyebabkan bakteri metanogen terhalangi oleh kandungan padatan tersebut, sehingga produksi gas terhalangi. Berhentinya produksi biogas disebabkan juga oleh kurangnya makanan yang tersedia, sementara bakteri semakin banyak menyebabkan produksi biogas mencapai nilai saturasi. Pertambahan produksi biogas ditunjukkan pada Gambar 2.15. Kurva *fitting* dengan regresinya, pada masing-masing sampel.



## Analisis Hubungan Tekanan Pada Ketinggian Manometer Dengan Jumlah Gas Yang Dihasilkan

Produksi gas bio diukur pada penyimpanan gas dengan menggunakan alat ukur meteran dan manometer U. Penyimpanan gas memiliki pemberat pada puncaknya, sehingga memudahkan dalam menghitung tinggi yang dihasilkan oleh akumulasi gas pada plastik penyimpan. Volume penampung gas dapat dihitung menggunakan volume silinder.

$$V = \pi x r^2 x t \quad (2.1)$$

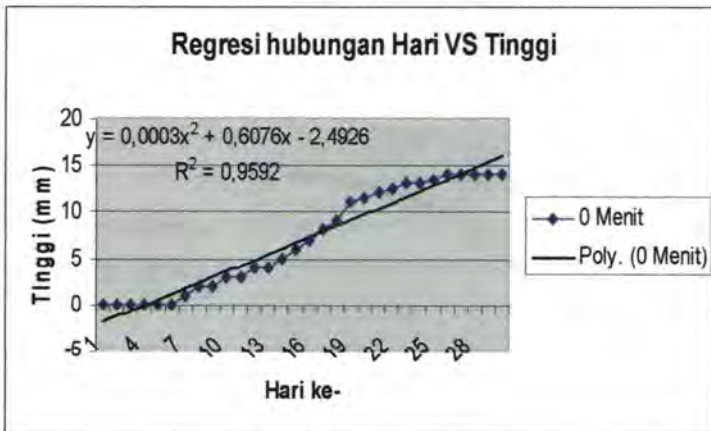
Dengan:

V = volume penampung gas berbentuk silinder ( $m^3$ )

$\pi = 3,14$

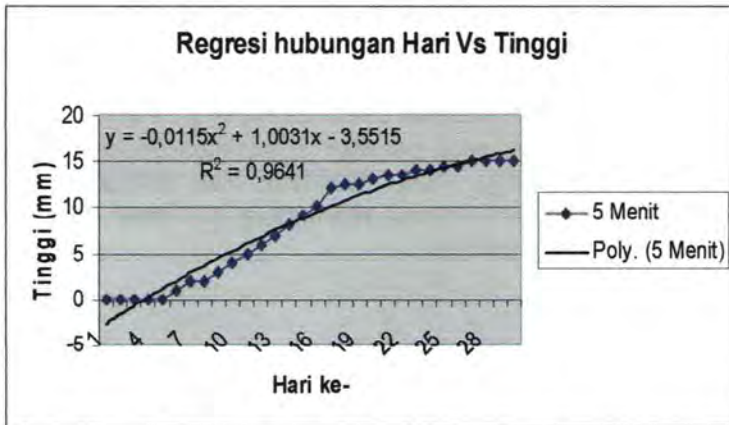
r = jari-jari penampung gas (m)

t = tinggi penampung gas (m)

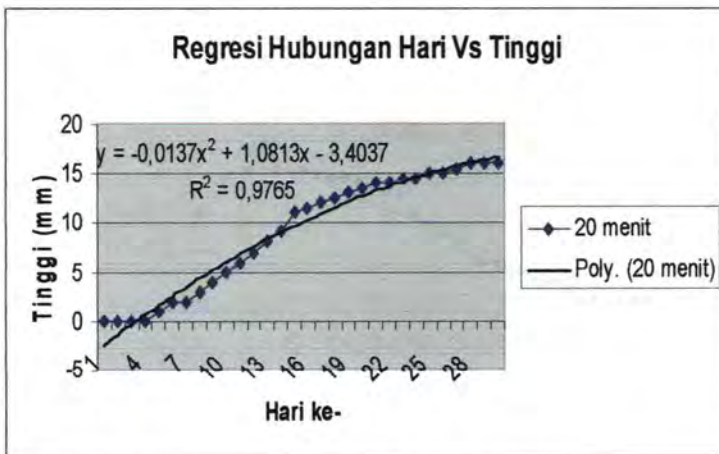


Gambar 2.15(a) Regresi kurva Fitting pada sampel yang tidak diblender (sumber: Harianto, 2007).





Gambar 2.15 (b) Regresi kurva Fitting pada sampel yang diblender 5 menit (sumber: Harianto, 2007).



Gambar 2.15(c) Regresi kurva Fitting pada sampel yang diblender 20 menit (sumber: Harianto, 2007).

Tekanan gas yang sudah terbentuk dapat diukur dengan menggunakan manometer U. Manometer digunakan untuk mengukur beda antara intensitas tekanan di suatu titik dan tekanan atmosfer (*Oslon dan Wright, 1993*). Untuk mengukur tekanan dengan menggunakan manometer yang diisi dengan air yang diamati adalah perubahan ketinggian ( $h$ ) pada pipa manometer, karena adanya tekanan gas dari dalam dihitung dengan persamaan

$$P = P_0 + \rho g h \quad (2.2)$$

Dengan :

$P$  = tekanan gas yang di ukur (atm)

$P_0$  = tekanan gas udara (1 atm)

$\rho$  = massa jenis ( $\text{kg/m}^3$ )

$h$  = tinggi (m)

Volume gas yang diproduksi diukur setelah *biodigester* terisi penuh dan aliran bahan berjalan tiap hari selama 30 hari. Volume gas dihitung dengan cara menghitung volume yang dapat dibentuk gas pada penyimpanan sementara per hari dan diukur tekanannya.

Volume gas yang dihasilkan dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$PV = nRT \quad (2.3)$$

Dengan:

$P$  = tekanan gas yang diukur (atm)

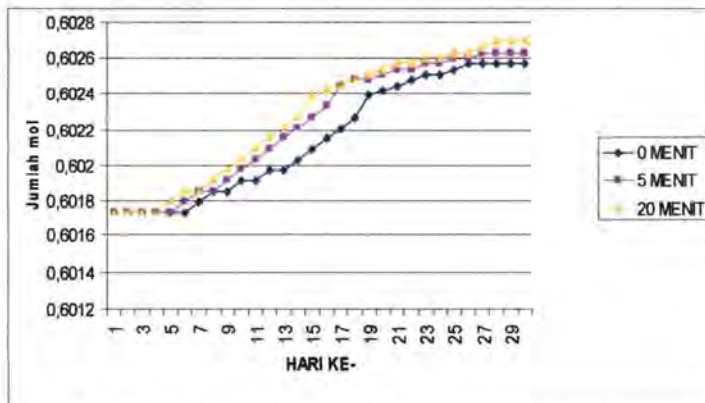
$V$  = volume penyimpanan sementara (L)

$n$  = Jumlah mol (mol)

$T$  = temperatur (K)

$R$  = konstanta gas (0,082 L atm/mol K)

Semakin besar perubahan tinggi (h), semakin tinggi tekanan yang dihasilkan. Semakin besar tekanan yang dihasilkan dan maka semakin besar jumlah volume gas yang dihasilkan.



Gambar 2.16 Grafik jumlah produksi gas yang dihasilkan perhari (sumber: Harianto, 2007).

Untuk mengetahui jumlah gas yang dihasilkan, dengan menghitung jumlah mol gas sesuai dengan persamaan 2.3. Mol gas yang dihasilkan perhari, membentuk Grafik 2.16 sama dengan Grafik ketinggian tekanan pada manometer. Semakin kecil ukuran serbuk mol gas yang dihasilkan lebih besar sehingga produksi gas yang dihasilkan lebih banyak. Jumlah mol gas yang dihasilkan pada penelitian ini sedikit, karena substrat kotoran yang digunakan sedikit. Mol gas yang dihasilkan, berbanding lurus dengan jumlah volume yang dihasilkan. Untuk mengetahui nyala gas bio yang dihasilkan diuji dengan cara dibakar untuk mengetahui apakah gas yang dihasilkan dapat digunakan untuk memasak. Penghitungan persentase gas metana yang dihasilkan dilakukan dengan menggunakan *gas chromatography*.

## 2.4 Dasar Teori Perencanaan Komponen

### 2.4.1 Teori Perencanaan *Mixer*

Pengaduk ini digunakan untuk mengaduk substrat kotoran sapi dan air dan memperkecil ukuran partikel kotoran sapi. Untuk mewujudkan hal ini, dibutuhkan daya penggerak. Dalam perencanaan ini digunakan mekanisme sepeda, dengan kayuhan manusia untuk menggerakkan pengaduk. Secara perumusan, ditunjukkan sebagai berikut:

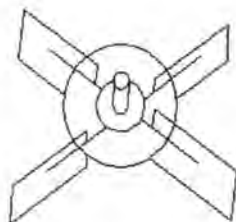
- a. Volume tangki yang direncanakan :

$$V = 1/4 (\pi \times Dt^2 \times Ht) \quad (2.4)$$

- b. Tinggi tangki sebenarnya yang terisi larutan :

$$Ht = \frac{4 \times V}{\pi \times Dt^2} \quad (2.5)$$

Perencanaan *Blade*



Gambar 2.17 Perencanaan *Blade*

direncanakan bahwa *blade* berbentuk *flat* sehingga *blade* ini disebut dengan *flat blade* dan termasuk salah satu dari jenis “*Radial Flow Impeller*”.

- Luas total efektif *blade* (A):

$$A = L \times W \quad (2.6)$$

- c. Gaya Drag.

Besarnya gaya *drag* dapat dihitung dengan Rumus :

$$F_D = 0.5 \times C_D \times \rho \times v^2 \times A \quad (2.7)$$

Untuk mencari gaya *drag* maka *drag* koefisiensi drag  $C_D$  ditentukan lebih dahulu, gunakan Gambar 1 pada lampiran gambar.

Aspek rasio :  $b/h = L/W$

Dimana :

$F_D$  : gaya *drag*

$\rho$  : *Density*

$v$  : kecepatan keliling

$C_D$  : koefisien *drag*

d. Torsi

$$T = F_D \times \frac{D_b}{2} \quad (2.8)$$

Dimana:

$D_b$  : Diameter *blade*

$F_D$  : gaya *drag*

f. Daya

Besarnya daya yang diperlukan dihitung dengan rumus:

$$Hp = \frac{T \times n}{63000} \quad (2.9)$$

Dimana :

T : torsi

N : putaran

#### 2.4.2 Teori Perencanaan Roda Gigi *Bevel*

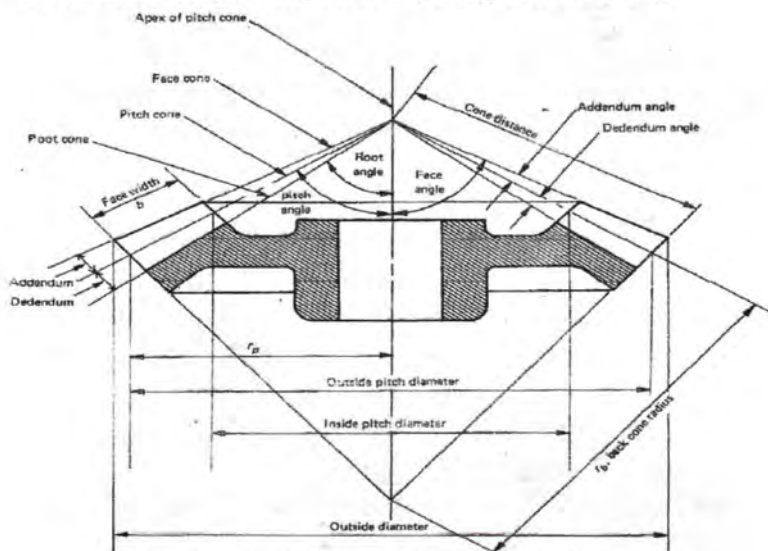
Tipe roda gigi yang digunakan untuk memindahkan daya dengan kedudukan poros yang tidak paralel dan saling berpotongan adalah tipe *bevel gear*. Dapat dikatakan bahwa *bevel gear* adalah yang paling baik untuk jenis roda gigi konis. Hal ini disebabkan bagian yang memuat gigi (*rim*) memang sudah

berbentuk konis, tidak berbentuk silindris seperti roda gigi lainnya.



Gambar 2.18 Roda Gigi Bevel

### Bevel Gear dengan Gigi Lurus (Straight Bevel Gear)

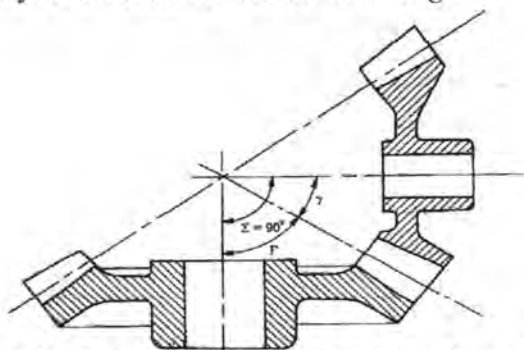


Gambar 2.19. Bagian Utama Roda Gigi Bevel



*Straight Bevel Gear* adalah jenis bevel gear yang paling sederhana. Hal ini berdasarkan kenyataan bahwa giginya dipotong/dibuat lurus, mengecil ke dalam (*taper*) dan bila diteruskan gigi-gigi ini akan saling berpotongan pada sumbu poros. Semula *straight bevel gear* dipakai untuk kecepatan relatif rendah, dan bila kecepatan pada *pitch line*-nya lebih dari 1.000 ft/min tidak menjamin adanya kehalusan kerja dan kebisingan. Namun demikian, dengan pengerjaan akhir yang baik, bevel gear dapat dipakai sampai kecepatan 15.000 ft/min dengan baik. Nama-nama bagian dan ukuran utama bevel gear dapat dilihat pada gambar 2.19.

Sudut pitch (*pitch angle*) untuk sepasang bevel gear kebanyakan dibuat  $90^\circ$  seperti gambar 2.20 meskipun ada yang dibuat dengan sudut yang lain. Apabila kedua poros membentuk sudut  $90^\circ$  dan kedua roda gigi sama ukurannya (*velocity ratio* = 1), pasangan ini masing-masing mempunyai sudut pitch  $45^\circ$ . *Bevel gear* yang mempunyai sudut pitch lebih kecil dari  $90^\circ$  seperti pada gambar 2.6 disebut *external bevel gear*, sedang yang mempunyai sudut pitch  $90^\circ$  disebut gigi mahkota (*crown gear*) dan bila sudutnya lebih besar  $90^\circ$  disebut *internal gear*.



Gambar 2.20. Roda Gigi Bevel dengan Sudut Poros  $90^\circ$

Seperti halnya roda gigi spur, sudut tekan dapat dibuat  $14\frac{1}{2}^\circ$ ,  $20^\circ$ , atau  $25^\circ$ , tetapi *basic standart* untuk sudut tekan ini  $20^\circ$ . Tinggi pemakaian gigi =  $(2P)$  in dan *clearance* =

$\left(\frac{0,188}{P} + 0,002\right)$  in, sedangkan ukuran addendum pada pinion

dibuat lebih tinggi dibanding *addendum* pada gear dan tidak perlu adanya pemotongan puncak gigi. Karakteristik demikian akan mudah diperbaiki untuk jumlah gigi yang lebih banyak, mengingat jumlah gigi minimum pada kebanyakan *bevel gear* adalah 13, dan untuk pasangannya jumlah gigi minimum 16 buah. Perbandingan kecepatan untuk *bevel gear* adalah :

$$r_v = \frac{n_{driven}}{n_{driver}} \quad (2.10)$$

Sedang sudut antara kedua poros roda gigi adalah jumlah dari sudut-sudut pitchnya :

$$\Sigma = \Gamma + \gamma \quad (2.11)$$

Dimana :

$\Sigma$  = sudut poros ( $^{\circ}$ )

$\Gamma$  = sudut pitch pada gear ( $^{\circ}$ )

$\gamma$  = sudut pitch pada pinion ( $^{\circ}$ )

Sudut pitch dapat dicari dengan rumus :

$$\tan \Gamma = \frac{\sin \Sigma}{\left(\frac{Nt_p}{Nt_g}\right) + \cos \Sigma} \quad (2.12)$$

$$\tan \gamma = \frac{\sin \Sigma}{\left(\frac{Nt_g}{Nt_p}\right) + \cos \Sigma} \quad (2.13)$$

Dengan demikian, apabila sudut poros  $90^{\circ}$  maka :

$$\tan \Gamma = \frac{Nt_g}{Nt_p} \quad (2.14)$$

$$\tan \gamma = \frac{Nt_p}{Nt_g} \quad (2.15)$$

### Jumlah Gigi Ekuivalen

Jumlah gigi ekuivalen dihitung untuk dapat memakai tabel *form factor* yang dipakai untuk roda gigi *spur* dalam

perencanaan roda gigi bevel. Bidang normal pada bevel gear akan memotong tegak lurus pada gigi bevel dan potongannya akan berupa lingkaran yang beradius sama dengan *back cone radius*. Dengan demikian jumlah gigi ekuivalen dapat dihitung dengan rumus :

$$Nt_g' = Nt_g / \cos \Gamma \quad (2.16)$$

$$Nt_p' = Nt_p / \cos \gamma \quad (2.17)$$

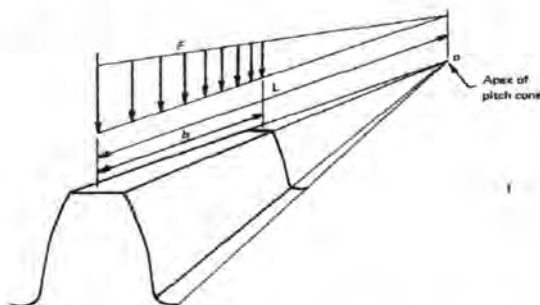
Dimana :

$Nt'$  = jumlah gigi ekuivalen

$Nt$  = jumlah gigi sebenarnya

### Kekuatan Gigi pada Roda Gigi Bevel

Karena bentuk/ukuran dari roda gigi bevel yang tidak sama pada bagian muka dan bagian belakang, maka agak sulit dipecahkan melalui persamaan seperti batang terjepit. Seperti terlihat pada gambar 2.21, beban yang diterima pada gigi bervariasi linear sepanjang gigi. Demikian pula ketebalan giginya bervariasi linear sepanjang permukaan gigi. Hal ini mengakibatkan *circular pitch*-nya dan diameter *pitch*-nya bervariasi linear pula.



Gambar 2.21. Variasi Linear Beban dan Ketebalan Gigi pada Roda Gigi Bevel

Karena adanya beberapa variasi ini, perlu dipertimbangkan tiap elemen  $dx$ . Apabila menggunakan Persamaan Lewis pada roda gigi bevel, variabel ini dianggap konstan sepanjang gigi. Pada gambar 2.22 memperlihatkan elamen  $dx$  untuk mendapatkan persamaan kekuatan. Dalam gambar,  $L$  adalah jarak *cone*,  $b$  adalah lebar gear, dan  $r$  adalah radius pitch. Persamaan Lewis sekarang akan diterapkan pada elemen :

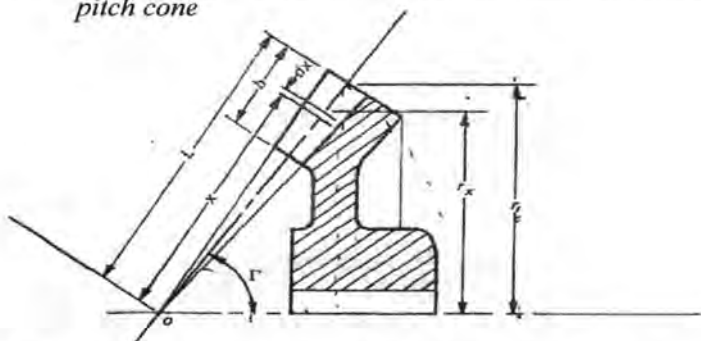
$$dF_x = \frac{S.Y.dx}{P_x} \quad (2.18)$$

Dimana :

$dF_x$  = pertambahan gaya bending yang bekerja pada  $dx$

$Y$  = faktor bentuk Lewis

$P_x$  = diameter pitch gigi yang berjarak  $x$  dari titik pusat *pitch cone*



Gambar 2.22. Variasi Linear Pitch dan Radius Pitch

Bila kedua ruas di atas dikali dengan  $dr$  dan kemudian diintegrasikan, didapat :

$$\int r_x \cdot dF_x = \int \frac{S.Y.r_x \cdot dx}{P_x} = T \text{ (torsi total)} \quad (2.19)$$

Dan  $\int r_x \cdot dF_x$  sama dengan torsi total yang ditransmisikan oleh gigi. Dengan melihat gambar 2.22 ada indikasi bahwa

berkurangnya *circular pitch*, maka berarti *diametral pitch* bervariasi terbalik dengan  $x$ . Dengan demikian, karena harga terbesar dari *circular pitch* terjadi pada  $x = L$ , maka harga  $P_x$  terjadi pada  $x = (L - b)$ . Keadaan ini dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\frac{P_x}{P} = \frac{L}{x}$$

Dimana :

$P$  = *diametral pitch* pada  $x = L$

Dari gambar dapat juga dilihat bahwa persamaan di bawah ini didapatkan karena dua sepertiga yang sebangun :

$$\frac{r_x}{r} = \frac{x}{L}$$

Substitusi persamaan ini pada persamaan sebelumnya didapatkan :

$$T = \int \frac{S.Y.(r/L).x.dx}{P.L/x}$$

Dan  $dx$  bervariasi dari  $x = (L - b)$  sampai  $x = L$  didapat :

$$\begin{aligned} T &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \int_{L-b}^L x^2 .dx \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left( \frac{x^3}{3} \right)_{L-b}^L \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left[ \frac{L^3 - (L-b)^3}{3} \right] \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left[ \frac{L^3 - L^3 + 3L^2b - 3Lb^2 + b^3}{3} \right] \\ T &= \frac{S.Y.r.b}{P} \left( 1 - \frac{b}{L} + \frac{b^2}{3L^2} \right) \end{aligned} \quad (2.20)$$

Lebar gigi pada roda gigi bevel mempunyai batas tertentu, sebab bila lebar gigi dibuat terlalu besar, defleksi yang

terjadi pada konstruksi roda gigi bevel dapat dipastikan menyebabkan konsentrasi beban yang besar pada ujung yang kecil dari gigi. Karena bagian inilah yang paling lemah pada roda gigi, maka kemungkinan kerusakan lebih sering terjadi dibanding bagian ujung yang lainnya.

Biasanya batas maksimum lebar gigi adalah sepertiga dari jarak cone.

$$b \leq L/3.$$

Dengan demikian harga maksimum  $b^2/3L^2 = 1/27$  dan harga ini dapat dianggap terlalu kecil dibanding dengan harga suku yang lain pada persamaan di atas sehingga dapat diabaikan.

Jika persamaan di atas dibagi dengan  $r$ , maka didapat :

$$F_b = \frac{S.Y.b}{P} \left( 1 - \frac{b}{L} \right) \quad (2.21)$$

Dimana :

$Y$  = faktor bentuk yang dapat dicari dengan memakai jumlah gigi ekuivalen

### Beban Dinamis untuk Roda Gigi Bevel

Persamaan untuk mencari beban dinamis pada roda gigi spur, dapat dipakai untuk mencari beban dinamis pada roda gigi bevel. Kecepatan *pitch line*  $V_p$  yang dipakai pada persamaan ini dicari pada *pitch diameter* rata-rata. Diharapkan besarnya :

$$F_b \geq F_d$$

### Beban Keausan Ijin untuk Roda Gigi Bevel

Persamaan beban ijin keausan didasarkan pada persamaan tegangan kontak dari Hertz dan Buckingham yang dapat diterapkan pada roda gigi bevel.

Estimasi beban keausan ijin dapat memakai rumus :

$$F_w = \frac{d_p \cdot K \cdot Q'}{\cos \gamma} \quad (2.22)$$



Dimana :

$d_p$  = *diametral pitch* diukur dari bagian belakang gigi

$$Q' = \frac{2.Nt_g'}{Nt_p' + Nt_g'}$$

Dimana :

$Nt_p'$  = jumlah gigi ekuivalen pada pinion

$Nt_g'$  = jumlah gigi ekuivalan pada gear

Besaran yang lain pada persamaan ini sama seperti besaran pada roda gigi spur. Diharapka juga :

$$F_w \geq F_d$$

Dianjurkan bahwa metode untuk mencari  $F_b$ ,  $F_w$ , dan  $F_d$  adalah hanya sabagai perencanaan awal saja dan untuk perencanaan selanjutnya menggunakan metode AGMA seperti di bawah ini.

### Metode AGMA untuk Perencanaan Roda Gigi Bevel

Prosedur yang dianjurkan untuk analisa roda gigi bevel adalah Metode AGMA (*American Gear Manufacturers Association*). Persamaan yang dipakai sama dengan persamaan yang dipakai pada roda gigi spur dengan beberapa faktor koreksi khusus untuk roda gigi bevel. Persamaan itu yakni :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot C_o \cdot P \cdot C_s \cdot C_m}{C_v \cdot b \cdot J} \quad (2.23)$$

Dimana :

$\sigma_t$  = tegangan yang terjadi sepanjang kontak gigi (psi)

$F_t$  = beban transmisi (lb) yang didasarkan pada harga *diametral pitch* yang paling besar.

$C_o$  = faktor koreksi beban berlebih; gunakan Tabel 6 pada Lampiran Tabel.

$P$  = *diametral pitch*, diambil harga yang paling besar

$C_s$  = faktor koreksi ukuran; gunakan grafik Gambar 3 pada Lampiran Gambar.

$C_m$  = koreksi distribusi beban; gunakan Tabel 7 pada Lampiran Tabel. Nilai yang kecil pada tabel tersebut dipakai apabila pemasangannya sangat kaku/rigid, dan

harga yang besar dipakai apabila kekakuannya diragukan.

$C_v$  = faktor dinamis; gunakan grafik Gambar 6 pada Lampiran Gambar.

$b$  = lebar gigi (in)

$J$  = faktor geometri; gunakan grafik Gambar 5 pada Lampiran Gambar untuk roda gigi sudut tekan  $25^\circ$  dan sudut poros  $90^\circ$ .

Selanjutnya mencari tegangan bending ijin berdasarkan formula AGMA. Tegangan ijin maksimum perencanaan menurut AGMA :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot C_L}{C_T \cdot C_R} \quad (2.24)$$

Dimana :

$S_{ad}$  = tegangan ijin maksimum perencanaan (psi)

$S_{at}$  = tegangan ijin material; gunakan Tabel 12 pada Lampiran Tabel.

$C_L$  = faktor hidup; gunakan Tabel 8 pada Lampiran Tabel.

$C_T$  = faktor temperatur; gunakan rumusan  $C_T = \frac{460 + T_F}{620}$

$T_F$  = temperatur kerja oli ( $^\circ\text{F}$ )

$C_R$  = faktor keamanan (faktor keandalan); gunakan Tabel 10 pada Lampiran Tabel.

### Keausan

Untuk perhitungan keausan, persamaan AGMA dapat dipakai sebagai dasar perhitungan. Persamaan dasarnya adalah :

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_d \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}} \quad (2.25)$$

Dimana :

$\sigma_c$  = tegangan kontak yang terjadi

$C_p$  = koefisien yang dipengaruhi oleh sifat elastis bahan

$F_t$  = gaya tangensial yang terjadi/dipindahkan; yang berdasarkan pada harga *diametral pitch* yang terbesar.

$C_o$  = faktor koreksi beban berlebih; gunakan Tabel 6 pada Lampiran Tabel.

$C_s$  = faktor koreksi ukuran; gunakan grafik Gambar 3 pada Lampiran Gambar.

$C_m$  = koreksi distribusi beban; gunakan Tabel 7 pada Lampiran Tabel. Nilai yang kecil pada tabel tersebut dipakai apabila pemasangannya sangat kaku/rigid, dan harga yang besar dipakai bila kekakuannya diragukan.

$C_f$  = faktor kondisi permukaan

$C_v$  = faktor dinamis; gunakan grafik Gambar 6 pada Lampiran Gambar.

$d$  = *diametral pitch* pinion; diambil yang terbesar.

$b$  = lebar gigi (in); diukur pada lebar gigi yang bersentuhan dengan gigi pasangannya.

$I$  = faktor geometri

Setelah mencari harga  $\sigma_c$ , kemudian harga ini harus memenuhi persyaratan :

$$\sigma_c \leq S_{ac} \cdot \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right] \quad (2.26)$$

Dimana :

$S_{ac}$  = tegangan kontak ijin; gunakan Tabel 12 pada Lampiran Tabel.

$C_L$  = faktor hidup, gunakan Tabel 9 pada Lampiran Tabel

$C_H$  = faktor rasio hardness, gunakan grafik Gambar 8 pada Lampiran Gambar

$C_T$  = faktor temperatur; gunakan rumusan  $C_T = \frac{460 + T_F}{620}$

$T_F$  = temperatur kerja oli ( $^{\circ}\text{F}$ )

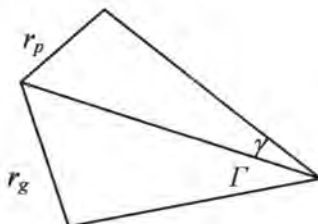
$C_R$  = faktor keamanan (faktor keandalan); gunakan Tabel 10 pada Lampiran Tabel.

### **Beban yang Diterima Gigi pada Roda Gigi Bevel**

Asumsi yang bisa dipakai untuk mencari beban yang bekerja pada roda gigi bevel adalah bahwa resultan akan bekerja

pada tengah-tengah permukaan gigi. Kesalahan yang timbul dengan asumsi ini kecil dan masih dalam batasan aman.

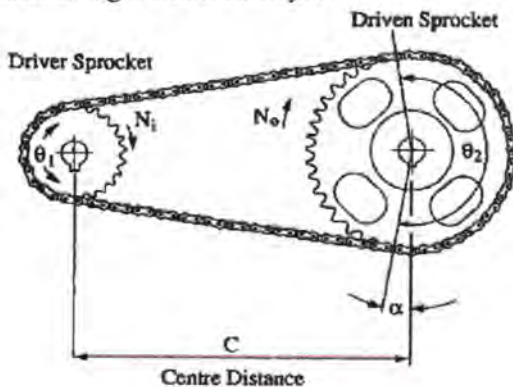
Dari gambar di atas, dapat dilihat bahwa beban normal pada gigi dan tiga komponennya yakni beban tangensial atau transmisi  $F_t$ , beban radial  $F_r$ , dan beban thrust  $F_{thrust}$ . Dari uraian ini dapat diketahui bahwa pada bevel timbul beban *thrust* (aksial terhadap poros).



Gambar 2.23. Contoh Arah Beban yang Diterima Roda Gigi Bevel

### 2.4.3 Teori Perencanaan Rantai dan Sproket

Rantai dan sproket (gambar 2.24) juga merupakan mekanisme untuk transfer daya dan gerak, selain itu juga digunakan sebagai *chain conveyor*.



Gambar 2.24. Susunan pada rantai dan sproket

- Rasio putaran :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2} \quad (2.27)$$

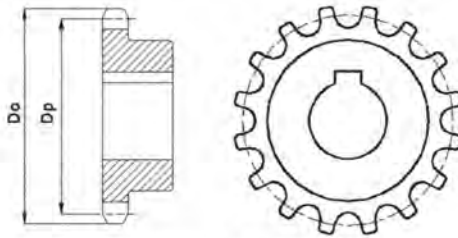
Dimana:

$n_1$  : putaran input (rpm)

$n_2$  : putaran output (rpm)

$Nt_1$  : Jumlah gigi sproket input

$Nt_2$  : Jumlah gigi sproket input



Gambar 2.25 Sprocket

( $D_o$  : sprocket diameter ,  $D_p$  : pitch diameter)

- Panjang rantai yang digunakan ditentukan dari persamaan berikut :

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \frac{N-n}{180} + 2C \cos \theta \quad (2.28)$$

Dimana L : panjang rantai  
 N : jumlah gigi sproket besar  
 n : jumlah gigi sproket kecil  
 C : *cebtre distance*

Untuk menentukan harga  $\theta$  adalah

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{R_2 - R_1}{c} \right) \quad (2.29)$$

Dimana  $R_2$  : jari-jari sproket besar  
 $R_1$  : jari-jari sproket kecil  
 c : jarak antar sumbu sproket

#### 2.4.4 Perencanaan Poros

Poros (*shaft*) adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi, *pulley*, roda gila (*fly-wheel*), engkol, *sprocket*, dan elemen transmisi daya lainnya. Poros bisa menerima beban-beban lenturan, tarikan, tekan, atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. Bila beban tersebut tergabung, bisa dicari kekuatan statis dan kekuatan lelah yang diperlukan untuk pertimbangan perencanaan.

Untuk menganalisa diameter poros yang akan dipakai, kita dapat menggunakan persamaan *Maximum Shear Theory of Failure*, yaitu :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{1}{4} \left( \sigma_{\text{avg}} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + \left( \tau_{\text{avg}} + \frac{S_{syp}}{S_{es}} \tau_a \right)^2} \quad (2.30)$$

Dimana :

$\tau_{\max}$  = tegangan geser maksimum (psi)

$S_{yp}$  = tegangan yield dari material (psi)

$S_{syp}$  = tegangan yield geser dari material (psi)

$S_e$  = endurance limit material

$S_{es}$  = endurance limit material untuk geser.

$\sigma_{\text{avg}}$  = tegangan bending rata-rata (psi)

$\sigma_a$  = tegangan bending range (psi)

$\tau_{\text{avg}}$  = tegangan puntir rata-rata (psi)

$\tau_a$  = tegangan puntir range (psi)

#### Endurance Limit

$$S_e = \frac{1}{K_f} \cdot S_n' \cdot C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \quad (2.31)$$



### 2.4.5 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.

Bila poros berputar dengan torsi sebesar  $T$  maka torsi ini akan menghasilkan gaya tangensial ( $F_t$ ) yang bekerja pada diameter luar ( $d_{poros}$ ) dari poros dan gaya tangensial ( $F_t$ ) inilah yang akan bekerja pada pasak.

- Besarnya gaya tangensial ( $F_t$ ) adalah:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d_{POROS}} \quad (2.32)$$

- Tinjauan pasak terhadap tegangan geser ( $\tau$ )

$$\tau = \frac{F_t}{A_s} \quad (2.33)$$

Dimana :

$A_s$  : luasan bidang gesek pada pasak ( $\text{in}^2$ )

:  $W \times L$  (lebar pasak x panjang pasak)

Syarat pasak aman terhadap tegangan geser

$$\tau \leq \frac{S_{sy}}{SF} \text{ dimana: } S_{sy} : 0,58 S_y$$

SF : 2,5 (untuk beban yang tidak mengalami beban kejut)

- Tinjauan pasak terhadap tegangan kompresi ( $\sigma$ )

$$\sigma = \frac{F_t}{A} \quad (2.34)$$

dimana:

$A$  : luasan bidang gesek pada pasak ( $\text{in}^2$ )

$$: \frac{H}{2} \times L$$

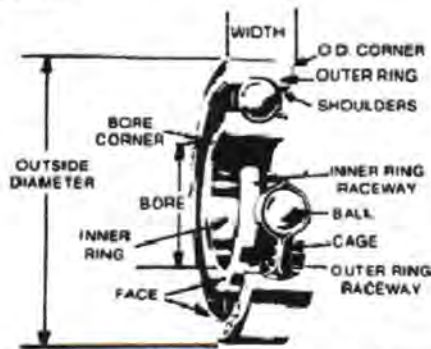
Syarat pasak aman terhadap tegangan kompresi

$$\sigma \leq \frac{S_{yc}}{SF} \text{ dimana: } S_{yc} : S_y$$

SF : 2,5 (untuk beban yang tidak mengalami beban kejut)

### 2.4.6 Teori Perencanaan Bantalan

Fungsi dari bantalan adalah sebagai penghubung antara elemen tersebut dengan bodi yang diam. Dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energi akibat gesekan yang seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi diatas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan dari poros.



Gambar 2.26. Geometri Ball Bearing

Dengan pembebanan yang berbeda dari setiap penggunaannya, maka diperlukan perencanaan yang sesuai dengan pembebanan yang diterima agar peralatan yang direncanakan dapat berfungsi dengan baik dan memiliki masa pakai yang panjang. Gaya-gaya yang menjadi pertimbangan untuk merencanakan bantalan diperoleh dari gaya-gaya dan momen yang diterima poros dengan memproyeksikannya pada arah horisontal dan vertikal pada posisi bantalan yang ditentukan untuk memudahkan analisa.

#### Beban Ekuivalen

Untuk menghitung beban ekuivalen, digunakan persamaan :

$$P = x \cdot v \cdot Fr + y \cdot Fa \quad (2.35)$$

Sedangkan jika pada titik tersebut tidak bekerja gaya aksial,  $Fa$  maka untuk menghitung beban ekuivalen digunakan persamaan :

$$P = v \cdot Fr \quad (2.36)$$

Dimana :

$P$  = beban ekuivalen (lb)

$Fr$  = gaya radial yang diterima bantalan (lb)

$Fa$  = gaya aksial yang diterima bantalan (lb)

$v$  = faktor rotasi (1,0 untuk ring dalam yang berotasi)  
(1,2 untuk ring luar yang berotasi)

$x$  = faktor beban radial, gunakan Tabel 18  
pada Lampiran Tabel

$y$  = faktor beban aksial, gunakan Tabel 18  
pada Lampiran Tabel

### Umur Bantalan

*Ball bearing* yang akan dipakai dapat diprediksi umur atau ketahanannya dalam menerima beban. Untuk mencari umur bantalan, digunakan persamaan :

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^b \cdot 10^6 \quad (2.37)$$

Dimana :

$L_{10}$  = umur bantalan dalam putaran

$b$  = 3,0 untuk *ball bearing*

$C$  = *basic load rating*, gunakan Tabel 22 pada Lampiran Tabel

Untuk satuan jam, digunakan persamaan :

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.38)$$

Dimana :

$n$  = putaran poros (rpm)

### 2.4.7 Teori Kegagalan

Dalam Tugas Akhir ini digunakan teori kegagalan untuk menganalisa tingkat keamanan komponen alat ketika menerima beban saat melakukan kerjanya. Apabila komponen tersebut

masih mampu menerima beban tanpa mengalami *failure* maka dianggap mampu berjalan sebagaimana yang diinginkan. Beberapa teori kegagalan antara lain sebagai berikut.

### 1. *Maximum Normal Stress Theory (MNST)*

MNST digunakan berdasarkan kegagalan pada tegangan tarik atau tekan. Biasanya di aplikasi pada material yang relatif kuat di tegangan geser namun lemah di tegangan tarik atau tekan.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{Syp}{N} \quad (2.39)$$

$$\sigma_{(c)\max} \leq \frac{Syp_{(c)}}{N} \quad (2.30)$$

### 2. *Maximum Shear Stress Theory (MSST)*

MSST banyak digunakan untuk perancangan komponen mesin dengan material yang ulet. Dasar teorinya bahwa kegagalan akan timbul ketika tegangan geser maksimum mencapai nilai tertentu.

$$\frac{Syp}{2N} = \tau_{\max} \quad (2.41)$$

### 3. *Distortion Energy Theory (DET)*

DET membandingkan antara energi distorsi per unit volume di suatu titik di suatu komponen dengan energy distorsi per unit volume pada kegagalan yang terjadi saat *tensile test*.

$$\left(\frac{Syp}{N}\right)^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3 \quad (2.42)$$

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**

---

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Langkah-langkah Penelitian

Dalam rancang bangun mesin pengaduk kotoran sapi untuk pembuatan biogas dikerjakan melalui tahapan sebagai berikut :

1. Tahap Pendefinisian Tugas
2. Tahap Penentuan Persyaratan Produk
3. Tahap Pengembangan Konsep
4. Tahap Perancangan Komponen
5. Tahap Perancangan Proses Manufaktur
6. Tahap Penyelesaian Perancangan
7. Tahap Pembuatan Alat
8. Analisa Biaya

#### 3.1.1 Tahap Pendefinisian Tugas

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data untuk menunjang perancangan mesin pengaduk biogas. Setelah itu penulis mendefinisikan fungsi produk yang akan dirancang. Mesin yang akan dirancang nantinya terbagi menjadi tiga bagian umum yakni mekanisme penggerak dengan tenaga manusia, mekanisme pengaduk dan pengecil ukuran substrat kotoran sapi, dan sistem transmisi.

#### 3.1.2 Tahap Penentuan Persyaratan Produk

Dalam merancang suatu produk hal yang terpenting adalah membuat analisa kebutuhan (*list of requirement*). Dengan analisa kebutuhan tersebut kita mengetahui informasi-informasi yang dibutuhkan dalam perancangan agar rancangan kita dapat diterima oleh masyarakat. Pengumpulan informasi itu dapat dilakukan dengan studi literasi atau interview. Selain analisa kebutuhan, hal lain yang dibutuhkan dalam perancangan ini adalah faktor keamanan (*safety*), biaya, proses pembuatan (*manufacturing*), efisiensi alat.



### 3.1.3 Tahap Pengembangan Konsep

Pada tahapan ini akan dibuat beberapa konsep atau sketsa dari alat berdasarkan analisa kebutuhan (*list of requirement*). Konsep produk tidak diberi ukuran detail tetapi hanya bentuk dan dimensi dasar produk.

### 3.1.4 Tahap Perancangan Komponen

Setelah konsep terpilih, maka dilakukan perancangan komponen-komponen alat ini. Perhitungan teknis secara menyeluruh dianalisa pada tahap ini terkait kapasitas *mixer*, mekanisme transmisi, dan mekanisme penggerak sehingga diketahui daya total alat yang dibutuhkan. Selanjutnya dapat dianalisa gaya-gaya pada tiap komponen. Dari gaya-gaya tersebut dapat diketahui besarnya tegangan pada bagian komponen yang mengakibatkan adanya kegagalan (*failure*). Batas tegangan tersebut digunakan untuk pemilihan material yang aman untuk peralatan.

Pada akhir tahap ini akan didapatkan dimensi detail masing-masing komponen. Toleransi dan spesifikasi produk juga akan dilakukan untuk input gambar teknik yang siap diproduksi. Dari sini dapat diperkirakan besarnya rancangan kasar biaya yang akan dibutuhkan untuk pembuatan tiap produk.

### 3.1.5 Tahap Perancangan Proses Manufaktur

Komponen yang telah dirancang masing-masing akan dievaluasi dengan tinjauan proses manufaktur. Hal yang mendasari aktifitas ini adalah apakah komponen yang ada mampu dimanufaktur dengan teknologi yang tersedia. Jika mampu maka perlu dibuat list dengan berapa cara saja produk tersebut mampu dibentuk. Ini yang menjadi pijakan penentuan proses pembuatan masing-masing komponen serta pemilihan proses dengan biaya yang ekonomis.

### **3.1.6 Tahap Penyelesaian Perancangan**

Rancangan komponen yang telah dihitung pemilihan material maupun geometrinya, digambar dalam sebuah gambar plot detail. Gambar tersebut disertai dengan metode manufaktur yang diterapkan untuk pembuatan.

### **3.1.7 Tahap Pembuatan Alat**

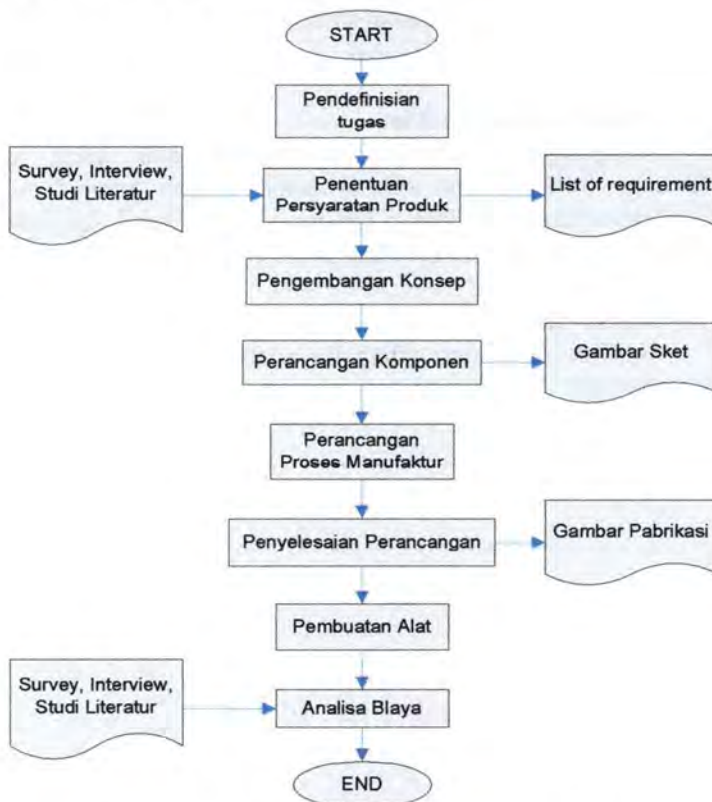
Selanjutnya dimulailah pembuatan alat yang telah dirancang. Setelah alat selesai pada proses *manufacturing* dilakukan pengujian terhadap kinerja alat dan hasil pengadukan apakah alat ini dapat mengecilkan ukuran substrat kotoran sapi.

### **3.1.8 Analisa Biaya**

Aktifitas akhir dari tahap ini adalah penganalisaan biaya pembuatan alat.

## 3.2 Diagram Alir

### 3.2.1 Diagram Alir Penelitian



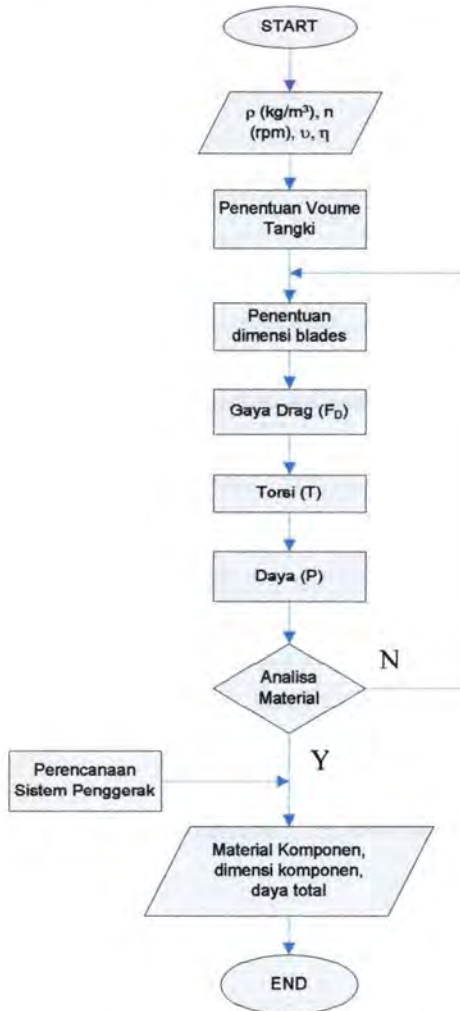
*Gambar 3.1 Flowchart Rancang Bangun Alat*

### 3.2.2 Diagram Alir Perancangan



*Gambar 3.2 Flowchart Perancangan*

### 3.2.3 Diagram Alir Perancangan *Blades*



Gambar 3.3 Flowchart Perancangan *Blades*

### 3.3. Spesifikasi Perancangan

Berdasarkan atas kebutuhan alat ini yang sudah ditetapkan, maka disusun sebuah *technical spesification of product* yang termuat dalam *list of requirement*. *List of requirement* ini dipakai sebagai pedoman untuk merancang produk tersebut pada langkah selanjutnya. Disamping itu, *list of requirement* disusun berdasarkan atas kebutuhan *costumer*, sehingga beberapa *requirement* seperti perhitungan biaya produksi belum bisa dihitung atau ditentukan.

Tabel 3.1. Spesifikasi Teknis yang Dituangkan dalam List of Requirement

D/W	List of Requirements
	<b>1. Geometri</b>
D	➤ Tinggi drum 900 mm
D	➤ Diameter drum 600 mm
D	➤ Panjang keseluruhan maksimal 1500 mm
	<b>2. Bagian Pengaduk</b>
D	➤ Perancangan <i>blades</i>
W	➤ Ukuran substrat kotoran sapi 17 $\mu$ m
D	➤ Campuran kotoran sapi dan air adalah 1 : 1
D	➤ Volume campuran kotoran sapi dan air 220 liter/ hari
W	➤ Alat pengaduk tahan terhadap korosi
D	➤ Komponen Pengaduk mudah untuk diganti
	<b>3. Bagian Penggerak</b>
D	➤ Mekanisme transmisi yang mudah
D	➤ Kebutuhan daya kecil sesuai dengan daya manusia
D	➤ Geometri sesuai dengan antropografi manusia
W	➤ Dapat digerakkan dengan nyaman
D	➤ Komponen penggerak mudah diganti
	<b>4. Bagian Rangka</b>
D	➤ Ketinggian kemudi ( <i>handle</i> ) mengacu aturan ergonomi
D	➤ Mudah untuk dipindahkan
	<b>5. Spesifikasi Umum</b>

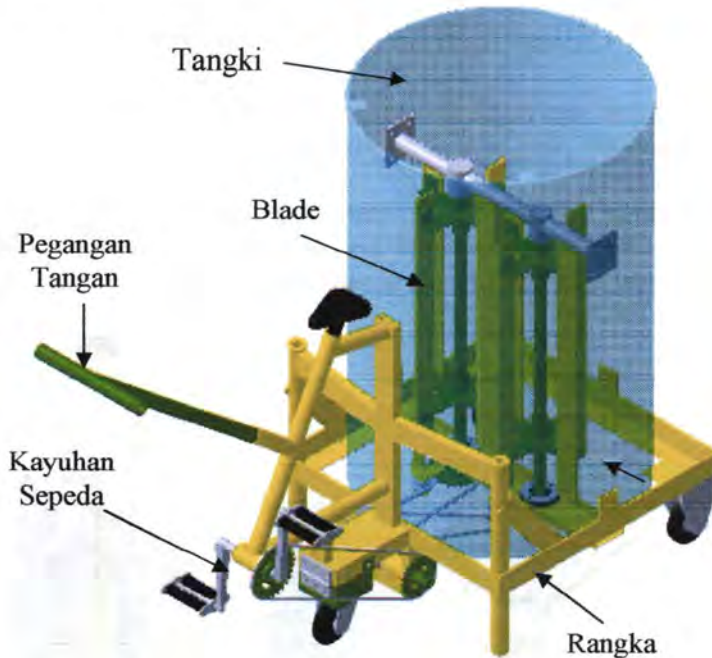


D	➤ Mudah <i>diassembly</i>
D	➤ Mudah dalam perawatan
D	➤ Membutuhkan satu orang operator
D	➤ Massa alat diminimalisasi
	<b>6. Ketelitian</b>
W	➤ Komponen memiliki keakuratan pengukuran tinggi
W	➤ Konstruksi tidak mudah terjadi rusak ( <i>failure</i> )
	<b>7. Force Resistance</b>
D	➤ Dapat digerakkan dengan ringan
D	➤ Tidak cepat lelah saat digunakan
	<b>8. Reliability</b>
W	➤ Tahan aus untuk komponen blades
D	➤ Tahan korosi
D	➤ Tahan terhadap perubahan temperatur
	<b>9. Perawatan</b>
D	➤ Mudah dibersihkan
D	➤ Mudah diperbaiki jika rusak
D	➤ Komponen mudah dibongkar
	<b>10. Kemanan</b>
D	➤ Aman pada saat proses produksi
D	➤ Aman pada saat operasi alat
D	➤ Tidak mengganggu ekosistem lain
	<b>11. Harga dan Layanan Purna Jual</b>
D	➤ Harga terjangkau untuk para peternak di pedesaan

Dalam Tabel diatas, penilaian berupa notasi *D* (*demand*) dan *W* (*wise*). *Demand* merupakan syarat yang harus dipenuhi oleh suatu produk, sedangkan *wise* merupakan sesuatu yang nantinya diharapkan dapat dipenuhi.

### 3.4 Konsep Pengembangan Alat

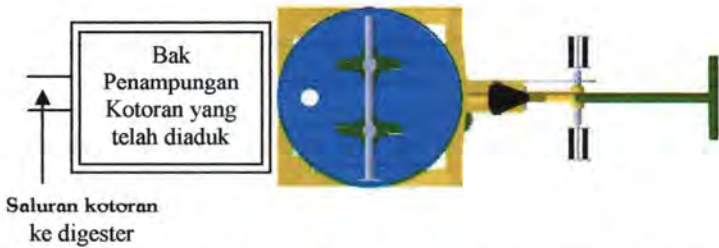
Mesin Pengaduk kotoran sapi ini adalah alat yang dirancang untuk memperkecil ukuran kotoran sapi sehingga dapat mempercepat terbentuknya biogas. *Blade* yang digunakan untuk pengaduk campuran kotoran sapi dan air ini digerakkan oleh tenaga manusia dengan menggunakan mekanisme sepeda.



Gambar 3.4 Rancangan Mesin Pengaduk Kotoran Sapi

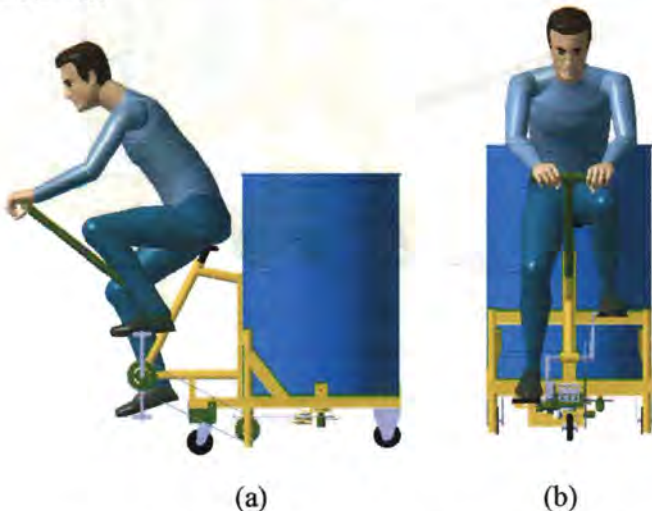
Cara Kerja Alat :

1. Posisikan Mesin pengaduk berada di depan penampungan kotoran untuk dimasukkan ke *digester*. Pastikan katup keluaran kotoran tertutup.



*Gambar 3.5 Posisi Mesin di depan Penampungan*

2. Kotoran sapi segar di kandang dimasukkan kedalam tangki dicampur air dengan perbandingan 1:1 sebanyak 220 liter/hari.
3. Kotoran dan air diaduk, kemudian katup keluaran kotoran dibuka sehingga kotoran masuk ke dalam digester. Posisi pengaduk pada saat mengaduk kotoran dapat dilihat pada gambar 3.6.



*Gambar 3.6 Posisi pengaduk pada saat mengaduk kotoran (a) tampak samping kanan, (b) tampak depan*

4. Setelah selesai mengaduk tangki dibersihkan dari kotoran sapi agar tidak mudah terkorosi, dan bisa di dorong seperti *trolley*. Posisi manusia pada saat mendorong dapat dilihat pada gambar 3.7.



*Gambar 3.7 Posisi manusia pada saat mendorong mesin pengaduk*

### **3.5 Variabel Hasil**

Penelitian mengenai rancang bangun Mesin Pengaduk Kotoran Sapi ini sampai pada tahap perhitungan variabel-variabel berikut:

- a. Dimensi detail komponen
- b. Daya dan efisiensi
- c. Kapasitas kerja alat total
- d. Biaya total pembuatan alat



**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**

## BAB IV PERENCANAAN SISTEM PENGADUK

### 4.1 Mekanisme Kerja Alat dan Penjelasan Umum



Gambar 4.1 Rancangan Alat

Sistem pengaduk ini berfungsi untuk mengaduk kotoran sapi dan air secara homogen. Setiap hari campuran kotoran dan air ini dibutuhkan sebanyak 220 liter untuk dimasukkan dalam *biodigester polyethylene*. Pengaduk ini digerakkan oleh tenaga manusia dengan menggunakan mekanisme kayuhan sepeda dan bekerja pada putaran rendah. Setelah proses pengadukan, alat ini diharapkan dapat mengecilkan ukuran substrat kotoran. Sistem Pengaduk ini memiliki bagian-bagian yang memiliki fungsi masing-masing. Bagian tersebut antara lain:

1. Bagian *Drum* tempat pengadukan
2. Bagian pengeluaran kotoran
3. Bagian *Blade* Pengaduk
4. Bagian *Shield*
5. Bagian Penggerak
6. Bagian Rangka

Selanjutnya akan dijelaskan fungsi-fungsi bagian tersebut.



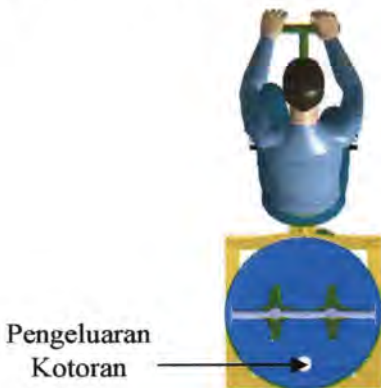
### Bagian Drum tempat pengadukan



Gambar 4.2 Drum

Drum merupakan tempat pengadukan kotoran sapi dan air. Volume drum yang dipilih harus dapat memenuhi volume yang dibutuhkan yaitu sebesar 220 liter. Drum ini harus tahan terhadap korosi karena bahan yang dimasukkan (kotoran sapi) mengandung zat-zat yang korosif. Pada perancangan ini drum yang dipakai adalah drum minyak dengan tinggi 900 mm dan diameter 600 mm. Untuk menahan agar tidak terkorosi maka drum ini dilapisi oleh cat yang tahan terhadap korosi.

### Bagian pengeluaran kotoran



Gambar 4.3 Pengeluaran Kotoran

Pengeluaran kotoran ini masih menjadi bagian dari drum pengaduk. Kotoran sapi dan air dimasukkan lewat bagian atas dari drum. Sedangkan kotoran sapi yang sudah diaduk dengan air dikeluarkan melalui pengeluaran kotoran di bagian bawah drum. Kotoran yang keluar dari valve ini dimasukkan ke dalam bak penampungan untuk dialirkan ke *digester polyethylene*. Pengeluaran kotoran ini dirancang dengan mekanisme yang mudah dan tahan bocor.

### Bagian *Blade* Pengaduk

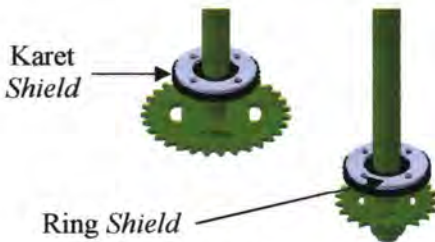


Gambar 4.4 *Blade* Pengaduk

Selain berfungsi sebagai pengaduk, *blades* ini dirancang untuk dapat mengecilkan ukuran substrat kotoran sapi. *Blades* yang dirancang pada alat ini ada 2 buah. Hal ini bertujuan untuk dapat mencacah kotoran sapi. Dalam perencanaan ini menggunakan *blades* yang berbentuk datar atau disebut juga *flat blades* dan termasuk dalam jenis *radial flow impeller*.

### Bagian *Shield*

*Shield* berfungsi untuk menahan kotoran agar tidak keluar dari drum melalui celah-celah sempit. Posisi *Shield* terbuat dari karet yang dipasang dengan ring ada dibagian bawah drum dekat poros *blades*. Dapat dilihat pada gambar 4.5.



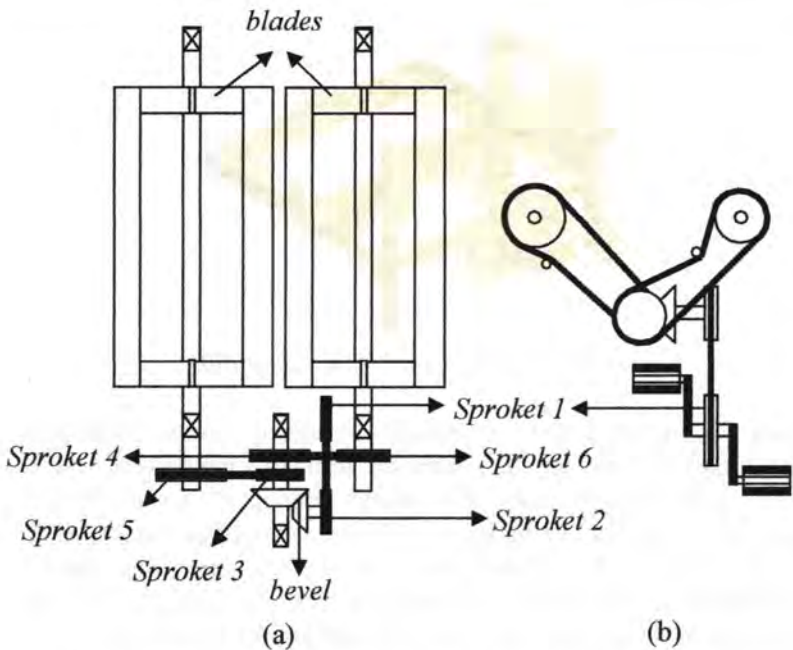
Gambar 4.5 Perencanaan Shield

### Bagian Penggerak

Bagian ini adalah bagian yang berfungsi untuk memindahkan (*transfer*) daya dari kayuhan sepeda oleh manusia ke sistem pengaduk. Kecepatan optimum pada kebanyakan orang adalah antara 55–85 rpm. *Range* tersebut adalah kecepatan yang sesuai dan efektif untuk pembakaran lemak (kalori) bagi pengendaranya. Pada perancangan ini digunakan kecepatan maksimum untuk mengayuh sepeda yaitu 85 rpm. Bagian ini terdiri dari: Pedal, *chains*, *bevel gear*, *sprocket*.



Gambar 4.6 Sistem Penggerak



Gambar 4.7 Transmisi Sistem Pengaduk (a) Pandangan depan, (b) Pandangan atas.

Pada transmisi rantai yang menghubungkan *sprocket* 3 dengan 5 dan *sprocket* 4 dan 6 menggunakan *tightner* yang berfungsi untuk mengencangkan rantai agar tidak jatuh.



Gambar 4.8 Tightner rantai

## Bagian Rangka



Gambar 4.9 Rangka Mesin Pengaduk

Pada Sistem pengaduk ini rangka dirancang untuk menerima beban dari kotoran sapi dan manusia. Rangka yang bentuk terdiri atas bagian tempat drum dan tempat mengayuh sepeda. Oleh karena itu rangka ini harus kuat karena mendapat beban yang cukup berat. Selain harus kuat rangka ini dirancang untuk memudahkan manusia memindahkan alat ini. Setelah proses pengadukkan maka alat ini dapat dipindahkan ke tempat lain.

### 4.2 Analisa Kapasitas Alat

Perancangan kapasitas alat ini berdasarkan penelitian pembuatan *biodigester plastic polyethylene* skala kecil oleh Kharistya Amaru (2004). Dari penelitiannya menghasilkan rancangan *biodigester* untuk peternak kecil (3-5 ekor sapi) yang berbahan dasar *plastic polyethylene* dengan volume total  $11 \text{ m}^3$ , volume basah  $8,8 \text{ m}^3$ . Setiap hari *digester* tersebut diisi dengan campuran kotoran sapi dan air sebanyak 220 liter. Oleh karena itu alat ini dirancang untuk dapat mengaduk kotoran sapi dan air sebanyak 220 liter per hari. Dengan perhitungan sebagai berikut :

Massa jenis kotoran sapi	= 1,0262 kg/liter
Volume kotoran sapi	= 110 kg/hari
	= 110 liter/hari (5 ekor sapi)
Volume air (1:1)	= 110 liter



$$\begin{aligned}\text{Volume campuran} &= 220 \text{ liter/hari} \\ &= 220.000.000 \text{ mm}^3/\text{hari}\end{aligned}$$

Tangki yang digunakan mempunyai diameter 600 mm dan tinggi 900 mm.

$$\begin{aligned}\text{Volume tangki yang direncanakan} \\ V &= 1/4 (\pi \times Dt^2 \times Ht) \\ &= 1/4 (3,14 \times 600^2 \times 900) \\ &= 254.340.000 \text{ mm}^3 \\ &= 254,34 \text{ liter}\end{aligned}$$

Tinggi tangki sebenarnya yang terisi larutan :

$$\begin{aligned}Ht &= \frac{4 \times V}{\pi \times Dt^2} \\ &= \frac{220 \text{ liter}}{4 \times 600^2} \\ &= 778,485 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dalam perencanaan alat, mesin pengaduk ini digunakan selama 30 menit untuk proses pengadukan setiap hari. Adapun dalam perhitungan kapasitas maka waktu yang dibutuhkan dalam seluruh proses sebagai berikut:

1. Proses mencampurkan kotoran sapi dan air : 10 menit
  2. Proses penuangan campuran ke dalam tangki : 5 menit
  3. Proses pengadukan : 30 menit
  4. Proses pengeluaran : 5 menit
- Total Waktu Proses : 50 menit**

Sehingga waktu yang dibutuhkan secara keseluruhan proses adalah 50 menit. Kapasitas alat ini sebagai berikut:

$$Q = \frac{\text{Jumlah massa yang diaduk}}{\text{Waktu yang dibutuhkan dalam pengadukan}}$$

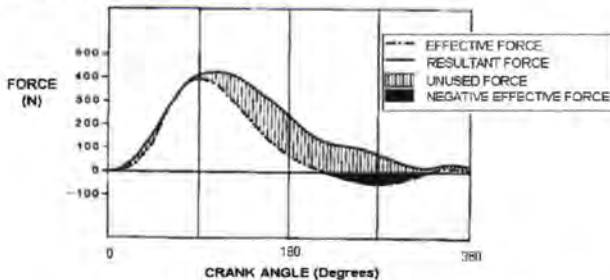


$$Q = \frac{220 \text{ kg}}{50 \text{ menit}} = 4,4 \frac{\text{kg}}{\text{menit}} = 264 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

artinya alat ini digunakan untuk mengaduk campuran kotoran sapi dan air sebanyak 220 kg per satu hari selama 50 menit.

### 4.3 Analisa Daya Manusia

Daya manusia untuk mengayuh sepeda dihitung dari gaya kayuh manusia.



Gambar 4.10 Grafik Gaya Efektif pada Pedal

(sumber : "Science of cycling", Edmund R. Burke, ed., Human Kinetics Books, Champaign, IL, 1986 halaman 106)

Gaya kayuh paling besar yang diberikan pengendara pada pedal adalah pada saat lengan pedal membentuk sudut kurang lebih  $90^{\circ}$ , dimana sudut  $0^{\circ}$  dimulai pada saat pedal berada pada posisi paling atas yaitu sebesar 400 N. Daya manusia dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

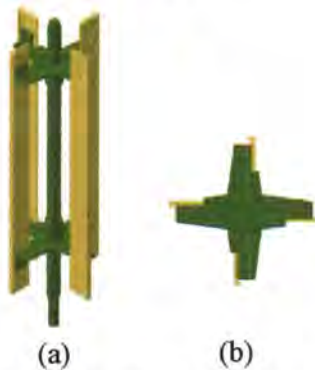
Panjang lengan  $(r) = 16 \text{ cm} = 0,16 \text{ m}$   
 Putaran input kayuhan sepeera  $(n) = 85 \text{ rpm}$

$$Torsi = F \times r = 400 \times 0,16 = 64 \text{ N.m} = 566,448 \text{ lb.in}$$

$$\begin{aligned}
 Hp &= \frac{T \times n}{63000} \\
 &= \frac{566,448 \times 85}{63000} \\
 &= 0,7642 \text{ HP} = 569,9040 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

Sehingga kemampuan manusia untuk mengayuh sepeda dalam putaran 85 rpm adalah 569,9040 Watt

#### 4.4 Perencanaan *Blade* Pengaduk



Gambar 4.11 Susunan *Blades* (a) isometrik (b) tampak atas.

Direncanakan bahwa blade berbentuk flat sehingga blade ini disebut dengan *flat blade* dan termasuk salah satu dari jenis “*Radial Flow Impeller*”.

Diameter luar Blade	$D_1$	: 220 mm
Diameter tengah Blade	$D_b$	: 170 mm
Lebar blade	$W_b$	: 50 mm
Tinggi blade	$L_b$	: 600 mm
Tebal disk/tebal blade	$d$	: 4 mm

#### Volume bahan yang diaduk

$$V = 220 \text{ liter} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ liter}} = 0,22 \text{ m}^3$$

**Luas total efektif blade (A):**

$$\begin{aligned}A &= L \times W \\ &= 600 \times 50 \\ &= 30000 \text{ mm}^2 \\ &= 0,03 \text{ m}^2\end{aligned}$$

**Kecepatan Keliling**

Putaran yang direncanakan untuk pengaduk ini ada 2: *blades* 1 adalah 57,9545 dan *blades* 2 adalah 36,5234 rpm. Untuk itu kecepatan kelilingnya adalah

$$\begin{aligned}v_1 &= 57,9545 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \cdot 0,085 \text{ m}}{1 \text{ putaran}} & v_2 &= 36,5234 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \cdot 0,085 \text{ m}}{1 \text{ putaran}} \\ &= 30,9361 \frac{\text{m}}{\text{menit}} & &= 19,4962 \frac{\text{m}}{\text{menit}} \\ &= 0,5156 \text{ m/s} & &= 0,3249 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Jadi kecepatan keliling untuk *blade* 1 dan 2 adalah 0,5156 m/s dan 0,3249 m/s.

**Gaya Drag**

Besarnya daya *drag* dapat dihitung dengan Rumus :

$$F_D = 0,5 \times C_D \times \rho \times v^2 \times A$$

Dimana :

- $F_D$  : gaya *drag*
- $\rho$  : *Density* (massa jenis)
- $v$  : kecepatan keliling
- $C_D$  : koefisien *drag*

Untuk mencari gaya *drag* maka drag koefisiensi *drag*  $C_D$  ditentukan lebih dahulu. sehingga dari gambar di bawah ini didapat  $C_D = 1,3$  (*Introduction to Fluid Mechanics Fifth Edition, Robert W. Fox & Alan T. Mc Donald hal 448*)

$$\begin{aligned}F_{D1} &= 0,5 \times C_D \times \rho \times v_1^2 \times A \\ &= 0,5 \times 1,3 \times 1026,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,5156^2 \times 0,03 \\ &= 5,3197 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{D2} &= 0,5 \times C_D \times \rho \times v_2^2 \times A \\ &= 0,5 \times 1,3 \times 1007 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,324936^2 \times 0,03 \\ &= 2,1128 \text{ N}\end{aligned}$$

### Torsi

$$\begin{aligned}T_1 &= F_{D1} \times \frac{D_b}{2} & T_2 &= F_{D2} \times \frac{D_b}{2} \\ &= 5,3197 \times \frac{0,17}{2} & &= 2,1128 \times \frac{0,17}{2} \\ &= 0,4521 \text{ Nm} & &= 0,1795 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Dimana:

$D_b$  : Diameter tengah *blade*

$F_D$  : gaya *drag*

Torsi total adalah jumlah torsi dari masing-masing *blade*

$$T_{total1} = 4 \times 0,4521 = 1,8087 \text{ Nm} = 16,0085 \text{ lb.in}$$

$$T_{total2} = 4 \times 0,1795 = 0,7183 \text{ Nm} = 6,3580 \text{ lb.in}$$

### Daya

Besarnya daya yang diperlukan dihitung dengan rumus:

$$Hp = \frac{T \times n}{63000}$$

Dimana :

T: torsi

n : putaran

$$\begin{aligned}Hp_1 &= \frac{T_{total1} \times n}{63000} \\ &= \frac{16,0085 \times 57,9545}{63000} \\ &= 0,0147 \text{ HP}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Hp_2 &= \frac{T_{total2} \times n}{63000} \\ &= \frac{6,3580 \times 36,5234}{63000} \\ &= 0,0037 \text{ HP}\end{aligned}$$

$$Hp = 0,0147 + 0,0037 = 0,0184 \text{ HP}$$

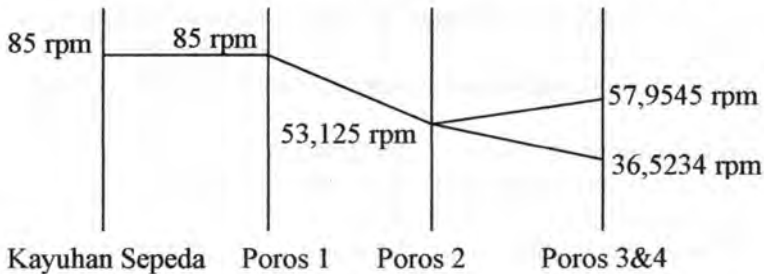
Daya total yang dibutuhkan untuk mengaduk adalah 0,0184 HP = 13,7402 Watt.

#### 4.5 Perencanaan Transmisi Penggerak

Transmisi penggerak pada alat ini adalah komponen yang mentransmisikan daya dari kayuhan sepeda. Sistem transmisi penggerak pada alat ini terdiri dari *sprocket* dan *chains*, *bevel gear* dan komponen pendukungnya (poros, pasak dan *bearing*). Pada sub bab ini dibahas mengenai perencanaan masing-masing komponen, berikut analisa keamanannya. Untuk beberapa komponen yang telah ditentukan sesuai standar yang ada, sehingga penulis tidak merencanakan secara lebih rinci.

Sistem transmisi dalam perencanaan ini adalah sebagai berikut: Pertama, putaran dari kayuhan sepeda sebesar 85 rpm ditransmisikan ke poros 2 dengan putaran sama sebesar 85 rpm menggunakan mekanisme rantai dan *sprocket*. Kedua, putaran 85 rpm diubah menjadi 53,125 rpm dengan *bevel gears*, karena selain merubah kecepatan putar *bevel gears* ini digunakan untuk mengubah arah putaran. Ketiga, putaran 53,125 rpm ini digunakan untuk menggerakkan poros *blades*. Putaran tersebut menjadi 36,5234 rpm dan 57,9545 rpm. Setiap poros *blades* digerakkan dengan susunan rantai dan *sprocket* yang berbeda, hal ini dimaksudkan untuk menghasilkan putaran yang berbeda pada

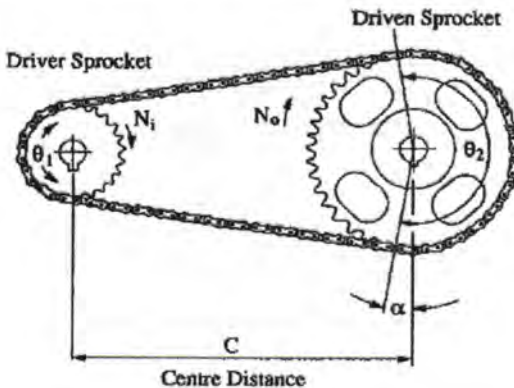
setiap *blades*. Dengan perbedaan putaran *blades* ini diharapkan dapat mencacah dan mngecilkan ukuran substrat kotoran sapi.



Gambar 4.12 Speed Chart Diagram

#### 4.5.1 Rantai dan Sproket

Transmisi rantai digunakan untuk meneruskan putaran dari kayuhan sepeda ke poros 1. Dan dari poros 2 ke poros 3 dan 4. Model transmisi yang digunakan dapat dilihat dari Gambar model sebagaimana tampak pada Gambar 4.10 berikut.



Gambar 4.13 Transmisi Rantai



## Sprocket 1 & 2

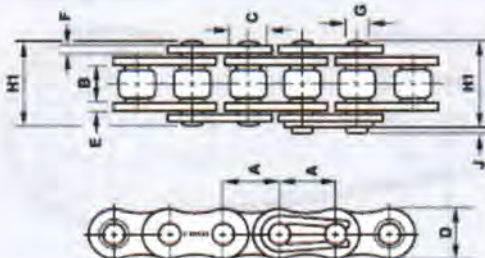
Pemilihan rantai dilakukan dengan berdasar standar rantai yang ada di pasaran. Standarisasi pada rantai ditentukan oleh masing-masing pabrikan dengan mengacu kepada standarisasi oleh *Association of Roller and Silent Chain Manufacturers*.

Data awal perencanaan transmisi rantai adalah sebagai berikut :

Daya yg ditransmisikan	: 569,9040 Watt = 0,7642 HP
(Daya maksimum kayuhan sepeda oleh manusia)	
Putaran <i>driver sprocket</i>	: 85 rpm
Putaran <i>driven sprocket</i>	: 85 rpm
Jenis rantai	: <i>single strand, roller chain</i>

Untuk  $n = 85$  rpm dengan daya = 0,7642 HP , maka dari Gambar 2 (pada lampiran gambar) standar pemilihan didapatkan jenis rantai yang sesuai : *Standard Chain number 35*.

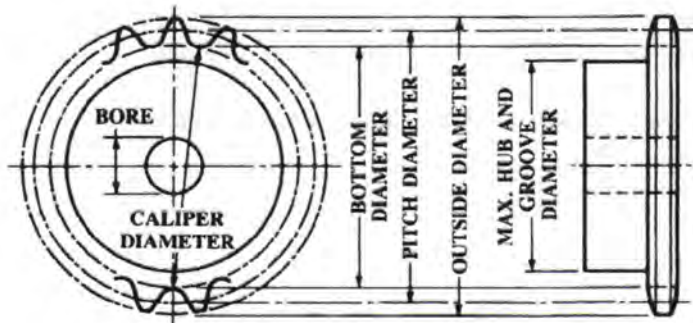
Jumlah gigi sproket	: 28 (small sprocket)
Tipe pelumasan	: tipe A (manual or drip lubrications).
Umur kerja	: 15.000 jam kerja



Gambar 4.14 Chain Nomenclature

Dari tabel 3 (pada lampiran tabel) *Dimensions of American Standard Roller Chains-Single Strand Source* : Copiled from *ANSI B29. 1-1975* didapat ukuran spesifik rantai tipe 35 adalah :

Pitch	: 0,375 in = 9,52 mm
Width	: 0,188 in = 4,76 mm
Minimum Tensile Strenght	: 1760 lb = 7830 N
Average Weight	: 0,21 lb/ft = 3,06 N/m
Roll diameter	: 0,200 in = 5,08 mm
Multiple Strand Spacing	: 0,399 in = 10,13 mm



Gambar 4.15 Sprocket Diameter

Untuk kecepatan *sprocket* di bawah 600 ft/min digunakan *sprocket* berbahan *steel* (180 BHN). Pemilihan *sprocket* ditentukan dari tabel standar *sprocket* dimana untuk jumlah gigi *sprocket* 28, *single strand chain*. Untuk perhitungan diameter *sprocket driver* adalah sebagai berikut :

Pitch (P) : 0,375 in = 9,52 mm

Number of teeth (N) : 28

$$\begin{aligned}
 PD &= \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \\
 &= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{28}} \\
 &= 85,03 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pitch Diameter (PD) driver : 85,03 mm = 3,35 in

$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{28} \right) \\
 &= 90,20 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter Outside : 90,20 mm = 3,55 in  
 Tipe Sprocket : hub on one side only

Untuk sprocket driven, perhitungannya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \frac{n_1}{n_2} &= \frac{Nt_2}{Nt_1} \\
 \frac{85}{85} &= \frac{Nt_2}{28}
 \end{aligned}$$

Didapat  $Nt_2 = 28$  dan perhitungan diameter sprocket driven adalah sebagai berikut

Pitch (P) : 0,375 in = 9,52 mm  
 Number of teeth (N) : 28

$$\begin{aligned}
 PD &= \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \\
 &= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{28}} \\
 &= 85,03 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pitch Diameter (PD) driver : 85,03 mm = 3,35 in

$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{28} \right) \\
 &= 90,20 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter *Outside* : 90,20 mm = 3,55 in  
 Tipe *Sprocket* : *hub on one side only*

Jika ditentukan jarak antar pusat *sprocket* = 450 mm, maka panjang rantai adalah :

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \cdot \frac{N-n}{180} + 2.C. \cos \theta$$

Untuk menentukan harga  $\theta$  digunakan persamaan

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

Sehingga

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{42,515 - 42,515}{450} \right) = 0^\circ$$

Maka panjang rantai pada sistem pengaduk ini dari kayuhan sepeda ke poros 1 adalah

$$L = \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} + \theta \frac{Nt_2 - Nt_1}{180} + 2.C. \cos \theta$$

$$L = \frac{28 + 28}{2} + 0,7679 \frac{28 - 28}{180} + 2.450. \cos 0$$

$$L = 28 - 0 + 900$$

$$L = 928 \text{ mm}$$

Dengan massa rantai = 0,21 lb/ft. 0,928 m  
 = 0,3125 kg/m. 0,928 m = 0,29 kg

Dan berat rantai = 2,9 N = 0,65 lb.

Kemudian dihitung torsi pada sproket dengan gaya tarikan rantai sebagai berikut

$$F = \frac{102.P}{v}$$

$$F = \frac{102.P}{\pi.d.n}$$

$$F = \frac{102.0,364}{3,14.0,08503.85}$$

$$= 1,6359 \text{ kg} = 3,6065 \text{ lb}$$

Dan besarnya torsi adalah

$$T_1 = F.r$$

$$T_1 = 3,6065 \text{ lb} \cdot 1,675 \text{ in} = 6,04 \text{ lb.in}$$

Untuk perbandingan besaran dari putaran yang terjadi

$$\frac{F_1}{F_2} = 0,86 \text{ maka}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{0,86} = \frac{3,6065}{0,86} = 4,1936 \text{ lb dengan } F_1 = 3,6065 \text{ lb}$$

Sehingga gaya resultan yang diterima oleh poros akibat tarikan rantai adalah :

$$Fr = \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 + 2 \times F_1 \times F_2 \times \cos \theta}$$

$$Fr = \sqrt{(3,6065)^2 + (4,1936)^2 + 2 \times 3,6065 \times 4,1936 \times \cos 0^\circ}$$

$$= 7,8 \text{ lb} = 34,69 \text{ N}$$

### Sproket 3 & 5

Data awal perencanaan transmisi rantai adalah sebagai berikut :

Daya yg ditransmisikan : 569,9040 Watt = 0,7642 HP

Putaran *driver sprocket* : 53,125 rpm

Putaran *driven sprocket* : 36,5234 rpm

Jenis rantai : *single strand, roller chain*

Untuk  $n = 36,5234$  rpm dengan daya = 0,7642 HP , maka dari Gambar 2 (pada lampiran gambar) standar pemilihan didapat jenis rantai yang sesuai : *Standard Chain number 35*

Jumlah gigi sproket : 22 (*small sprocket*)  
 Tipe pelumasan : tipe A (*manual or drip lubrications*).  
 Umur kerja : 15.000 jam kerja

Dari tabel 3 (pada lampiran tabel) *Dimmensions of American Standard Roller Chains – Single Strand Source : Copiled from ANSI B29. 1-1975* didapat ukuran spesifik rantai tipe 35 adalah :

Pitch : 0,375 in = 9,52 mm  
 Width : 0,188 in = 4,76 mm  
 Minimum Tensile Strenght : 1760 lb = 7830 N  
 Average Weight : 0,21 lb/ft = 3,06 N/m  
 Roll diameter : 0,200 in = 5,08 mm  
 Multiple Strand Spacing : 0,399 in = 10,13 mm

Untuk kecepatan *sprocket* di bawah 600 ft/min digunakan *sprocket* berbahan *steel* (180 BHN). Pemilihan sproket ditentukan dari tabel standar *sprocket* dimana untuk jumlah gigi sproket 22, *single strand chain*. Untuk perhitungan diameter *sprocket driver* adalah sebagai berikut :

Pitch (P) : 0,375 in = 9,52 mm  
 Number of teeth (N) : 22

$$\begin{aligned}
 PD &= \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \\
 &= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{22}} \\
 &= 66,89 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pitch Diameter (PD) driver : 66,89 mm = 2,63 in



$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{22} \right) \\
 &= 71,925 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter Outside : 71,925 mm = 2,83 in  
 Tipe Sprocket : hub on one side only

Untuk sprocket driven, perhitungannya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \frac{n_1}{n_2} &= \frac{Nt_2}{Nt_1} \\
 \frac{53,125}{36,5234} &= \frac{Nt_2}{22}
 \end{aligned}$$

Didapat  $Nt_2 = 32$  dan perhitungan diameter sprocket driven adalah sebagai berikut :

Pitch (P) : 0,375 in = 9,52 mm  
 Number of teeth (N) : 32

$$\begin{aligned}
 PD &= \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \\
 &= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{32}} \\
 &= 97,125 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pitch Diameter (PD) : 97,125 mm = 3,82 in

$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{32} \right) \\
 &= 102,37 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter Outside : 102,37 mm = 4,03 in

Tipe Sproket : hub on one side only

Jika ditentukan jarak antar pusat sprocket = 280 mm, maka panjang rantai adalah :

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \cdot \frac{N-n}{180} + 2.C.\cos\theta$$

Untuk menentukan harga  $\theta$  digunakan persamaan

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

Sehingga

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{48,5625 - 33,445}{280} \right) = 3,0949^\circ$$

Maka panjang rantai pada sistem pendukung ini dari poros 2 ke poros 3 adalah

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{N_2 + N_1}{2} + \theta \frac{N_2 - N_1}{180} + 2.C.\cos\theta \\
 L &= \frac{32 + 22}{2} + 3,0949 \frac{32 - 22}{180} + 2.280.\cos 3,0949 \\
 L &= 27 + 0,1719 + 559,1832 \\
 L &= 586,3551 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dengan massa rantai = 0,21 lb/ft. 0,5863551 m

$$= 0,3125 \text{ kg/m. } 0,5863551 \text{ m} = 0,183 \text{ kg}$$

Dan berat rantai = 1,83 N = 0,41 lb.

Kemudian dihitung torsi pada *sprocket* dengan gaya tarikan rantai sebagai berikut

$$F = \frac{102.P}{v}$$

$$F = \frac{102.P}{\pi.d.n}$$

$$F = \frac{102.0,364}{3,14.0,06689.53,125}$$

$$= 3,32 \text{ kg} = 7,32 \text{ lb}$$

Dan besarnya torsi adalah

$$T_1 = F.r$$

$$T_1 = 7,32 \text{ lb} . 1,315 \text{ in} = 9,6258 \text{ lb.in}$$

Untuk perbandingan besaran dari putaran yang terjadi

$$\frac{F_2}{F_1} = 0,69 \text{ maka}$$

$$F_2 = 0,69.F_1 = 0,69.7,32 = 5,05 \text{ lb dengan } F_1 = 7,32 \text{ lb}$$

Sehingga gaya resultan yang diterima oleh poros akibat tarikan rantai adalah :

$$Fr = \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 + 2x F_1 x F_2 x \cos\theta}$$

$$Fr = \sqrt{(7,32)^2 + (5,05)^2 + 2x 7,32 x 5,05x \cos 5,29^\circ}$$

$$= 12,36 \text{ lb} = 54,98 \text{ N}$$

#### Sproket 4 & 6

Data awal perencanaan transmisi rantai adalah sebagai berikut :

Daya yg ditransmisikan : 569,9040 Watt = 0,7642 HP  
 Putaran *driver sprocket* : 53,125 rpm  
 Putaran *driven sprocket* : 57,9545 rpm  
 Jenis rantai : *single strand, roller chain*

Untuk  $n = 53,125$  rpm dengan daya = 0,7642 HP , maka dari Gambar 2 (pada lampiran gambar) standar pemilihan didapat jenis rantai yang sesuai : *Standard Chain number 35*

Jumlah gigi sproket : 24 (*small sprocket*)  
Tipe pelumasan : tipe A (*manual or drip lubrications*).  
Umur kerja : 15.000 jam kerja

Dari tabel 3 (pada lampiran tabel) *Dimmensions of American Standard Roller Chains – Single Strand Source : Copiled from ANSI B29. 1-1975* didapat ukuran spesifik rantai tipe 35 adalah :

*Pitch* : 0,375 in = 9,52 mm  
*Width* : 0,188 in = 4,76 mm  
*Minimum Tensile Strenght* : 1760 lb = 7830 N  
*Average Weight* : 0,21 lb/ft = 3,06 N/m  
*Roll diameter* : 0,200 in = 5,08 mm  
*Multiple Strand Spacing* : 0,399 in = 10,13 mm

Untuk kecepatan *sprocket* di bawah 600 ft/min digunakan *sprocket* berbahan *steel* (180 BHN). Pemilihan sproket ditentukan dari tabel standar *sprocket* dimana untuk jumlah gigi *sprocket* 24, *single strand chain*. Untuk perhitungan diameter *sprocket driver* adalah sebagai berikut :

*Pitch* (P) : 0,375 in = 9,52 mm  
*Number of teeth* (N) : 24

$$PD = \frac{P}{\sin \frac{180}{N}}$$

$$= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{24}}$$

$$= 72,94 \text{ mm}$$

*Pitch Diameter* (PD) *driver* : 72,94 mm = 2,87 in

$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{24} \right) \\
 &= 78,02 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter *Outside* : 78,02 mm = 3,07 in  
 Tipe *Sprocket* : hub on one side only

Untuk sproket driven, perhitungannya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \frac{n_1}{n_2} &= \frac{Nt_2}{Nt_1} \\
 \frac{53,125}{57,9545} &= \frac{Nt_2}{24}
 \end{aligned}$$

Didapat  $Nt_2 = 22$  dan perhitungan diameter *sprocket driven* adalah sebagai berikut :

Pitch (P) : 0,375 in = 9,52 mm  
 Number of teeth (N) : 22

$$\begin{aligned}
 PD &= \frac{P}{\sin \frac{180}{N}} \\
 &= \frac{9,52}{\sin \frac{180}{22}} \\
 &= 66,89 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

*Pitch Diameter* (PD) : 66,89 mm = 2,63 in

$$\begin{aligned}
 \text{Approximate outside diameter of sprocket} &= P \left( 0,6 + \cot \frac{180}{N} \right) \\
 &= 9,52 \left( 0,6 + \cot \frac{180}{22} \right) \\
 &= 71,925 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter *Outside* : 71,925 mm = 2,83 in

Type *Sproket* : hub on one side only

Jika ditentukan jarak antar pusat *sprocket* = 320 mm, maka panjang rantai adalah :

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \cdot \frac{N-n}{180} + 2.C.\cos\theta$$

Untuk menentukan harga  $\theta$  digunakan persamaan

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

Sehingga

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left( \frac{36,47 - 33,445}{320} \right) = 0,5416^\circ$$

Maka panjang rantai pada sistem pengaduk ini dari poros 2 ke poros 4 adalah

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} + \theta \frac{Nt_2 - Nt_1}{180} + 2.C.\cos\theta \\
 L &= \frac{24 + 22}{2} + 0,5416 \frac{22 - 24}{180} + 2.320.\cos 0,5416 \\
 L &= 23 - 0,006 + 639,9714 \\
 L &= 662,96 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dengan massa rantai = 0,21 lb/ft. 0,66296 m  
= 0,3125 kg/m. 0,66296 m = 0,21 kg

Dan berat rantai = 2,1 N = 0,472 lb.



Kemudian dihitung torsi pada *sprocket* dengan gaya tarikan rantai sebagai berikut

$$F = \frac{102.P}{v}$$

$$F = \frac{102.P}{\pi.d.n}$$

$$F = \frac{102.0,364}{3,14.0,07294.53,125}$$

$$= 3,05 \text{ kg} = 6,72 \text{ lb}$$

Dan besarnya torsi adalah

$$T_1 = F.r$$

$$T_1 = 6,72 \text{ lb} . 1,435 \text{ in} = 9,64 \text{ lb.in}$$

Untuk perbandingan besaran dari putaran yang terjadi

$$\frac{F_2}{F_1} = 1,1 \text{ maka}$$

$$F_2 = 1,1.F_1 = 1,1.6,72 = 7,39 \text{ lb} \text{ dengan } F_1 = 6,72 \text{ lb}$$

Sehingga gaya resultan yang diterima oleh poros akibat tarikan rantai adalah :

$$Fr = \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 + 2x F_1 x F_2 x \cos\theta}$$

$$Fr = \sqrt{(6,72)^2 + (7,39)^2 + 2x6,72x7,39x \cos 1,24^\circ}$$

$$= 14,11 \text{ lb} = 62,76 \text{ N}$$

#### 4.5.2 Bevel Gear

Data-data awal :

Jenis	: <i>bevel gear</i>
Sudut tekan ( $\theta$ )	: $20^\circ$ <i>full depth</i>
<i>Velocity ratio</i> ( $i$ )	: 5/8
Putaran <i>pinion</i> ( $n_p$ ) $\rightarrow$ RG 1	: 85 rpm
Putaran <i>gear</i> ( $n_g$ ) $\rightarrow$ RG 2	: 53,125 rpm
<i>Diametral pitch</i> ( $P$ )	: 6
$N_{t_p} / N_{t_1}$	: 10
$N_{t_g} / N_{t_2}$	: 16

Bahan *Pinion* : Alloy Steel SAE 4640, (dari tabel 16 pada lampiran tabel didapat  $S_o = 55000$  psi, BHN = 475)

Bahan *Gear* : Alloy Steel SAE 3115, (dari tabel 16 pada lampiran tabel didapat  $S_o = 37000$  psi, BHN = 212)

Perhitungan:

- Pengecekan kekuatan kedua roda gigi

$$N_{t_p} = 10$$

$$N_{t_g} = 16$$

Dari tabel 10.2 hal 548 *Machine design, Deutschman*, didapatkan :

$$Y_p = 0,201$$

$$Y_g = 0,295$$

$$S_o Y_p = 55000 \text{ psi} \times 0,201 = 11055 \text{ psi}$$

$$S_o Y_g = 37000 \text{ psi} \times 0,295 = 10915 \text{ psi}$$

Karena  $S_o Y_p > S_o Y_g$  maka perancangan pasangan roda gigi dapat dinyatakan aman.

- Diameter roda gigi ( $d$ ) :

$$d_p = \frac{N_{t_p}}{P} = \frac{10}{6} = 1,6667 \text{ in}$$

$$d_g = \frac{N_{t_g}}{P} = \frac{16}{6} = 2,6667 \text{ in}$$

- Perhitungan sudut *pitch* :

$$\tan \gamma = \frac{d_p}{d_g} = \frac{1,6667}{2,6667} \Rightarrow \gamma = 32^\circ$$

$$\text{Shaft angle } (\Sigma) = \gamma + \Gamma = 90^\circ$$

$$\Gamma = 90^\circ - 32^\circ = 58^\circ$$

- Perhitungan jumlah gigi ekuivalen :

$$N't_p = \frac{Nt_p}{\cos \gamma} = \frac{10}{\cos 32} = 11,79$$

$$N't_g = \frac{Nt_g}{\cos \Gamma} = \frac{16}{\cos 58} = 30,19$$

- Perhitungan panjang kerucut (L) :

$$L_p = \frac{d_p}{2 \sin \gamma} = \frac{1,6667}{2 \sin 32} = 1,57 \text{ in}$$

$$L_g = \frac{d_g}{2 \sin \Gamma} = \frac{2,6667}{2 \sin 58} = 1,57 \text{ in}$$

Diasumsikan Lebar roda gigi adalah 0,5 in. Lebar roda gigi (b) aman, jika syarat terpenuhi yaitu  $b \leq \frac{L}{3}$ ,

$$b \leq \frac{1,57}{3} \Rightarrow 0,5 \leq 0,523, \text{ maka syarat terpenuhi.}$$

Untuk perhitungan selanjutnya besarnya lebar gigi adalah 0,5 in

- Perhitungan diameter rata-rata :

$$\bar{d}_p = d_p - b \sin \gamma = 1,6667 - 0,5 \sin 32 = 1,4 \text{ in}$$

$$\bar{d}_g = d_g - b \sin \Gamma = 2,6667 - 0,5 \sin 68 = 2,2 \text{ in}$$

- Torsi pada poros I ( $T_1$ ):

$$T_1 = \frac{HP \times 63000}{n_p}$$

dimana: HP = 0,7642 hp

(efisiensi transfer daya diasumsikan 100%)

$$T_I = \frac{0,7642 \times 63000}{85} = 566,41 \text{ lb.in}$$

- Gaya tangensial (Ft):

$$F_t = \frac{2 \times T_I}{dp}$$

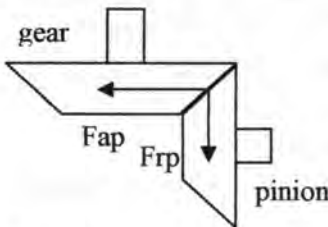
$$= \frac{2 \times 566,41}{1,6667} = 679,68 \text{ lb}$$

- Pitch line velocity (Vp):

$$V_p = \frac{\pi \times dp \times np}{12}$$

$$= \frac{3,14 \times 1,4 \times 85}{12} = 31,14 \text{ ft/min}$$

- Gaya aksial dan radial :



$F_r$  = Gaya radial  
 $F_a$  = Gaya aksial  
 Dimana  $F_{ag} = F_{rp}$   
 $F_{ap} = F_{rg}$

$$F_{ag} = F_{rp} = F_t \tan \phi \cos \gamma$$

$$= 679,68 \tan 20^\circ \cos 32^\circ = 209,79 \text{ lb}$$

$$F_{ap} = F_{rg} = F_t \tan \phi \sin \gamma$$

$$= 679,68 \tan 20^\circ \sin 32^\circ = 131,093 \text{ lb}$$

- Gaya Normal (Fn) :

$$F_t = F_n \cos \phi$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \phi} = \frac{679,68 \text{ lb}}{\cos 20^\circ} = 723,3 \text{ lb}$$

- Beban dinamis ( $F_d$ ):

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t = \frac{600 + 31,14}{600} 679,68 \text{ lb} = 733,89 \text{ lb}$$

- Gaya Bending ( $F_b$ )

$$F_{bp} = S_o \times b \times \frac{Y_p}{P} = 55000 \times 0,5 \times \frac{0,201}{6} = 921,25 \text{ psi}$$

$$F_{bg} = S_o \times b \times \frac{Y_g}{P} = 37000 \times 0,5 \times \frac{0,295}{6} = 909,58 \text{ psi}$$

- Gaya Keausan ( $F_w$ ) :

$$F_w = \frac{d_p \times K \times Q' \times b}{\cos \gamma}$$

$$\text{dimana, } Q' = \frac{2 \times N' t_g}{N' t_p + N' t_g} = 1,44$$

$K = 366$ , pada tabel 10.11 hal 567 *Machine Design, Deutschman*, dengan BHN rata-rata 400

$$F_w = \frac{1,6667 \times 366 \times 1,44 \times 0,8}{\cos 32} = 828,65 \text{ lb}$$

$$828,65 \text{ lb} > 733,89 \text{ lb}$$

Karena harga  $F_w > F_d$  sehingga memenuhi syarat beban ijin.

### **Analisa Kekuatan (metode AGMA)**

#### ***Bevel Gear 1 (Pinion)***

- Terhadap patahan:

syarat:  $\sigma_T \leq S_{ad} \Rightarrow \text{AMAN}$

$$\sigma_T = \left( \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} \right)$$

- ✓ Dari tabel 10.4 hal 555 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *power source light shock* dan beban *uniform*, maka didapat  $K_o = 1,25$

- ✓ Dari fig 11.33 hal 647 *Machine Design, Deutschman* maka didapat  $K_s = 0,58$
- ✓ Dari tabel 11.3 hal 648 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi roda gigi industri dan *both member straddle mounted*, maka didapat  $K_m = 1$
- ✓ Dari fig 10.21 hal 556 *Machine Design, Deutschman* dengan  $V_p = 36,328$  ft/min dan kurva 3 (*Straight bevel gear*), maka didapat  $K_v = 0,89$
- ✓ Dari fig 11.35 hal 648 *Machine Design, Deutschman*, maka didapatkan  $J = 0,2$

$$\sigma_T = \left( \frac{679,68 \times 1,25 \times 6 \times 0,58 \times 1}{0,89 \times 0,5 \times 0,2} \right)$$

$$= 33220,31 \text{ psi}$$

$$S_{ad} = \left( \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} \right)$$

- ✓ Dari tabel 10.7 hal 559 *Machine Design, Deutschman* didapat  $S_{at} = 59000$  psi
- ✓ Dari tabel 10.8 hal 561 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *number of cycle < 10 juta*, maka didapatkan  $K_L = 1$
- ✓ Dari hal 561 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi  $250^\circ\text{F}$ , maka didapatkan  $K_T = 1$
- ✓ Dari tabel 10.9 hal 562 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100 spesimen, maka didapatkan  $K_R = 1$

$$S_{ad} = \left( \frac{59000 \times 1}{1 \times 1} \right) = 59000 \text{ psi}$$

$$33220,31 \text{ psi} \leq 59000 \text{ psi}$$

Karena  $\sigma_T \leq S_{ad}$ , maka perencanaan *pinion* aman terhadap patahan

- Terhadap keausan:

syarat:  $\sigma_c \leq S_{ad} \Rightarrow AMAN$

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

- ✓ Dari tabel 11.4 hal 649 *Machine Design, Deutschman* untuk pasangan bahan *pinion* dan *gear* adalah *steel* didapatkan  $C_p = 2800$
- ✓ Dari tabel 10.4 hal 555 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *power source light shock* dan beban *uniform*, maka didapat  $C_o = 1$
- ✓ Dari fig 11.33 hal 647 *Machine design, Deutschman*, maka didapat  $C_s = 0,58$
- ✓ Dari tabel 11.3 hal 648 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi roda gigi industri dan *both member straddle mounted*, maka didapat  $C_m = 1$
- ✓ Dari hal 574 *Machine design, Deutschman* dengan asumsi *surface finish* yang baik, maka didapat  $C_f = 1$
- ✓ Dari fig 10.27 hal 570 *Machine Design, Deutschman* dengan  $V_p = 36,328$  ft/min dan kurva 2, maka didapat  $C_v = 0,96$
- ✓ Dari fig 11.37 hal 650 *Machine Design, Deutschman*, dengan *face width* 0,5 in maka didapatkan  $I = 0,06$

Maka  $\sigma_c$  dapat dihitung :

$$\begin{aligned} \sigma_c &= 2800 \times \sqrt{\frac{679,68 \times 1 \times 0,58 \times 1 \times 1}{0,96 \times 1,6667 \times 0,5 \times 0,06}} \\ &= 253671,39 \text{ psi} \end{aligned}$$



$$S_{ad} = S_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

- ✓ Dari tabel 10.14 hal 577 *Machine Design, Deutschman* dengan material *Alloy steel SAE 4640* dengan BHN 475, maka didapatkan  $S_{ac} = 225000$  psi.
- ✓ Dari fig 10.33 hal 577 *Machine design, Deutschman* dengan asumsi *number of cycle*  $> 10^7$ , maka didapatkan  $C_L = 1$
- ✓ Dari fig 10.34 hal 579 *Machine Design, Deutschman* dengan  $K = \frac{\text{brinell of pinion}}{\text{brinell of gear}} = 2,24$  maka diasumsikan dengan  $C_H$  terbesar yaitu  $= 1,14$
- ✓ Dari hal 578 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi  $250^\circ\text{F}$ , maka didapatkan  $C_T = 1$
- ✓ Dari tabel 10.16 hal 580 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100 spesimen, maka didapatkan  $C_R = 1$

Maka  $S_{ad}$  dapat dihitung :

$$S_{ad} = 225000 \times \frac{1 \times 1,14}{1 \times 1} = 256500 \text{ psi}$$

Syarat aman terhadap keausan adalah jika  $\sigma_c \leq S_{ad}$

$$253671,39 \text{ psi} \leq 256500 \text{ psi}$$

Karena  $\sigma_c \leq S_{ad}$  maka perencanaan pinion aman terhadap keausan.

### **Bevel Gear 2 (gear)**

- Terhadap patahan:

syarat:  $\sigma_T \leq S_{ad} \Rightarrow \text{AMAN}$

$$\sigma_T = \left( \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} \right)$$

- ✓ Dari tabel 10.4 hal 555 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *power source light shock* dan beban *uniform*, maka didapat  $K_o = 1,25$
- ✓ Dari fig 11.33 hal 647 *Machine Design, Deutschman* maka didapat  $K_s = 0,58$
- ✓ Dari tabel 11.3 hal 648 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi roda gigi industri dan *both member straddle mounted*, maka didapat  $K_m = 1$
- ✓ Dari fig 10.21 hal 556 *Machine Design, Deutschman* dengan  $V_p = 36,328$  ft/min dan kurva 3 (*Straight bevel gear*), maka didapat  $K_v = 0,89$
- ✓ Dari fig 11.35 hal 648 *Machine Design, Deutschman*, maka didapatkan  $J = 0,2$

$$\sigma_T = \left( \frac{679,68 \times 1,25 \times 6 \times 0,58 \times 1}{0,89 \times 0,5 \times 0,2} \right)$$

$$= 33220,31 \text{ psi}$$

$$S_{ad} = \left( \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} \right)$$

- ✓ Dari tabel 10.7 hal 559 *Machine Design, Deutschman* dengan interpolasi didapat  $S_{at} = 36000$  psi
- ✓ Dari tabel 10.8 hal 561 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *number of cycle <10 juta*, maka didapatkan  $K_L = 1$
- ✓ Dari hal 561 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi  $250^\circ\text{F}$ , maka didapatkan  $K_T = 1$
- ✓ Dari tabel 10.9 hal 562 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100 spesimen, maka didapatkan  $K_R = 1$

$$S_{ad} = \left( \frac{36000 \times 1}{1 \times 1} \right) = 36000 \text{ psi}$$

$$33220,31 \text{ psi} \leq 36000 \text{ psi}$$

Karena  $\sigma_T \leq S_{ad}$ , maka perencanaan gear aman terhadap patahan

- Terhadap keausan:

syarat:  $\sigma_c \leq S_{ad} \Rightarrow \text{AMAN}$

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

- ✓ Dari tabel 11.4 hal 649 *Machine Design, Deutschman* untuk pasangan bahan *pinion* dan *gear* adalah *steel* didapatkan  $C_p = 2800$
- ✓ Dari tabel 10.4 hal 555 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi *power source light shock* dan beban *uniform*, maka didapat  $C_o = 1,25$
- ✓ Dari fig 11.33 hal 647 *Machine Design, Deutschman* maka didapat  $C_s = 0,58$
- ✓ Dari tabel 11.3 hal 648 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi roda gigi industri dan *both member straddle mounted*, maka didapat  $C_m = 1$
- ✓ Dari hal 574 *Machine design, Deutschman* dengan asumsi *surface finish* yang baik, maka didapat  $C_f = 1$
- ✓ Dari fig 10.27 hal 570 *Machine Design, Deutschman* dengan  $V_p = 36,328 \text{ ft/min}$  dan kurva 2, maka didapat  $C_v = 0,96$
- ✓ Dari fig 11.37 hal 650 *Machine Design, Deutschman*, dengan *face width* 1,34 in maka didapatkan  $I = 0,06$

Maka  $\sigma_c$  dapat dihitung :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= 2800 \times \sqrt{\frac{679,68 \times 1,25 \times 0,58 \times 1 \times 1}{0,96 \times 2,6667 \times 0,5 \times 0,06}} \\ &= 224282,79 \text{ psi}\end{aligned}$$

$$S_{ad} = S_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

- ✓ Dari tabel 10.14 hal 577 *Machine Design, Deutschman* dengan material *Alloy steel SAE 3115* dengan *BHN 212*, maka didapatkan  $S_{ac} = 200000$  psi.
- ✓ Dari fig 10.33 hal 577 *Machine design, Deutschman* dengan asumsi *number of cycle*  $> 10^7$ , maka didapatkan  $C_L = 1$
- ✓ Dari fig 10.34 hal 579 *Machine Design, Deutschman* dengan  $K = \frac{\text{brinell of pinion}}{\text{brinell of gear}} = 2,24$  maka diasumsikan dengan  $C_H$  terbesar yaitu  $= 1,14$
- ✓ Dari hal 578 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi  $250^\circ\text{F}$ , maka didapatkan  $C_T = 1$
- ✓ Dari tabel 10.16 hal 580 *Machine Design, Deutschman* dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100 spesimen, maka didapatkan  $C_R = 1$

Maka  $S_{ad}$  dapat dihitung :

$$S_{ad} = 200000 \times \frac{1 \times 1,14}{1 \times 1} = 228000 \text{ psi}$$

Syarat aman terhadap keausan adalah jika  $\sigma_c \leq S_{ad}$   
 $224282,79 \text{ psi} \leq 228000 \text{ psi}$

Karena  $\sigma_c \leq S_{ad}$  maka perencanaan gear aman terhadap keausan.

Tabel 4.1 Dimensi Utama Roda Gigi Bevel

No	Karakteristik	Pinion	Gear
1	Lebar gigi	0,8 in	0,8 in
2	Sudut tekan	20° FD	20° FD
3	Diametral pitch	6	6
4	Diameter pitch	1,6667 in	2,6667 in
5	Jumlah gigi	10	16
6	Bahan	Alloy Steels SAE 4640	Alloy Steels SAE 3115
7	$\gamma$	32°	32°
8	Panjang kerucut (L)	1,57 in	1,57 in

#### 4.6 Perencanaan Poros

Dalam konstruksi mesin pengaduk kotoran sapi ini digunakan 4 buah poros. Poros 1 meneruskan daya dari kayuhan sepeda dengan mekanisme rantai dan *sprocket* ke *pinion bevel gear*. Poros 2 mentransmisikan putaran dari *bevel gear* ke *sprocket* 3 dan 4. Poros 3 mentransmisikan daya dari *sprocket* 3 ke *sprocket* 5 untuk menggerakkan *blades* 1. Poros 4 mentransmisikan daya dari *sprocket* 4 ke *sprocket* 6 untuk menggerakkan *blades* 2.

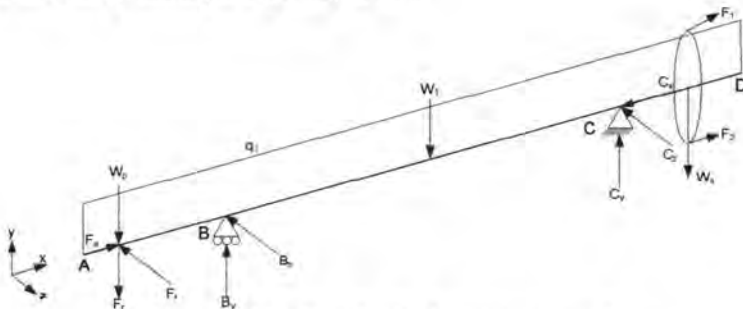
##### 4.6.1 Perencanaan poros 1

Pada poros 1 dipasang *sprocket* 2 dan *pinion bevel gear*. Berikut ini gambar model sistem yang akan dianalisa,



Gambar 4.16 Poros 1

Berikut ini *freebody diagram poros 1*



Gambar 4.17 *Freebody diagram poros 1*

Data awal :

$W_p$  = berat pinion (N) = 1,32 N

$W_s$  = berat sprocket (N) = 2,33 N

$q_1$  = beban terdistribusi poros (N/m) = 13,6 N/m

$F_1$  = gaya tarik rantai (N) = 3,6065 lb = 16,04 N

$F_2$  = gaya tarik rantai (N) = 4,1936 lb = 18,65 N

$F_t$  = gaya tangensial bevel gear (N) = 679,68 lb = 3023,37 N

$F_a$  = gaya aksial bevel gear (N) = 131,093 lb = 583,13 N

$F_r$  = gaya radial bevel gear (N) = 209,79 lb = 933,19 N

$l_1$  = lengan bending  $F_r$ ,  $F_t$  dan  $W_p$  terhadap tumpuan B = 0,01 m

$l_2$  = lengan bending  $W_1$  terhadap tumpuan B = 0,0475 m

$l_3$  = lengan bending  $C_x$  dan  $C_z$  terhadap tumpuan B = 0,07 m

$l_4$  = lengan bending  $F_1$  dan  $F_2$  terhadap tumpuan B = 0,09 m

$l_5$  = lengan bending  $F_1$  dan  $F_2$  terhadap tumpuan C = 0,02 m

$l_6$  = lengan bending  $W_1$  terhadap tumpuan C = 0,0225 m

$l_7$  = lengan bending  $B_y$  terhadap tumpuan C = 0,07 m

$l_8$  = lengan bending  $F_r$  dan  $W_p$  terhadap tumpuan C = 0,08 m

$\theta$  = sudut kemiringan pemasangan rantai =  $30^\circ$



Berdasarkan pada Hukum 1 Newton maka diperoleh reaksi-reaksi pada tumpuan melalui analisa sebagai berikut:

Sumbu x

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_a - C_x = 0$$

$$F_a = C_x = 583,13 \text{ N}$$

Sumbu y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-W_p - F_r + B_y + C_y - W_1 - W_s + F_1 \sin 30 + F_2 \sin 30 = 0$$

$$-1,32 - 933,19 + B_y + C_y - 1,7 - 2,33 + 8,02 + 9,28 = 0$$

$$B_y + C_y = 921,24 \text{ N}$$

Sumbu z

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_t - B_z + C_z - F_1 \cos 30 - F_2 \cos 30 = 0$$

$$3023,37 - B_z + C_z - 13,89 - 16,15 = 0$$

$$-B_z + C_z = -2993,33$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang x-y diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(W_p + F_r)J_1 - W_1J_2 + C_yJ_3 + (F_1 \sin 30 + F_2 \sin 30)J_4 = 0$$

$$(1,32 + 933,19) \cdot 0,01 - 1,7 \cdot 0,0475 + C_y \cdot 0,07 + 17,3 \cdot 0,09 = 0$$

$$C_y \cdot 0,07 = -10,82$$

$$C_y = -154,57 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $C_y$  ke persamaan gaya pada sumbu y diperoleh nilai  $B_y$ ,

$$B_y = 1075,81 \text{ N}$$



Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang x-z diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-F_1 I_1 + C_z I_3 - (F_1 \cos 30 + F_2 \cos 30) I_4 = 0$$

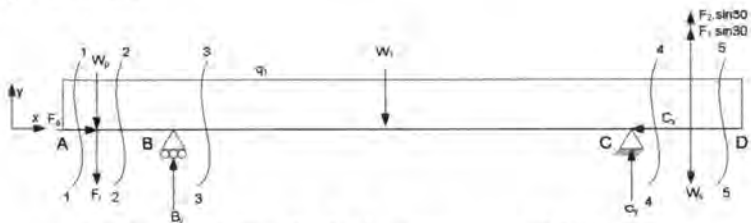
$$-3023,367.0,01 + C_z .0,07 - 30,04.0,09 = 0$$

$$C_z .0,07 = 32,94$$

$$C_z = 470,57 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $C_z$  ke persamaan gaya sumbu z diperoleh nilai  $B_z$ ,

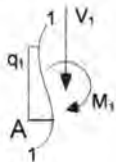
$$B_z = 3463,9 \text{ N}$$



Gambar 4.18 Freebody diagram poros 1 bidang x-y

Tahap selanjutnya adalah menggambar diagram bidang momen dan torsi yang terjadi. Untuk menggambar diagram tersebut perlu menganalisa potongan-potongan diagram berikut. Analisa diagram momen dan torsi dimulai dari bidang x-y terlebih dahulu.

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0m sampai dengan 0.005 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$q_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot x_1^2 - M_1 = 0$$

$$M_1 = 6,8 \cdot x_1^2$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0$$

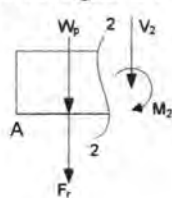
$$x_1 = 0,005 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 0,00017 \text{ Nm}$$

Persamaan di atas merupakan persamaan kuadrat, oleh karenanya perlu diketahui nilai ekstrim dengan mendiferensiasikan persamaan untuk mengetahui posisi nilai ekstrimnya. Turunan pertama dari persamaan tersebut adalah

$$0 = q_1 \cdot x_1$$

Sehingga nilai ekstrim persamaan tersebut berada pada titik (0,0).

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,01 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$\frac{1}{2} q_1 \cdot (0,005 + x_2)^2 + (W_p + F_r) \cdot x_2 - M_2 = 0$$

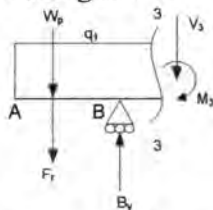
$$M_2 = 6,8 \cdot x_2^2 + 934,578 \cdot x_2 + 0,00017$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = 0,00017 \text{ Nm}$$

$$x_2 = 0,01 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 9,3466 \text{ Nm}$$

### Potongan 3-3



Nilai  $x_3$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,07 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 3-3 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$\frac{1}{2}q_1 \cdot (0,015 + x_3)^2 + (W_p + F_r) \cdot (0,01 + x_3) - B_y \cdot x_3 - M_3 = 0$$

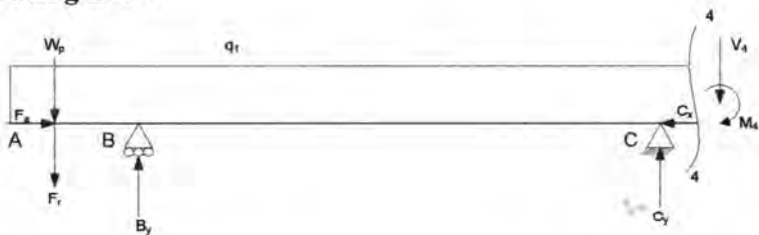
$$M_3 = 6,8 \cdot x_3^2 - 141,096 \cdot x_3 + 9,3466$$

Untuk

$$x_3 = 0 \quad \text{maka } M_3 = 9,3466 \text{ Nm}$$

$$x_3 = 0,07 \text{ m} \quad \text{maka } M_3 = -0,4968 \text{ Nm}$$

#### Potongan 4-4



Nilai  $x_4$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 4-4 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_4 = 0$$

$$\frac{1}{2}q_1 \cdot (0,085 + x_4)^2 + (W_p + F_r) \cdot (0,08 + x_4) - B_y \cdot (0,07 + x_4) + C_y \cdot x_4 - M_4 = 0$$

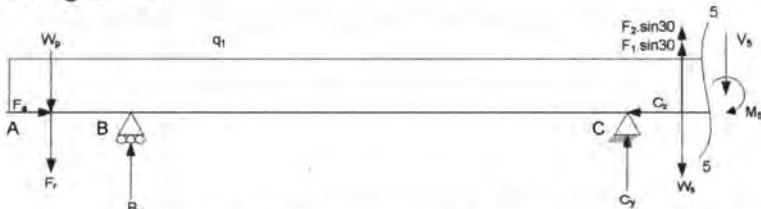
$$M_4 = 6,8 \cdot x_4^2 + 14,426 \cdot x_4 - 0,4968$$

Untuk

$$x_4 = 0 \quad \text{maka } M_4 = -0,4968 \text{ Nm}$$

$$x_4 = 0,02 \text{ m} \quad \text{maka } M_4 = -0,2055 \text{ Nm}$$

### Potongan 5-5



Nilai  $x_5$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 5-5 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_5 = 0$$

$$\frac{1}{2} q_1 \cdot (0,105 + x_5)^2 + (W_p + F_r) \cdot (0,1 + x_5) - B_y \cdot (0,09 + x_5) + C_y \cdot (0,02 + x_5) + (F_1 \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30 - W_s) x_5 - M_5 = 0$$

$$M_5 = 6,8 \cdot x_5^2 + 49,008 \cdot x_5 - 0,2055$$

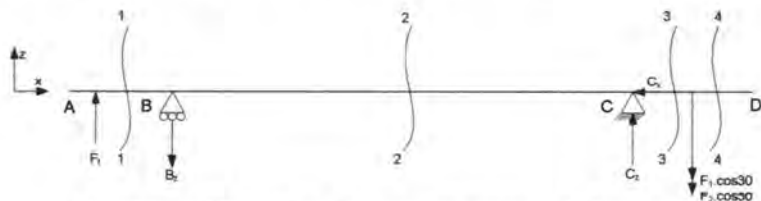
Untuk

$$x_5 = 0 \quad \text{maka } M_5 = -0,2055 \text{ Nm}$$

$$x_5 = 0,02 \text{ m} \quad \text{maka } M_5 = 0,797266 \text{ Nm}$$

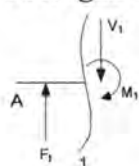
Nilai momen terbesar untuk bidang  $x$ - $y$  adalah pada  $M = 9,3466 \text{ N/m}$ .

Selanjutnya akan ditentukan momen terbesar pada bidang  $x$ - $z$  dengan daerah pemotongan sebagai berikut,



Gambar 4.19 Freebody diagram poros 1 bidang  $x$ - $z$

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0m sampai dengan 0.015 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-F_1(x_1 - 0.005) - M_1 = 0$$

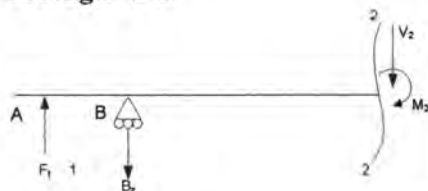
$$M_1 = -3023,37 \cdot x_1 + 15,11685$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 15,11685 \text{ Nm}$$

$$x_1 = 0,015 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = -30,23 \text{ Nm}$$

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.07 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$-F_1(0,01 + x_2) + B_2 \cdot x_2 - M_2 = 0$$

$$M_2 = 440,53x_2 - 30,23$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = -30,23 \text{ Nm}$$

$$x_2 = 0,07 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 0,6034 \text{ Nm}$$

### Potongan 3-3



Nilai  $x_3$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 3-3 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$-F_1 \cdot (0,08 + x_3) + B_z \cdot (0,07 + x_3) - C_z \cdot x_3 - M_3 = 0$$

$$M_3 = -30,34 \cdot x_3 + 0,6034$$

Untuk

$$x_3 = 0 \quad \text{maka } M_3 = 0,6034 \text{ Nm}$$

$$x_3 = 0,02 \text{ m} \quad \text{maka } M_3 = 0,0026 \text{ Nm}$$

#### Potongan 4-4



Nilai  $x_4$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 4-4 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_4 = 0$$

$$-F_1 \cdot (0,1 + x_4) + B_z \cdot (0,09 + x_4) - C_z \cdot (0,02 + x_4)$$

$$+ (F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30) \cdot x_4 - M_4 = 0$$

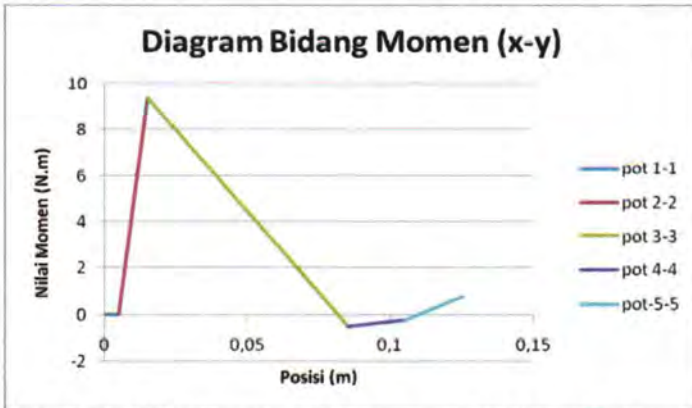
$$M_4 = 0,0026$$

Untuk

$$x_4 = 0 \quad \text{maka } M_4 = 0,0026 \text{ Nm}$$

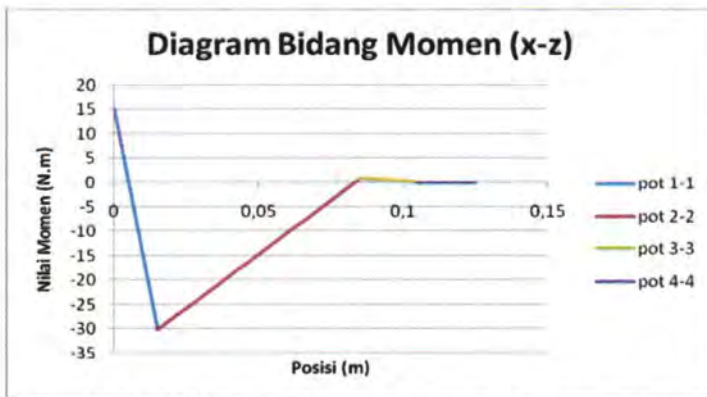
$$x_4 = 0,02 \text{ m} \quad \text{maka } M_4 = 0,0026 \text{ Nm}$$

Diagram bidang momen untuk bidang x-y sebagai berikut,



Gambar 4.20 Diagram bidang momen sumbu x-y poros 1

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_2 = 0,01$  dengan nilai  $M_2 = 9,3466$  N.m. Posisi ini tepat pada tumpuan B, sedangkan diagram bidang momen untuk bidang x-z sebagai berikut,



Gambar 4.21 Diagram bidang momen sumbu x-z poros 1



Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_2 = 0$  dengan nilai  $M_2 = -30,23$  N.m. Posisi ini tepat pada tumpuan B.

Dengan demikian Momen bending total pada posisi D adalah,

$$\begin{aligned}(M_{eq})_B &= \sqrt{(M_B^{xy})^2 + (M_B^{xz})^2} \\ &= \sqrt{(9,3466)^2 + (-30,23)^2} \\ &= 31,64 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Adapun torsi yang terjadi sepanjang poros dianalisa sebagai berikut,

$$F_1 = \text{Gaya tarikan Rantai 1} = 3,6065 \text{ lb} = 16,04 \text{ N}$$

$$F_2 = \text{Gaya tarikan Rantai 1} = 4,1936 \text{ lb} = 18,65 \text{ N}$$

Torsi I titik tarikan rantai 1:

$$\begin{aligned}T_1 &= (18,65 - 16,04) \text{ N} \times 0,042515 \text{ m} \\ &= 0,11096 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Dalam perhitungan selanjutnya dipakai nilai torsi terbesar yaitu  $T_1 = 0,11096$  N.m

Tegangan normal oleh momen bending yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \pm \frac{32(M_{eq})_B}{\pi \cdot d^3} \\ &= \pm \frac{32 \times 31,64 \text{ Nm}}{\pi (0,02)^3} \\ &= \pm 40,3057 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}\sigma_{avg} &= \frac{40,3057 + (-40,3057)}{2} = 0 \\ \sigma_a &= \frac{40,3057 - (-40,3057)}{2} = 40,3057 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tegangan geser yang ditimbulkan akibat torsi adalah,

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{16.T_1}{\pi.d^3} \\ &= \frac{16 \times 0,11096 Nm}{\pi.(0,02m)^3} \\ &= 0,070675 MPa\end{aligned}$$

Jika bahan poros adalah ST 60, yakni bahan standard untuk konstruksi las umum termasuk poros. Dimana material tersebut memiliki sifat fisik:

$$S_{yp} = 375 MPa$$

$$S_u = 795 MPa$$

Sehingga nilai *Endurance Limit*  $S'_n$  adalah

$$S'_n \cong 0,5 \times S_u \cong 397,5 MPa$$

$$S'_{ns} \cong 0,29 \times S_u \cong 230,55 MPa$$

Poros dirancang dengan tingkat ketahanan 95% dengan nilai D.M.F sebesar 1,64 maka nilai factor pengurangan *fatigue strength*  $C_R$  adalah

$$C_R = 1 - 0,08(D.M.F)$$

$$= 1 - 0,08(1,64)$$

$$= 0,869$$

Faktor lain yang menjadi pertimbangan juga antara lain faktor ukuran  $C_s$  bernilai 0,7. Poros tersebut dikerjakan dengan *machining* dan *surface finish*-nya juga menggunakan *machining* sehingga nilai factor *surface finish*  $C_F$  bernilai 0,76. Poros tidak terkena proses pengelasan sehingga nilai factor koreksi untuk pengelasan  $C_W$  bernilai 1 dan  $C_T$  bernilai 1. Nilai factor kelelahan tegangan karena bending  $K_f$  bernilai 1,6. Nilai factor kelelahan tegangan karena torsi 1,3. Maka besarnya *endurance limit* yang bekerja pada poros adalah,

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_n$$

$$= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot 397,5 = 114,854 \text{ MPa}$$

$$S_{es} = C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_{fs}} \cdot S'_{ns}$$

$$= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 230,55 = 81,988 \text{ MPa}$$

Poros tersebut mendapatkan beban berubah. Dengan mengacu pada *Maximum Shear Theory of Failure* maka nilai tegangan geser maksimum  $\tau_{\max}$  dengan nilai factor keselamatan 1,5 sebesar,

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{1}{4} \left( \sigma_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + \left( \tau_{avg} + \frac{S_{syp}}{S_{es}} \tau_a \right)^2}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{4} \left( 0 + \frac{375}{114,854} \cdot 40,3057 \right)^2 + (0,070675 + 0)^2}$$

$$= 65,7994 \text{ MPa}$$

Kriteria keamanan menurut teori ini bila memenuhi kaidah berikut,

$$\tau_{\max} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

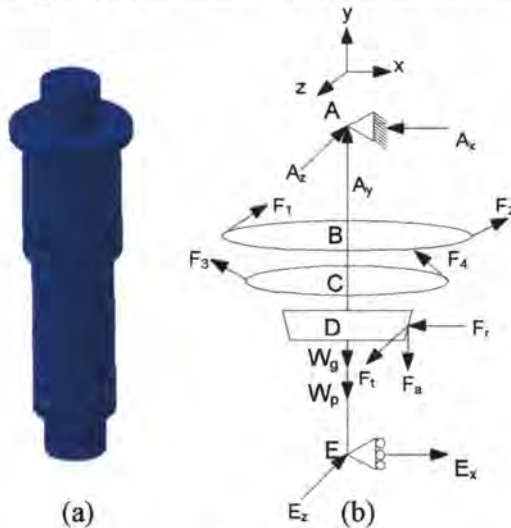
Dimana,

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = 125 \text{ MPa}$$

Maka poros dengan diameter 20 mm dinyatakan aman untuk poros 1.

#### 4.6.2 Perencanaan poros 2

Pada poros 2 dipasang sprocket 3, sprocket 4 dan bevel gear. Berikut ini gambar model sistem yang akan dianalisa,



Gambar 4.22 (a) Poros 2, (b) Freebody diagram poros 2

Data awal :

$$W_p = \text{berat poros (N)} = 2,43 \text{ N}$$

$$W_g = \text{berat gear (N)} = 9,06 \text{ N}$$

$$F_1 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 6,72 \text{ lb} = 29,89 \text{ N}$$

$$F_2 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 7,39 \text{ lb} = 32,87 \text{ N}$$

$$F_3 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 7,32 \text{ lb} = 32,56 \text{ N}$$

$$F_4 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 5,05 \text{ lb} = 22,46 \text{ N}$$

$$F_t = \text{gaya tangensial bevel gear (N)} = 679,68 \text{ lb} = 3023,367 \text{ N}$$

$$F_a = \text{gaya aksial bevel gear (N)} = 209,79 \text{ lb} = 933,19 \text{ N}$$

$$F_r = \text{gaya radial bevel gear (N)} = 131,093 \text{ lb} = 583,13 \text{ N}$$

$l_1$  = lengan bending A terhadap tumpuan E = 0,09 m

$l_2$  = lengan bending B terhadap tumpuan E = 0,075 m

$l_3$  = lengan bending C terhadap tumpuan E = 0,06 m

$l_4$  = lengan bending D terhadap tumpuan E = 0,04 m

Berdasarkan pada Hukum I Newton maka diperoleh reaksi-reaksi pada tumpuan melalui analisa sebagai berikut:

Sumbu x

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30 - F_3 \sin 10 - F_4 \cdot \sin 10 - A_x + E_x = 0$$

$$A_x - E_x = 21,82 \text{ N}$$

Sumbu y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - W_g - W_p - F_a = 0$$

$$A_y = 221,28 \text{ N}$$

Sumbu z

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30 + F_3 \cos 10 + F_4 \cdot \cos 10 - F_l + A_z + E_z = 0$$

$$A_z + E_z = 2914,8341$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan E untuk bidang x-y diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_E = 0$$

$$A_x l_1 - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) l_2 + (F_3 \cdot \sin 10 + F_4 \cdot \sin 10) l_3 + F_r \cdot l_4 - M_a = 0$$

$$0,09 \cdot A_x = -15,6845$$

$$A_x = -174,2726 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_x$  ke persamaan gaya pada sumbu x diperoleh nilai  $B_x$ ,

$$E_x = -196,0926 \text{ N}$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan E untuk bidang y-z diperoleh sebagai berikut,

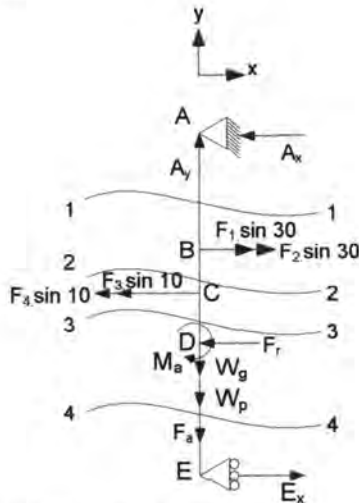
$$\Sigma M_E = 0$$

$$A_z J_1 - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) J_2 - (F_3 \cdot \sin 10 + F_4 \cdot \sin 10) J_3 + F_t J_4 = 0$$

$$A_z = 1262,3027 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_z$  ke persamaan gaya pada sumbu z diperoleh nilai  $E_z$ ,

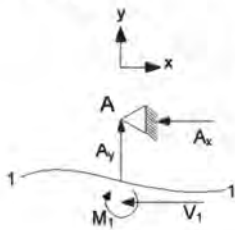
$$E_z = 1652,5317 \text{ N}$$



Gambar 4.23 Freebody diagram poros 2 bidang x-y

Tahap selanjutnya adalah menggambar diagram bidang momen dan torsi yang terjadi. Untuk menggambar diagram tersebut perlu menganalisa potongan-potongan diagram berikut. Analisa diagram momen dan torsi dimulai dari bidang x-y terlebih dahulu.

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,015 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$A_x \cdot x_1 - M_1 = 0$$

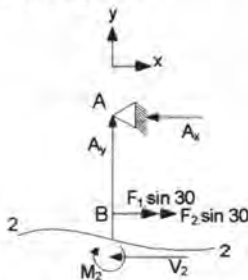
$$M_1 = A_x \cdot x_1 = -174,2726 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0$$

$$x_1 = 0,015 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = -2,6140 \text{ Nm}$$

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.015 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$A_x(0,015 + x_2) - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) \cdot x_2 - M_2 = 0$$

$$M_2 = -2,6140 - 205,6376 \cdot x_2$$

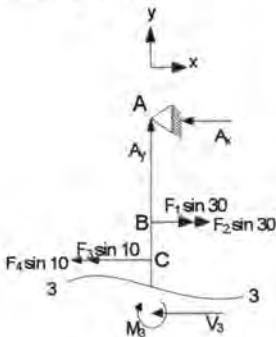
Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = -2,6140 \text{ Nm}$$

$$x_2 = 0,015 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = -5,6986 \text{ Nm}$$



### Potongan 3-3



Nilai  $x_3$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 3-3 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$A_x(0,03 + x_3) - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) \cdot (0,015 + x_3) + (F_3 \sin 10 + F_4 \cdot \sin 10) \cdot x_3 - M_3 = 0$$

$$M_3 = -5,6986 - 12,575975 \cdot x_3$$

Untuk

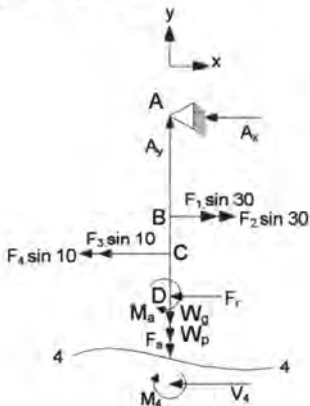
$$x_3 = 0$$

maka  $M_3 = -5,6986$  Nm

$$x_3 = 0,02 \text{ m}$$

maka  $M_3 = -9,6203$  Nm

### Potongan 4-4



Nilai  $x_4$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,04 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 4-4 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_4 = 0$$

$$A_x(0,05 + x_3) - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) \cdot (0,035 + x_3) + (F_3 \sin 10 + F_4 \cdot \sin 10) \cdot (0,02 + x_3) - M_a - M_4 = 0$$

$$M_4 = -15,4818 - 196,0835 \cdot x_4$$

Untuk

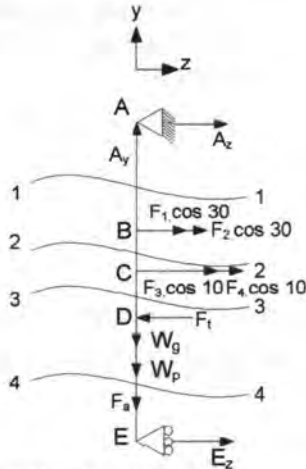
$$x_4 = 0$$

maka  $M_4 = -15,4818$  Nm

$$x_4 = 0,04 \text{ m}$$

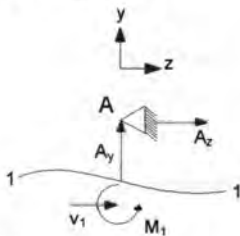
maka  $M_4 = -23,3252$  Nm

Selanjutnya akan ditentukan momen terbesar pada bidang y-z dengan daerah pemotongan sebagai berikut,



Gambar 4.24 Freebody diagram poros 2 bidang y-z

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,015 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$A_z \cdot x_1 - M_1 = 0$$

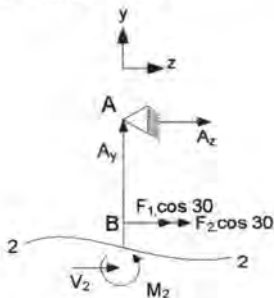
$$M_1 = 1262,3027 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0 \text{ Nm}$$

$$x_1 = 0,015 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 18,9345 \text{ Nm}$$

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,015 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$A_z \cdot (0,015 + x_2) + (F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30) \cdot x_2 - M_2 = 0$$

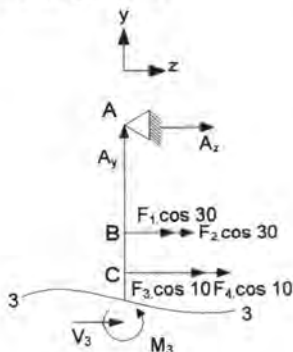
$$M_2 = 18,9345 + 1316,6545 \cdot x_2$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = 18,9345 \text{ Nm}$$

$$x_2 = 0,015 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 38,6843 \text{ Nm}$$

### Potongan 3-3



Nilai  $x_3$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,02 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 3-3 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$A_z \cdot (0,03 + x_3) + (F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30) \cdot (0,015 + x_3) + (F_3 \cdot \cos 10 + F_4 \cdot \cos 10) \cdot x_3 - M_3 = 0$$

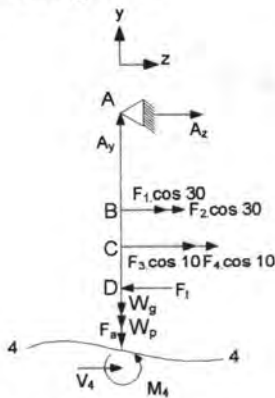
$$M_3 = 38,6843 + 1370,8386 \cdot x_3$$

Untuk

$$x_3 = 0 \quad \text{maka } M_3 = 38,6843 \text{ Nm}$$

$$x_3 = 0,02 \text{ m} \quad \text{maka } M_3 = 66,1011 \text{ Nm}$$

### Potongan 4-4



Nilai  $x_4$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,04 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 4-4 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_4 = 0$$

$$A_z \cdot (0,05 + x_4) + (F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30)$$

$$\cdot (0,035 + x_4) + (F_3 \cdot \cos 10 + F_4 \cdot \cos 10)$$

$$\cdot (0,02 + x_4) - F_1 \cdot x_4 - M_4 = 0$$

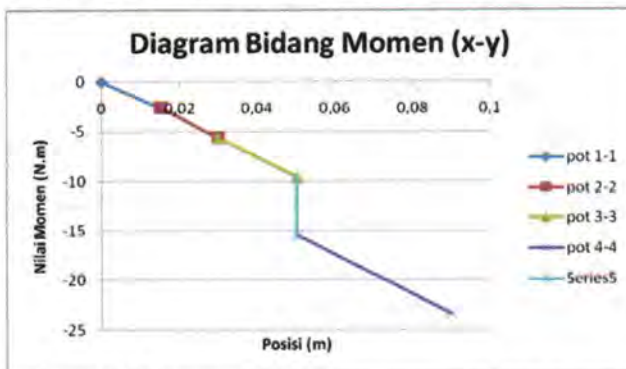
$$M_4 = 66,1011 - 1652,5284 \cdot x_4$$

Untuk

$$x_4 = 0 \quad \text{maka } M_4 = 66,1011 \text{ Nm}$$

$$x_4 = 0,04 \text{ m} \quad \text{maka } M_4 = -0,000036 \text{ Nm}$$

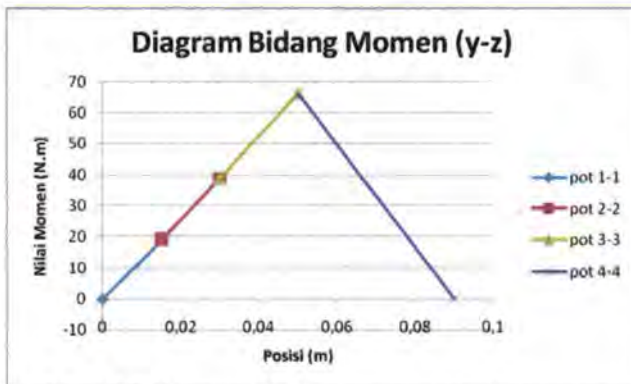
Diagram bidang momen untuk bidang x-y sebagai berikut,



Gambar 4.25 Diagram bidang momen sumbu x-y poros 2

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_4 = 0,04$  dengan nilai  $M_4 = -23,3252 \text{ N.m}$ . Posisi ini tepat pada tumpuan

E. Sedangkan diagram bidang momen untuk bidang y-z sebagai berikut,



Gambar 4.26 Diagram bidang momen sumbu y-z poros 2

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_4 = 0$  dengan nilai  $M_4 = 66,1011$  N.m.

Dengan demikian Momen bending total pada posisi E adalah,

$$\begin{aligned} (M_{eq})_D &= \sqrt{(M_D^{xy})^2 + (M_D^{yz})^2} \\ &= \sqrt{(-15,4818)^2 + (66,1011)^2} \\ &= 67,8899 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Adapun torsi yang terjadi sepanjang poros dianalisa sebagai berikut,

Torsi 1 pada *sprocket* 3:

$$\begin{aligned} T_1 &= (32,56 - 22,46)N \times 0,033445 \text{ m} \\ &= 0,3378 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Torsi 2 pada *sprocket* 4:

$$\begin{aligned} T_2 &= (32,78 - 29,89)N \times 0,03647 \text{ m} \\ &= 0,1087 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Torsi 3 akibat Gaya Tangensial ( $F_t$ ) pada *bevel gear*:

$$\begin{aligned}T_3 &= 3023,367N \times 0,03386 m \\ &= 102,3712 N.m\end{aligned}$$

Dalam perhitungan selanjutnya dipakai nilai torsi terbesar yaitu

$$T_3 = 102,3712 Nm$$

Tegangan normal oleh momen bending yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \pm \frac{32(M_{eq})_D}{\pi.d^3} \\ &= \pm \frac{32 \times 67,8899 Nm}{\pi(0,025)^3} \\ &= \pm 44,2798 MPa\end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}\sigma_{avg} &= \frac{44,2798 + (-44,2798)}{2} = 0 \\ \sigma_a &= \frac{44,2798 - (-44,2798)}{2} = 44,2798 MPa\end{aligned}$$

Tegangan geser yang ditimbulkan akibat torsi adalah,

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{16.T_3}{\pi.d^3} \\ &= \frac{16 \times 102,3712 Nm}{\pi.(0,025 m)^3} \\ &= 33,3847 MPa\end{aligned}$$

Jika bahan poros adalah ST 60, yakni bahan standard untuk konstruksi las umum termasuk poros. Dimana material tersebut memiliki sifat fisik:

$$S_{yp} = 375 MPa$$

$$S_u = 795 MPa$$

Sehingga nilai *Endurance Limit*  $S'_n$  adalah

$$S'_n \cong 0,5 \times S_u \cong 397,5 MPa$$

$$S'_{ns} \cong 0,29 \times S_u \cong 230,55 MPa$$

Poros dirancang dengan tingkat ketahanan 95% dengan nilai D.M.F sebesar 1,64 maka nilai factor pengurangan *fatigue strength*  $C_R$  adalah

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,08(D.M.F) \\ &= 1 - 0,08(1,64) \\ &= 0,869 \end{aligned}$$

Faktor lain yang menjadi pertimbangan juga antara lain faktor ukuran  $C_S$  bernilai 0,7. Poros tersebut dikerjakan dengan *machining* dan *surface finish*-nya juga menggunakan *machining* sehingga nilai factor *surface finish*  $C_F$  bernilai 0,76. Poros tidak terkena proses pengelasan sehingga nilai factor koreksi untuk pengelasan  $C_W$  bernilai 1 dan  $C_T$  bernilai 1. Nilai factor kelelahan tegangan karena bending  $K_f$  bernilai 1,6. Nilai factor kelelahan tegangan karena torsi 1,3. Maka besarnya *endurance limit* yang bekerja pada poros adalah,

$$\begin{aligned} S_e &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_n \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot 397,5 = 114,854 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{es} &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_{fs}} \cdot S'_{ns} \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 230,55 = 81,988 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Poros tersebut mendapatkan beban berubah. Dengan mengacu pada *Maximum Shear Theory of Failure* maka nilai tegangan geser maksimum  $\tau_{\max}$  dengan nilai factor keselamatan 1,5 sebesar,

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{1}{4} \left( \sigma_{\text{avg}} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + \left( \tau_{\text{avg}} + \frac{S_{yp}}{S_{es}} \tau_a \right)^2}$$



$$= \sqrt{\frac{1}{4} \left( 0 + \frac{375}{114,854} \cdot 44,2798 \right)^2 + (33,3847 + 0)^2}$$

$$= 79,6239 \text{ MPa}$$

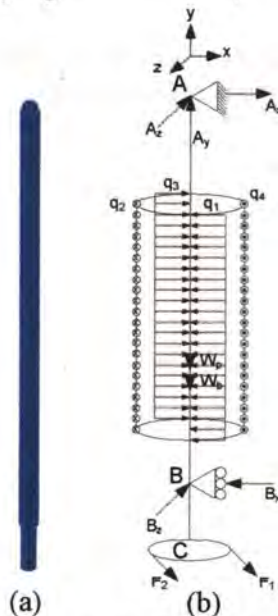
Kriteria keamanan menurut teori ini bila memenuhi kaidah berikut,

$$\tau_{\max} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} \quad \text{Dimana, } \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = 125 \text{ MPa}$$

Maka poros dengan diameter 25 mm dinyatakan aman untuk poros 2.

#### 4.6.3 Perencanaan poros 3

Pada poros 3 dipasang *sprocket* 4 dan *blades*. Berikut ini gambar model sistem yang akan dianalisa,



Gambar 4.27 (a) Poros 3, (b) Freebody diagram poros 3

Pada *Freebody diagram* diatas terlihat bahwa gaya distribusi dari blades membentuk momen kopel yang saling menghilangkan sehingga untuk analisa poros ini gaya yang bekerja hanya akibat gaya rantai dan momen tosi akibat gaya kopel.

Data awal :

$$W_p = \text{berat poros (N)} = 25,49 \text{ N}$$

$$W_b = \text{berat blades (N)} = 62,02 \text{ N}$$

$$F_1 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 6,72 \text{ lb} = 29,89 \text{ N}$$

$$F_2 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 7,39 \text{ lb} = 32,87 \text{ N}$$

$$l_1 = \text{lengan bending A terhadap tumpuan B} = 0,67 \text{ m}$$

$$l_2 = \text{lengan bending C terhadap tumpuan B} = 0,04 \text{ m}$$

Berdasarkan pada Hukum 1 Newton maka diperoleh reaksi-reaksi pada tumpuan melalui analisa sebagai berikut:

Sumbu x

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_1 \cdot \sin 10 + F_2 \cdot \sin 10 + A_x - B_x = 0$$

$$-A_x + B_x = 9,5541 \text{ N}$$

Sumbu y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - W_p - W_b = 0$$

$$A_y = 87,51 \text{ N}$$

Sumbu z

$$\Sigma F_z = 0$$

$$B_z - A_z - F_1 \cdot \cos 10 - F_2 \cdot \cos 10 = 0$$

$$B_z - A_z = 54,1841 \text{ N}$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang x-y diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-A_x J_1 + (F_1 \cdot \sin 10^\circ + F_2 \cdot \sin 10^\circ) J_2 = 0$$

$$A_x = 0,5704 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_x$  ke persamaan gaya sumbu x diperoleh nilai  $B_x$ ,

$$B_x = 10,1245 \text{ N}$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang y-z diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$A_z J_1 - (F_1 \cdot \cos 10^\circ + F_2 \cdot \cos 10^\circ) J_2 = 0$$

$$A_z = 3,2349 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_z$  ke persamaan gaya sumbu z diperoleh nilai  $B_z$ ,

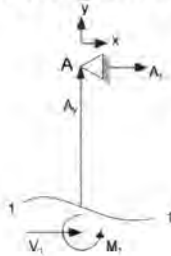
$$B_z = 57,419 \text{ N}$$



Gambar 4.28 Freebody diagram poros 3 bidang x-y

Tahap selanjutnya adalah menggambar diagram bidang momen dan torsi yang terjadi. Untuk menggambar diagram bidang tersebut perlu menganalisa potongan-potongan diagram berikut. Analisa diagram momen dan torsi dimulai dari bidang x-y terlebih dahulu.

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,67 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,  
 $\Sigma M_1 = 0$

$$A_x \cdot x_1 - M_1 = 0$$

$$M_1 = A_x \cdot x_1 = 0,5704 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0$$

$$x_1 = 0,67 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 0,3822 \text{ Nm}$$

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,04 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,  
 $\Sigma M_2 = 0$

$$A_x(0,67 + x_2) - B_x \cdot x_2 - M_2 = 0$$

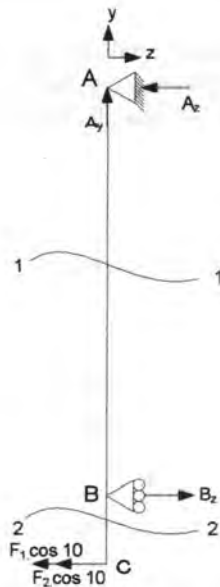
$$M_2 = 0,3822 - 9,5541 \cdot x_2$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = 0,3822 \text{ Nm}$$

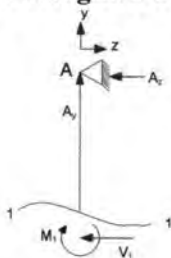
$$x_2 = 0,04 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 0,000036 \text{ Nm}$$

Selanjutnya akan ditentukan momen terbesar pada bidang y-z dengan daerah pemotongan sebagai berikut,



Gambar 4.29 Freebody diagram poros 3 bidang y-z

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,67 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$A_z \cdot x_1 - M_1 = 0$$

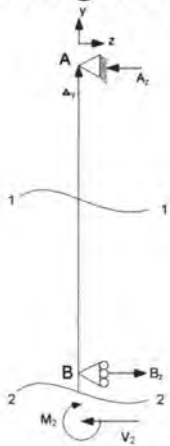
$$M_1 = 3,2349 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0 \text{ Nm}$$

$$x_1 = 0,67 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 2,1674 \text{ Nm}$$

**Potongan 2-2**



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.04 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$A_z \cdot (0,67 + x_2) - B_z \cdot x_2 - M_2 = 0$$

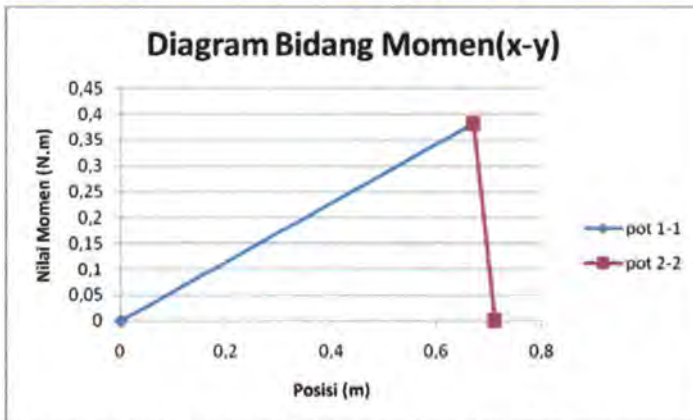
$$M_2 = 2,1674 - 54,1841 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = 2,1674 \text{ Nm}$$

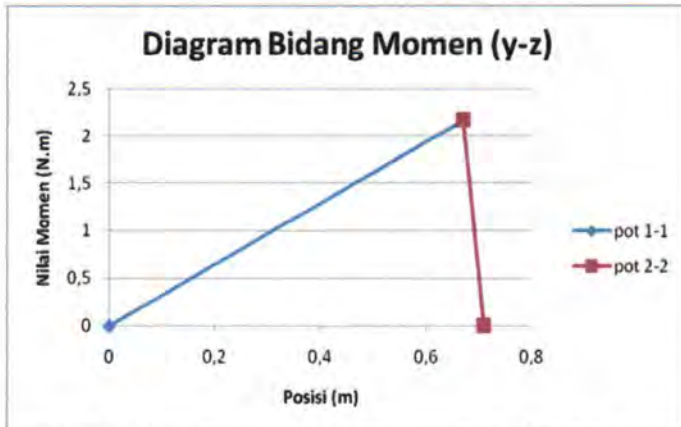
$$x_2 = 0,04 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 0,000036 \text{ Nm}$$

Diagram bidang momen untuk bidang x-y sebagai berikut,



Gambar 4.30. Diagram bidang momen sumbu x-y poros 3

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_1 = 0,67$  dengan nilai  $M_1 = 0,3822 \text{ N.m}$ . Posisi ini tepat pada tumpuan B. Sedangkan diagram bidang momen untuk bidang y-z sebagai berikut,



Gambar 4.31. Diagram bidang momen sumbu y-z poros 3

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_1 = 0,67$  dengan nilai  $M_1 = 2,1674$  N.m.

Dengan demikian Momen bending total pada posisi D adalah,

$$\begin{aligned} (M_{eq})_B &= \sqrt{(M_B^{xy})^2 + (M_B^{yz})^2} \\ &= \sqrt{(0,3822)^2 + (2,1674)^2} \\ &= 2,2 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Adapun torsi yang terjadi sepanjang poros dianalisa sebagai berikut,

Torsi I titik tarikan rantai 1:

$$\begin{aligned} T_1 &= (32,56 - 22,46)N \times 0,0359625 \text{ m} \\ &= 0,5071 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Torsi Akibat Momen Kopel

$$T_2 = 4 \times 0,1795 \text{ N.m} = 0,718 \text{ N.m}$$

Dalam perhitungan selanjutnya dipakai nilai torsi terbesar yaitu  $T = 0,718 \text{ Nm}$



Tegangan normal oleh momen bending yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \pm \frac{32(M_{eq})_D}{\pi \cdot d^3} \\ &= \pm \frac{32 \times 2,2 \text{ Nm}}{\pi (0,025)^3} \\ &= \pm 1,4349 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}\sigma_{avg} &= \frac{1,4349 + (-1,4349)}{2} = 0 \\ \sigma_a &= \frac{1,4349 - (-1,4349)}{2} = 1,4349 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tegangan geser yang ditimbulkan akibat torsi adalah,

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d^3} \\ &= \frac{16 \times 0,718 \text{ Nm}}{\pi \cdot (0,025 \text{ m})^3} \\ &= 0,2341 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Jika bahan poros adalah ST 60, yakni bahan standard untuk konstruksi las umum termasuk poros. Dimana material tersebut memiliki sifat fisik:

$$S_{yp} = 375 \text{ MPa}$$

$$S_u = 795 \text{ MPa}$$

Sehingga nilai *Endurance Limit*  $S'_n$  adalah

$$S'_n \cong 0,5 \times S_u \cong 397,5 \text{ MPa}$$

$$S'_{ns} \cong 0,29 \times S_u \cong 230,55 \text{ MPa}$$

Poros dirancang dengan tingkat ketahanan 95% dengan nilai D.M.F sebesar 1,64 maka nilai factor pengurangan *fatigue strength*  $C_R$  adalah

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,08(D.M.F) \\ &= 1 - 0,08(1,64) \\ &= 0,869 \end{aligned}$$

Faktor lain yang menjadi pertimbangan juga antara lain faktor ukuran  $C_S$  bernilai 0,7. Poros tersebut dikerjakan dengan *machining* dan *surface finish*-nya juga menggunakan *machining* sehingga nilai factor *surface finish*  $C_F$  bernilai 0,76. Poros tidak terkena proses pengelasan sehingga nilai factor koreksi untuk pengelasan  $C_W$  bernilai 1 dan  $C_T$  bernilai 1. Nilai factor kelelahan tegangan karena bending  $K_f$  bernilai 1,6. Nilai factor kelelahan tegangan karena torsi 1,3. Maka besarnya *endurance limit* yang bekerja pada poros adalah,

$$\begin{aligned} S_e &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_n \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot 397,5 = 114,854 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{es} &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_{fs}} \cdot S'_{ns} \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 230,55 = 81,988 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Poros tersebut mendapatkan beban berubah. Dengan mengacu pada *Maximum Shear Theory of Failure* maka nilai tegangan geser maksimum  $\tau_{\max}$  dengan nilai factor keselamatan 1,5 sebesar,

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\frac{1}{4} \left( \sigma_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + \left( \tau_{avg} + \frac{S_{syp}}{S_{es}} \tau_a \right)^2} \\ &= \sqrt{\frac{1}{4} \left( 0 + \frac{375}{114,854} \cdot 1,4349 \right)^2 + (0,2341 + 0)^2} \\ &= 2,3541 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Kriteria keamanan menurut teori ini bila memenuhi kaidah berikut,

$$\tau_{\max} \leq \frac{0,5.S_{yp}}{N}$$

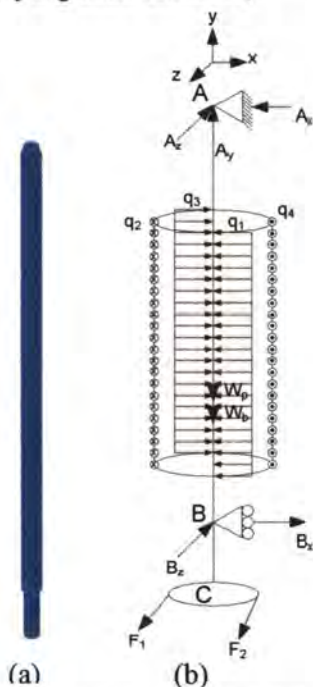
Dimana,

$$\frac{0,5.S_{yp}}{N} = 125MPa$$

Maka poros dengan diameter 25 mm dinyatakan aman untuk poros 3

#### 4.6.4 Perencanaan poros 4

Pada poros 4 dipasang blades dan sprocket 6. Berikut ini gambar model sistem yang akan dianalisa,



Gambar 4.32 (a) Poros 4, (B) Freebody diagram poros 4

Pada *Freebody diagram* diatas terlihat bahwa gaya distribusi dari blades membentuk momen kopel yang saling menghilangkan sehingga untuk analisa poros ini gaya yang bekerja hanya akibat gaya rantai dan momen torsi akibat gaya kopel.

Data awal :

$$W_p = \text{berat poros (N)} = 25,49 \text{ N}$$

$$W_b = \text{berat blades (N)} = 6,202 \text{ N}$$

$$F_1 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 6,72 \text{ lb} = 29,89 \text{ N}$$

$$F_2 = \text{gaya tarik rantai (N)} = 7,39 \text{ lb} = 32,87 \text{ N}$$

$$l_1 = \text{lengan bending A terhadap tumpuan B} = 0,67 \text{ m}$$

$$l_2 = \text{lengan bending C terhadap tumpuan B} = 0,03 \text{ m}$$

Berdasarkan pada Hukum 1 Newton maka diperoleh reaksi-reaksi pada tumpuan melalui analisa sebagai berikut:

Sumbu x

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_1 \cdot \sin 30 - F_2 \cdot \sin 30 - A_x + B_x = 0$$

$$-A_x + B_x = 31,38 \text{ N}$$

Sumbu y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - W_p - W_b = 0$$

$$A_y = 87,51 \text{ N}$$

Sumbu z

$$\Sigma F_z = 0$$

$$B_z - A_z - F_1 \cdot \cos 30 - F_2 \cdot \cos 30 = 0$$

$$B_z - A_z = 54,3518 \text{ N}$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang x-y diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$A_x J_1 - (F_1 \cdot \sin 30 + F_2 \cdot \sin 30) J_2 = 0$$

$$0,67 \cdot A_x = 0,9414$$

$$A_x = 1,4051 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_x$  ke persamaan gaya sumbu x diperoleh nilai  $B_x$ ,

$$B_x = 32,7851 \text{ N}$$

Keseimbangan momen terhadap tumpuan B untuk bidang y-z diperoleh sebagai berikut,

$$\Sigma M_B = 0$$

$$A_z J_1 - (F_1 \cdot \cos 30 + F_2 \cdot \cos 30) J_2 = 0$$

$$A_z = 2,4337 \text{ N}$$

Sehingga dengan memasukkan nilai  $A_z$  ke persamaan gaya sumbu z diperoleh nilai  $B_z$ ,

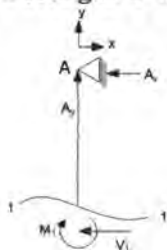
$$B_z = 56,7855 \text{ N}$$



Gambar 4.33 Freebody diagram poros 4 bidang x-y

Tahap selanjutnya adalah menggambar diagram bidang momen dan torsi yang terjadi. Untuk menggambar diagram tersebut perlu menganalisa potongan-potongan diagram berikut. Analisa diagram momen dan torsi dimulai dari bidang x-y terlebih dahulu.

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,67 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$A_x \cdot x_1 - M_1 = 0$$

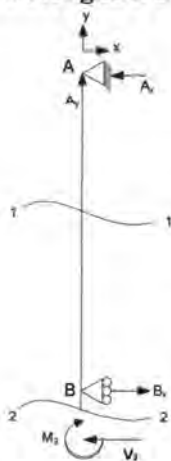
$$M_1 = A_x \cdot x_1 = 1,4051 \cdot x_1$$

Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0$$

$$x_1 = 0,67 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 0,9414 \text{ N}$$

### Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,03 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$A_x(0,67 + x_2) - B_x \cdot x_2 - M_2 = 0$$

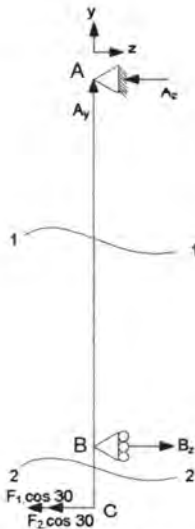
$$M_2 = 0,9414 - 30,9136 \cdot x_2$$

Untuk

$$x_2 = 0 \quad \text{maka } M_2 = 0,9414 \text{ Nm}$$

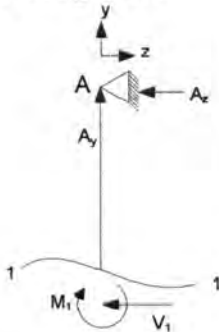
$$x_2 = 0,03 \text{ m} \quad \text{maka } M_2 = 0,0139 \text{ Nm}$$

Selanjutnya akan ditentukan momen terbesar pada bidang y-z dengan daerah pemotongan sebagai berikut,



Gambar 4.34 Freebody diagram poros 4 bidang y-z

### Potongan 1-1



Nilai  $x_1$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0,67 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 1-1 adalah sebagai berikut.

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$A_z \cdot x_1 - M_1 = 0$$

$$M_1 = 2,4337 \cdot x_1$$

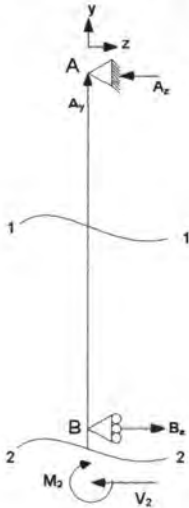
Untuk

$$x_1 = 0 \quad \text{maka } M_1 = 0 \text{ Nm}$$

$$x_1 = 0,67 \text{ m} \quad \text{maka } M_1 = 1,6306 \text{ Nm}$$



## Potongan 2-2



Nilai  $x_2$  berada dalam jangkauan 0 m sampai dengan 0.03 m. Persamaan momen yang ada pada potongan 2-2 adalah sebagai berikut,

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$A_z \cdot (0,67 + x_2) - B_z \cdot x_2 - M_2 = 0$$

$$M_2 = 1,6306 - 54,3518 \cdot x_2$$

Untuk

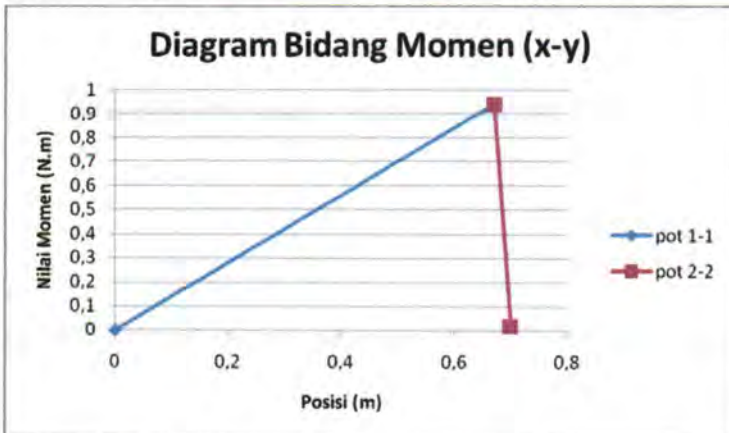
$$x_2 = 0$$

$$\text{maka } M_2 = 1,6306 \text{ Nm}$$

$$x_2 = 0,04 \text{ m}$$

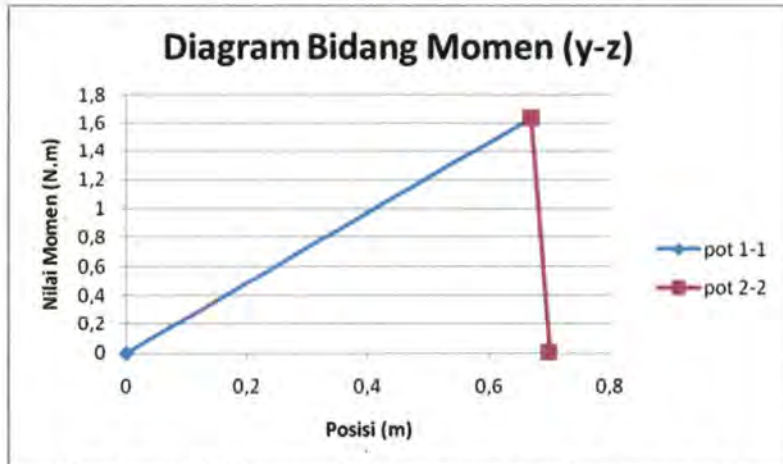
$$\text{maka } M_2 = 0,000046 \text{ Nm}$$

Diagram bidang momen untuk bidang x-y sebagai berikut,



Gambar 4.35 Diagram bidang momen sumbu x-y poros 4

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_1 = 0,67$  dengan nilai  $M_1 = 1,4051$  N.m. Posisi ini tepat pada tumpuan B. Sedangkan diagram bidang momen untuk bidang  $y-z$  sebagai berikut,



Gambar 4.36 Diagram bidang momen sumbu  $x-z$  poros 4

Nilai tertinggi momen bending berada pada posisi  $x_1 = 0,67$  dengan nilai  $M_1 = 1,6306$  N.m.

Dengan demikian Momen bending total pada posisi D adalah,

$$\begin{aligned} (M_{eq})_B &= \sqrt{(M_B^{xy})^2 + (M_B^{yz})^2} \\ &= \sqrt{(1,4051)^2 + (1,6306)^2} \\ &= 2,1525 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Adapun torsi yang terjadi sepanjang poros dianalisa sebagai berikut,

Torsi I titik tarikan rantai 1:

$$\begin{aligned} T_1 &= (32,87 - 29,89)N \times 0,033445 \text{ m} \\ &= 0,0997 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Torsi 2 akibat Gaya Kopel:

$$T_2 = 4 \times 0,4521 \text{ N.m} = 1,8087 \text{ N.m}$$

Dalam perhitungan selanjutnya dipakai nilai torsi terbesar yaitu

$$T = 2,4152 \text{ Nm}$$

Tegangan normal oleh momen bending yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \pm \frac{32(M_{eq})_D}{\pi.d^3} \\ &= \pm \frac{32 \times 2,1525 \text{ Nm}}{\pi(0,025)^3} \\ &= \pm 1,4039 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}\sigma_{avg} &= \frac{1,4039 + (-1,4039)}{2} = 0 \\ \sigma_a &= \frac{1,4039 - (-1,4039)}{2} = 1,4039 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tegangan geser yang ditimbulkan akibat torsi adalah,

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{16.T_2}{\pi.d^3} \\ &= \frac{16 \times 1,8087 \text{ Nm}}{\pi.(0,025 \text{ m})^3} \\ &= 0,5898 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Jika bahan poros adalah ST 60, yakni bahan standard untuk konstruksi las umum termasuk poros. Dimana material tersebut memiliki sifat fisik:

$$S_{yp} = 375 \text{ MPa}$$

$$S_u = 795 \text{ MPa}$$

Sehingga nilai *Endurance Limit*  $S'_n$  adalah

$$S'_n \cong 0.5 \times S_u \cong 397,5 \text{ MPa}$$

$$S'_{ns} \cong 0,29 \times S_u \cong 230,55 \text{ Mpa}$$

Poros dirancang dengan tingkat ketahanan 95% dengan nilai D.M.F sebesar 1,64 maka nilai factor pengurangan *fatigue strength*  $C_R$  adalah

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,08(D.M.F) \\ &= 1 - 0,08(1,64) \\ &= 0,869 \end{aligned}$$

Faktor lain yang menjadi pertimbangan juga antara lain faktor ukuran  $C_S$  bernilai 0,7. Poros tersebut dikerjakan dengan *machining* dan *surface finish*-nya juga menggunakan *machining* sehingga nilai factor *surface finish*  $C_F$  bernilai 0,76. Poros tidak terkena proses pengelasan sehingga nilai factor koreksi untuk pengelasan  $C_W$  bernilai 1 dan  $C_T$  bernilai 1. Nilai factor kelelahan tegangan karena bending  $K_f$  bernilai 1,6. Nilai factor kelelahan tegangan karena torsi 1,3. Maka besarnya *endurance limit* yang bekerja pada poros adalah,

$$\begin{aligned} S_e &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_u \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot 397,5 = 114,854 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{es} &= C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_W \cdot \frac{1}{K_{fs}} \cdot S'_{ns} \\ &= 0,869 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot 230,55 = 81,988 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Poros tersebut mendapatkan beban berubah. Dengan mengacu pada *Maximum Shear Theory of Failure* maka nilai tegangan geser maksimum  $\tau_{max}$  dengan nilai factor keselamatan 1,5 sebesar,

$$\tau_{max} = \sqrt{\frac{1}{4} \left( \sigma_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + \left( \tau_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_{es}} \tau_a \right)^2}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{4} \left( 0 + \frac{375}{114,854} \cdot 2,1525 \right)^2 + (0,5898 + 0)^2}$$

$$= 3,5631 \text{ MPa}$$

Kriteria keamanan menurut teori ini bila memenuhi kaidah berikut,

$$\tau_{\max} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

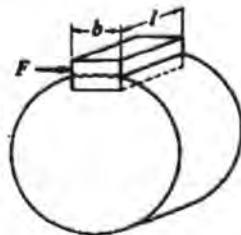
Dimana,

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = 125 \text{ MPa}$$

Maka poros dengan diameter 25 mm dinyatakan aman untuk poros 4.

#### 4.7 Perencanaan Pasak

Pada Mesin Pengaduk ini komponen yang menggunakan pasak adalah pada susunan bevel gears. Bahan yang dipakai untuk pasak adalah AISI 1020 *cold drawn* dengan nilai  $S_{yp} = 66.000$  psi (lihat Tabel 16 pada lampiran). Sedangkan jenis dan ukuran pasak juga dibuat sama yakni pasak berbentuk persegi dengan ukuran 5 mm x 5 mm.



Gambar 4.37. Skema Pasak

Dimana :

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$l = 2,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 S_{yp} &= 66.000 \text{ psi} \cdot \left( \frac{4,448222N}{lb} \right) \left( \frac{lin}{25,4mm} \right)^2 \\
 &= 455,054 \text{ N/mm}^2 \\
 S_{syp} &= 0,58 \cdot S_{yp} \\
 &= 0,58 \cdot 455,054 \\
 &= 263,931 \text{ N/mm}^2 \\
 N &= 2,5
 \end{aligned}$$

### Perencanaan Pasak pada pinion

Pada pasak ini, terdapat *hub* yang panjangnya 20 mm dan Torsi Akibat  $F_t$  pada pinion adalah 53,8824 Nm. Panjang pasak yang baik bila sama dengan panjang *hub*nya.

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{2 \times T}{D_{poros}} = \frac{2 \times 53,8824}{0,02} = 5388,24 \text{ N} \\
 l &= 20 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

### Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser yang terjadi,  $\tau$  adalah sebesar :

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{F_t}{A_s} \\
 &= \frac{F_t}{b \cdot l} \\
 &= \frac{5388,24}{5 \cdot 20} \\
 &= 53,8824 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Sedangkan beban geser yang diijinkan adalah sebesar :

$$\begin{aligned}
 \frac{S_{syp}}{N} &= \frac{263,931}{2,5} \\
 &= 105,572 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Karena nilai  $\tau < \frac{S_{syp}}{N}$ , maka tegangan geser yang terjadi masih dalam batas aman.

### Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang terjadi,  $\sigma_c$  adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{Ft}{A_c} \\ &= \frac{Ft}{l \cdot d} \\ &= \frac{5388,24}{20,2,5} \\ &= 107,7648 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan beban kompresi yang diijinkan adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\frac{S_{yp}}{N} &= \frac{455,054}{2,5} \\ &= 182,022 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Karena nilai  $\sigma_c < \frac{S_{yp}}{N}$ , maka tegangan kompresi yang terjadi masih dalam batas aman.

### **Perencanaan Pasak pada Gear**

Pada pasak ini, terdapat *hub* yang panjangnya 30 mm dan Torsi Akibat  $F_t$  pada gear adalah 84,4729 Nm. Panjang pasak yang baik bila sama dengan panjang *hub*-nya.

$$F_t = \frac{2 \times T}{D_{pasak}} = \frac{2 \times 84,4729}{0,02} = 8447,29 \text{ N}$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

### Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser yang terjadi,  $\tau$  adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Ft}{A_s} \\ &= \frac{Ft}{b \cdot l} \\ &= \frac{8447,29}{5,30} = 56,31 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$



Sedangkan beban geser yang diijinkan adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\frac{S_{syp}}{N} &= \frac{263,931}{2,5} \\ &= 105,572 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Karena nilai  $\tau < \frac{S_{syp}}{N}$ , maka tegangan geser yang terjadi masih dalam batas aman.

#### Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang terjadi,  $\sigma_c$  adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{Ft}{A_c} \\ &= \frac{Ft}{l_d} \\ &= \frac{8447,29}{30,25} \\ &= 112,63 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan beban kompresi yang diijinkan adalah sebesar :

$$\begin{aligned}\frac{S_{yp}}{N} &= \frac{455,054}{2,5} \\ &= 182,022 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Karena nilai  $\sigma_c < \frac{S_{yp}}{N}$ , maka tegangan kompresi yang terjadi masih dalam batas aman.

## **4.8 Perencanaan Bantalan**

### **4.8.1 Bantalan pada Poros 1**

Pada poros 1 yaitu poros horizontal ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Dengan diameter dalam bantalan sama dengan diameter poros, maka digunakan diameter dalam 20 mm. Bantalan direncanakan menggunakan produksi Koyo Seiko Co., Ltd karena

banyak dijumpai di pasaran. Umur kerja bantalan sendiri ditentukan selama 5 tahun, atau :

$$\begin{aligned} \text{umur kerja} &= 5 \text{ tahun} \cdot \left( \frac{120 \text{ hari}}{1 \text{ tahun}} \right) \cdot \left( \frac{10 \text{ jam}}{1 \text{ hari}} \right) \\ &= 6.000 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan bola, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris bola sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Poros ini berputar pada putaran 99,1667 rpm

#### Pada titik B

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 0$$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{1075,81^2 + 3463,9^2} \\ &= 3627,12 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena tidak ada gaya aksial,  $F_a$  yang bekerja, maka besar beban dihitung dengan menggunakan persamaan (2.36).

$$\begin{aligned} P &= v \cdot F_r \\ &= 1,0 \cdot 3627,12 \\ &= 3627,12 \text{ N} \end{aligned}$$

Sehingga umur bantalan :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left( \frac{C}{P} \right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ 6.000 &= \left( \frac{C}{3627,12} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 85} \\ 6.000 &= \frac{C^3}{2,43 \cdot 10^8} \\ C^3 &= 1,458 \cdot 10^{12} \\ C &= 11339,289 \text{ N} \end{aligned}$$

Dari Tabel 17 Lampiran Tabel, dengan data-data sebagai berikut :

$$d \leq 20 \text{ mm}$$

$$C \geq 11339,289 \text{ N}$$

maka dipilihlah bantalan dengan nomer 6204.

Pada titik C

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 583,13 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{(-154,57)^2 + 470,57^2}$$

$$= 495,3 \text{ N}$$

Untuk mendapatkan nilai  $x$  dan  $y$ , perlu diketahui terlebih dahulu nilai  $\frac{i.F_a}{C_o}$ .

Asumsi awal digunakan bantalan dengan nomer 6204, yang memiliki nilai :

$$C_o = 6650 \text{ N}$$

$$C = 12800 \text{ N}$$

Sehingga :

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{(1)(583,13)}{6650} = 0,088$$

Dari Tabel 18 Lampiran Tabel, dengan nilai  $\frac{i.F_a}{C_o} = 0,088$ , didapat :

$$x = 0,56$$

$$y = 1,55$$

Dengan menggunakan persamaan (2.35), maka :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$= 0,56 \cdot 1,0 \cdot 495,3 + 1,55 \cdot 583,13$$

$$= 1181,2195 \text{ N}$$

Sehingga umur bantalan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$\begin{aligned} &= \left( \frac{12800}{1181,2195} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60,85} \\ &= 249498,483 \text{ jam} \end{aligned}$$

Karena nilai umur bantalan dengan menggunakan bantalan nomer 6204 adalah 249498,483 jam sudah melebihi target awal perencanaan yakni sebesar 6.000 jam, maka perencanaan bantalan aman.

#### 4.8.2 Bantalan pada Poros 2

Pada poros 2 ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Dengan diameter dalam yang digunakan adalah 15 mm. Bantalan direncanakan menggunakan produksi Koyo Seiko Co., Ltd karena banyak dijumpai di pasaran. Umur kerja bantalan sendiri ditentukan selama 5 tahun, atau :

$$\begin{aligned} \text{umur kerja} &= 5 \text{ tahun} \cdot \left( \frac{120 \text{ hari}}{1 \text{ tahun}} \right) \left( \frac{10 \text{ jam}}{1 \text{ hari}} \right) \\ &= 6.000 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan bola, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris bola sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Poros ini berputar pada putaran 53,125 rpm

#### Pada titik A

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 933,19 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(-174,2726)^2 + 1262,3027^2} \\ &= 1274,28 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai  $x$  dan  $y$ , perlu diketahui terlebih dahulu nilai  $\frac{i.Fa}{C_o}$ .

Asumsi awal digunakan bantalan dengan nomer 6002, yang memiliki nilai :

$$C_o = 2850 \text{ N}$$

$$C = 5600 \text{ N}$$

Sehingga :

$$\frac{i.Fa}{C_o} = \frac{(1)(933,19)}{2850} = 0,33$$

Dari Tabel 18 Lampiran Tabel, dengan nilai  $\frac{i.Fa}{C_o} = 0,33$ , didapat :

$$x = 0,56$$

$$y = 1,11$$

Dengan menggunakan persamaan (2.35), maka :

$$\begin{aligned} P &= x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a \\ &= 0,56 \cdot 1,0 \cdot 1274,28 + 1,11 \cdot 933,19 \\ &= 1749,44 \text{ N} \end{aligned}$$

Sehingga umur bantalan :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{5600}{1749,44}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 53,125} \\ &= 10290,0321 \text{ jam} \end{aligned}$$

Karena nilai umur bantalan dengan menggunakan bantalan nomer 6802 adalah 10290,0321 jam sudah melebihi target awal perencanaan yakni sebesar 6.000 jam, maka perencanaan bantalan aman.

Pada titik E

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 0$$

$$F_r = \sqrt{(-196,0926)^2 + 1652,5317^2}$$

$$= 1664,125 \text{ N}$$

Karena tidak ada gaya aksial,  $F_a$  yang bekerja, maka besar beban dihitung dengan menggunakan persamaan (2.36).

$$P = v \cdot F_r$$

$$= 1,0 \cdot 1664,125$$

$$= 1664,125 \text{ N}$$

Sehingga umur bantalan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$6.000 = \left(\frac{C}{1664,125}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 53,125}$$

$$6.000 = \frac{C^3}{1,469 \cdot 10^7}$$

$$C^3 = 8,814 \cdot 10^{10}$$

$$C = 4450,32 \text{ N}$$



Dari Tabel 17 Lampiran Tabel, dengan data-data sebagai berikut :

$$d \leq 15 \text{ mm}$$

$$C \geq 4450,32 \text{ N}$$

maka dipilihlah bantalan dengan nomer 6902.

#### 4.8.3 Bantalan pada Poros 3

Pada poros 3 ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Dengan diameter dalam yang digunakan adalah 20 mm. Bantalan direncanakan menggunakan produksi Koyo Seiko Co., Ltd karena banyak dijumpai di pasaran. Umur kerja bantalan sendiri ditentukan selama 5 tahun, atau :

$$\text{umur kerja} = 5 \text{ tahun} \cdot \left(\frac{120 \text{ hari}}{1 \text{ tahun}}\right) \left(\frac{10 \text{ jam}}{1 \text{ hari}}\right)$$

$$= 6.000 \text{ jam}$$

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan bola, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris bola sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Poros ini berputar pada putaran 36,5234 rpm

Pada titik A

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 87,51 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{0,5704^2 + 3,2349^2}$$
$$= 3,2848 \text{ N}$$

Untuk mendapatkan nilai  $x$  dan  $y$ , perlu diketahui terlebih dahulu nilai  $\frac{i.F_a}{C_o}$ .

Asumsi awal digunakan bantalan dengan nomer 6804, yang memiliki nilai :

$$C_o = 2450 \text{ N}$$

$$C = 4000 \text{ N}$$

Sehingga :

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{(1)(87,51)}{2450} = 0,035$$

Dari Tabel 18 Lampiran Tabel, dengan nilai  $\frac{i.F_a}{C_o} = 0,035$ , didapat :

$$x = 0,56$$

$$y = 1,92$$

Dengan menggunakan persamaan (2.35), maka :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a$$
$$= 0,56 \cdot 1,0 \cdot 3,2848 + 1,92 \cdot 87,51$$
$$= 169,8487 \text{ N}$$



Sehingga umur bantalan :

$$\begin{aligned}
 L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \\
 &= \left(\frac{2450}{169,8587}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 36,5234} \\
 &= 1369343,534 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Karena nilai umur bantalan dengan menggunakan bantalan nomer 6804 adalah 1369343,534 jam sudah melebihi target awal perencanaan yakni sebesar 6.000 jam, maka perencanaan bantalan aman.

Pada titik B

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 0$$

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{10,1245^2 + 57,419^2} \\
 &= 58,3048 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena tidak ada gaya aksial,  $F_a$  yang bekerja, maka besar beban dihitung dengan menggunakan persamaan (2.36).

$$\begin{aligned}
 P &= v \cdot F_r \\
 &= 1,0 \cdot 58,3048 \\
 &= 58,3048 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sehingga umur bantalan :

$$\begin{aligned}
 L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \\
 6.000 &= \left(\frac{C}{58,3048}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 36,5234} \\
 6.000 &= \frac{C^3}{434,3388} \\
 C^3 &= 2,6060 \cdot 10^6 \\
 C &= 137,6131 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dari Tabel 17 Lampiran Tabel, dengan data-data sebagai berikut :

$$d \leq 20 \text{ mm}$$

$$C \geq 137,6131 \text{ N}$$

maka dipilihlah bantalan dengan nomer 6804.

#### 4.8.4 Bantalan pada Poros 4

Pada poros 4 ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Dengan diameter dalam yang digunakan adalah 20 mm. Bantalan direncanakan menggunakan produksi Koyo Seiko Co., Ltd karena banyak dijumpai di pasaran. Umur kerja bantalan sendiri ditentukan selama 5 tahun, atau :

$$\begin{aligned} \text{umur kerja} &= 5 \text{ tahun} \cdot \left( \frac{120 \text{ hari}}{1 \text{ tahun}} \right) \left( \frac{10 \text{ jam}}{1 \text{ hari}} \right) \\ &= 6.000 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan bola, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris bola sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Poros ini berputar pada putaran 57,9545 rpm

#### Pada titik A

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 87,51 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{1,4051^2 + 2,4337^2} \\ &= 2,8102 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai  $x$  dan  $y$ , perlu diketahui terlebih dahulu

nilai  $\frac{i.F_a}{C_o}$ .

Asumsi awal digunakan bantalan dengan nomer 6804, yang memiliki nilai :

$$C_o = 2450 \text{ N}$$

$$C = 4000 \text{ N}$$

Sehingga :

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{(1)(87,51)}{2450} = 0,035$$

Dari Tabel 18 Lampiran Tabel, dengan nilai  $\frac{i.F_a}{C_o} = 0,035$ , didapat :

$$x = 0,56$$

$$y = 1,92$$

Dengan menggunakan persamaan (2.35), maka :

$$\begin{aligned} P &= x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a \\ &= 0,56 \cdot 1,0 \cdot 2,8012 + 1,92 \cdot 87,51 \\ &= 169,59 \text{ N} \end{aligned}$$

Sehingga umur bantalan :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{2450}{169,59}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 57,9545} \\ &= 867079,9 \text{ jam} \end{aligned}$$

Karena nilai umur bantalan dengan menggunakan bantalan nomer 6804 adalah 867079,9 jam sudah melebihi target awal perencanaan yakni sebesar 6.000 jam, maka perencanaan bantalan aman.

#### Pada titik B

Pada titik ini, bekerja gaya-gaya sebagai berikut :

$$F_a = 0$$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{32,7851^2 + 56,7855^2} \\ &= 65,57 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena tidak ada gaya aksial,  $F_a$  yang bekerja, maka besar beban dihitung dengan menggunakan persamaan (2.36).

$$\begin{aligned} P &= v \cdot F_r \\ &= 1,0 \cdot 65,57 \\ &= 65,57 \text{ N} \end{aligned}$$

Sehingga umur bantalan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$6.000 = \left(\frac{C}{65,57}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 57,9545}$$

$$6.000 = \frac{C^3}{980,29}$$

$$C^3 = 5,88 \cdot 10^6$$

$$C = 180,51 \text{ N}$$

Dari Tabel 17 Lampiran Tabel, dengan data-data sebagai berikut :

$$d \leq 20 \text{ mm}$$

$$C \geq 180,51 \text{ N}$$

maka dipilihlah bantalan dengan nomer 6804.

#### 4.9 Perencanaan Rangka

Pemodelan analisa menggunakan bantuan *software CATIA V5R14* dengan analisa permodelan elemen hingga. Metode elemen hingga adalah suatu metode analisa yang dilakukan dengan cara membagi sistem yang dianalisa menjadi elemen-elemen kecil yang berhingga dengan bentuk yang sederhana. Elemen-elemen ini memiliki titik-titik yang disebut *node* dimana perhitungan dilakukan atau dengan kata lain *node* adalah representasi elemen terhadap jenis analisa dan pembebanan yang diberikan.

Pemilihan material rangka berdasarkan ketersediaan bahan di pasaran. Dibawah ini merupakan uraian mengenai sifat fisis dari ASTM D 570 :

1. Massa satuan	: 7860 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
2. Tegangan tarik	: 360 MPa
3. Tegangan luluh	: 230 MPa
4. Modulus Elastisitas	: 200 GPa
5. Possion ratio	: 0.266
6. Elongation	: 23 %

Rangka ini menerima beban dari berat manusia dan berat kotoran sapi. Berat manusia diasumsikan 700 N dan berat kotoran adalah 2200 N. Dari hasil pemodelan analisa didapatkan hasil komputasi analisa tegangan Von Mises yang terjadi pada rangka dengan bantuan *software CATIA V5R14* adalah sebagai berikut :



*Gambar 4.38. Tegangan Von Mises Maksimum dan Minimum Yang Terjadi pada Rangka Mesin Pengaduk*

Dari hasil perhitungan secara komputasi, untuk rangka mesin didapatkan tegangan maksimum yang bekerja pada rangka tersebut yaitu  $9.76e + 006 \frac{N}{m^2}$  terletak pada bagian ujung-ujung rangka bagian dasar. Sedangkan tegangan minimum yang bekerja pada rangka yaitu  $0.195 \frac{N}{m^2}$  terletak pada bagian bawah dari rangka penggerak.

Setelah didapatkan besar tegangan Von Mises kritisnya, maka langkah selanjutnya adalah mengadakan evaluasi terhadap kegagalan material akibat pembebanan. Digunakan persamaan 4.1 untuk mengevaluasi konsep desain yang telah dirancang.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

dimana :  $S_y$  = Tegangan luluh yang diijinkan  
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = Tegangan utama

Tegangan equivalent atau tegangan von mises ( $\sigma_e$ ) adalah :

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Maka persamaan 4.1 menjadi :

$$\sigma_e \text{ maksimum} \leq \frac{S_y}{N}$$

Dalam perhitungan analisa tegangan menggunakan angka keamanan 4 dikarenakan menggunakan baja, maka

$$\sigma_e \text{ maksimum} \leq \frac{2,3e + 008 \frac{N}{m^2}}{4}$$

$$\sigma_e \text{ maksimum} \leq 5,75 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

Agar material tidak terjadi kegagalan maka tegangan equivalent (tegangan Von-Mises) yang terjadi tidak boleh melebihi dari  $5,75 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$ . Dari hasil perhitungan secara komputasi dapat dilihat bahwa tegangan equivalent atau tegangan Von Mises masih dibawah tegangan yang diijinkan, dengan kata lain rangka aman untuk digunakan.



## BAB V

### PROSES MANUFAKTUR DAN PERAKITAN

#### 5.1 Proses Manufaktur

Setelah melakukan perencanaan komponen dengan melakukan perhitungan kekuatan dan pemilihan material, maka tahap selanjutnya adalah proses manufaktur atau pembuatan masing-masing komponen. Pemilihan material untuk komponen alat ini dipilih menggunakan bahan yang mudah didapat di pasaran, murah dan tentunya kuat menerima beban kerjanya. Proses pembuatan alat ini berdasarkan gambar rancangan yang telah dibuat sehingga dapat dikerjakan oleh operator mesin untuk melakukan pengerjaan. Proses manufaktur yang dilakukan menggunakan proses permesinan yang banyak digunakan (proses konvensional).

Pada alat ini proses pembuatan dibagi dalam bagian besar yaitu : pembuatan mekanisme pengadukan, pembuatan sistem transmisi, dan pembuatan rangka. Proses pembuatan dan perakitan dilakukan di dua tempat, yaitu

1. Bengkel Davik – Sidoarjo  
Pengerjaan yang dilakukan, antara lain :
  - Pembuatan mekanisme pengaduk
  - Pembuatan sistem transmisi
  - Pembuatan rangka
2. Laboratorium Desain, Jurusan Teknik Mesin ITS  
Pengerjaan yang dilakukan, antara lain :
  - Proses perakitan alat (*assembly*)
  - Finishing dan pengecatan

#### 5.1.1 Proses Manufaktur Mekanisme Pengaduk

Mekanisme pengaduk pada alat ini terdiri dari tangki dan *blade* pengaduk. Penjelasan proses pembuatan sebagai berikut :

1. Tangki  
Tangki yang digunakan pada alat ini adalah drum minyak dengan ukuran diameter = 600 mm dan tinggi



= 900 mm. Sehingga tangki ini mampu menampung volume yang sudah direncanakan sebesar 220 liter campuran kotoran sapi dan air. Untuk memasukkan kotoran sapi dan air melalui bagian atas tangki. Sedangkan untuk pengeluaran kotoran sapi yang sudah diaduk melalui bagian bawah tangki dengan memanfaatkan lubang dari drum yang sudah ada dengan diameter 60 mm.



Gambar 5.1 Tangki

#### Proses Manufaktur

1. Pada bagian atas drum minyak dilubangi dengan menggunakan las (*arc welding*). Sisa bagian atas digunakan tutup tangki.
2. Bagian bawah dilubangi dengan proses *punch* dengan diameter = 27 mm. Lubang ini sebagai tempat untuk poros *blade*.
3. Bagian samping kiri dan kanan dilubangi untuk memasang baut ke rangka dan tahanan *blade*.

Diameter lubang adalah 10 mm dengan menggunakan bor tangan.

4. Bagian penutup dipasang tahanan untuk memudahkan mengangkat penutup.

## 2. Blades Pengaduk



Gambar 5.2 Blades pengaduk

Pada komponen *blade* ini komponen yang dikerjakan dengan proses manufaktur adalah plat untuk pengaduk, poros *blade* dan tahanan plat pengaduk. Sedangkan komponen lain adalah baut M12, Baut M14, dan pen.

Data-data proses Manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Proses / alat yang digunakan
Plat pengaduk	8	- las listrik - cutting wheel - grinding - drilling
Poros	2	- bubut - cutting - drilling
Tahanan plat	2	- las listrik - cutting wheel - grinding - drilling

### Proses Manufaktur

1. Plat pengaduk terbuat dari besi siku 50 x 50 mm dengan panjang 600 mm. Besi siku tersebut di potong dengan las (*arc welding*) agar menjadi plat. Setelah itu di *grinding* agar hasil pemotongan oleh las menjadi halus. Plat tersebut dilubangi dengan proses *drilling* yang berdiameter 10 mm.
2. Poros terbuat dari baja poros ST 60 dengan diameter 25 mm dan panjang 750 mm. Setelah dipotong poros tersebut membuat *facing* untuk permukaan. Dan dilakukan proses bubut sesuai dengan gambar rancangan.
3. Tahanan Plat terbuat dari plat dengan tebal 5 mm. Plat tersebut dipotong sesuai dengan pola yang telah dibuat. Setelah itu dilas dengan pipa berdiameter 35 mm. Untuk tahanan *blades* dilas pada ujung-ujung plat secara tegak lurus. Selanjutnya plat tegak yang sudah dilas dilubangi dengan proses *drilling* dengan diameter 8 mm.
4. Dari sub-sub komponen yang sudah dibuat selanjutnya dirakit (*assembly*) menjadi 2 buah *blades* pengaduk.

#### 5.1.2 Proses Manufaktur Sistem Transmisi

Sistem transmisi alat ini terdiri dari komponen-komponen sebagai berikut : 3 pasang susunan *chains* (rantai) dan *sprocket*, *bevel gear*, poros, pasak. Sedangkan komponen lain adalah *bearing* sesuai dengan spesifikasi yang dibutuhkan.

Data-data proses manufaktur:

Nama Komponen	Jumlah	Proses / alat yang digunakan	Keterangan
Chains	3	-	Standard AISI No. 35
Sprocket	6	-	

Bevel Gear	1 pasang	- Milling - Bubut	-
Poros	3	- bubut - cutting - drilling	-

### Proses Manufaktur

1. Baja poros dengan bahan ST 60 dipotong sesuai dengan ukuran yang direncanakan. kemudian poros dibubut untuk membuat *facing* pada ujung poros serta menyesuaikan dengan diameter bearing. Lubang pasak dibuat dengan mesin milling.
2. *Bevel gear* yang digunakan sesuai dengan yang ada dipasaran. *Gear* dipasang *fix* dengan *sprocket* penggerak (*driver*) untuk blades.
3. *Sprocket* yang digunakan sesuai dengan standar yang ada. Kemudian ditambah pipa dengan cara dilas untuk pemasangan di poros.

### 5.1.3 Proses manufaktur rangka



Gambar 5.3 Rangka



### Data-data dari proses manufaktur

Nama Komponen	Jumlah	Proses / alat yang digunakan
Kerangka	1	- Cutting - Drilling - Welding - Grinding

### Proses Manufaktur

1. Kerangka terbuat dari besi siku atau plat L dengan ukuran 40 x 40 mm dan ketebalan 2 mm. Plat L dipotong sesuai dengan ukuran kerangka, dan kemudian dilakukan penyambungan antar bagian dengan las listrik.
2. Drilling dilakukan pada bagian-bagian yang memerlukan pemasangan mur dan baut, misalnya pada dudukan bearing.
3. Bekas pengelasan dihaluskan dengan gerinda tangan.

### 5.2 Perakitan Komponen (*Assembly*)

Komponen yang telah selesai pada proses manufaktur maka dirakit (*assembly*) untuk dibuat sebuah alat. Proses perakitan tersebut adalah sebagai berikut :

1. Proses perakitan dimulai dengan pemasangan karet *shield* pada tangki. Kemudian Tangki di tempatkan pada kerangka.
2. Komponen *blades* yang sudah dirakit dari sub-sub komponen dirakit pada kerangka melalui dalam tangki. Dan dipasang tahanan ke tangki pada bagian atas *blades*.



Gambar 5.4 Susunan Blades

3. Komponen-komponen pada sistem transmisi dipasang pada rangka. Rantai dan *sprocket* dipasang pada kayuhan sepeda. Diteruskan dengan pemasangan *bevel gears*.



*Gambar 5.5 Sistem Transmisi*

4. *Sprocket driven* dipasangkan pada untung poros *blades* bagian bawah, dan dihubungkan oleh rantai ke *sprocket driver* yang dipasang dengan gear pada *bevel gear*.
5. Semua komponen disetting agar alat ini dapat berjalan lancar.



*Gambar 5.6 Mesin Pengaduk Kotoran Sapi hasil Assembly*

### 5.3 Analisa Biaya

Dalam sub bab ini dipaparkan biaya yang telah dihabiskan untuk membangun peralatan ini. Biaya-biaya tersebut meliputi biaya belanja material dan biaya pengerjaan. Untuk material semua bahan menggunakan material logam baik ferrous maupun non ferrous dan proses pembuatan komponen dilakukan secara individual atau satu per satu per komponen.

*Tabel 5.1 Daftar Biaya Pembuatan Alat*

No	Item	Jumlah	Harga (Rp)
1	SpoCKET 24 (2) 22 (3) 42 (2) 28 (1)		70000
2	Poros Kayuhan Sepeda		50000
3	Drum	1 buah	130000
4	Bearing dia 20 (6) dia 16 (2) dia 8 (4)		151000
5	Pipa poros	2 buah	65000
6	Roda	3 buah	75000
7	Pedal		10000
8	Plat Blades	4 buah	100000
9	Engsel	1 buah	7000
10	Baja Poros ST 60		117000
11	Sadel		21000
12	Rantai	3 buah	33000
13	Pipa Stir		15000
14	Profil Besi Siku		355000
15	Batu Gerinda	2 buah	17000
16	Mata Gergaji		8000
17	Ring shield		15000
19	Las, Elektrode		100000
20	Blander baling-baling	8 buah	60000
21	Bevel Gear		50000



22	Pengecatan		121000
23	Baut 12 @ 600	12 buah	7200
24	Baut 10 @ 400	8 buah	3200
25	Ring Plat @ 150	12 buah	1800
26	Ring 10 @ 125	8 Buah	1000
27	Biaya Pengerjaan Bubut		645000
28	Biaya Pengerjaan		300000
<b>JUMLAH</b>			<b>2.528.200</b>

#### 5.4 Gambar Teknik Alat

Hasil akhir dari proses perancangan yaitu gambar fabrikasi berupa gambar teknik yang akan digunakan oleh operator dari mesin-mesin produksi untuk membangun produk yang dikembangkan. Untuk gambar teknik Alat ini dapat dilihat pada lembar lampiran gambar. Gambar teknik berupa gambar susunan dari Mesin Pengaduk Kotoran Sapi dan gambar detail komponen.

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**

## BAB VI

### ANALISA PENGUJIAN

Penelitian ini menggunakan substrat kotoran ternak sapi, karena merupakan salah satu penghasil biogas. Kotoran sapi banyak terdapat di masyarakat terutama masyarakat yang hidup dalam pertanian dan peternakan. Kotoran sapi yang tidak dimanfaatkan akan berbahaya, selain limbahnya berbau dan mencemari lingkungan kotoran sapi tersebut akan menguap, karena mengandung metana. Gas metana yang menguap ke udara akan menyumbang lebih besar terbentuknya efek rumah kaca, bila dibandingkan dengan gas karbondioksida ( $\text{CO}_2$ ). Pembakaran pada biogas akan mengubahnya menjadi  $\text{CO}_2$ , sehingga mengurangi jumlah metana di udara.

Penggunaan substrat kotoran sapi, terkait keberadaan unsur lignin. Menurut Ade Iwan Setiawan (1996), kotoran sapi mengandung sedikit unsur lignin. Berdasarkan International Relations National research Council (NAC ) (1997), kotoran sapi digolongkan sebagai substrat atau bahan baku yang tidak mengandung lignin. Bahan baku dalam bentuk lignin atau kayu sukar dicerna, sedangkan bahan baku dalam bentuk selulosa akan mudah dicerna oleh bakteri anaerob.

Ada empat perlakuan campuran kotoran sapi dan air dengan perbandingan 1 : 1 sebanyak 220 liter. Pertama, campuran kotoran sapi diaduk secara manual oleh tangan. Kedua, campuran kotoran sapi diaduk oleh mesin pengaduk selama 5 menit. Ketiga, campuran kotoran sapi diaduk oleh mesin pengaduk selama 20 menit. Keempat, campuran kotoran sapi diaduk oleh mesin pengaduk selama 30 menit. Untuk melihat ukuran masing-masing serbuk sampel, dilakukan pengamatan menggunakan Mikroskop Olympus BX 41 (40X) di Laboratorium Biologi F-MIPA ITS.

Adapun langkah-langkah pengujiannya sebagai berikut:

1. Kotoran sapi dicampur dengan air 1:1 sebanyak 220 liter. Dan diaduk secara manual oleh tangan.



*Gambar 6.1 Kotoran sapi*

2. Campuran kotoran sapi dan air dituangkan ke dalam mesin pengaduk



*Gambar 6.2 Proses penuangan campuran kotoran sapi ke mesin pengaduk*

3. Setelah mesin pengaduk terisi sebanyak 220 liter maka selanjutnya campuran kotoran tersebut diaduk dengan variasi lama pengadukkan yaitu 5 menit, 20 menit, dan 30 menit.



*Gambar 6.3 Proses pengadukkan*

4. Setiap variasi lama pengedukkan diambil sample sebanyak 5 buah. Dan dimasukkan ke tempat yang sudah disediakan untuk dilikat ukuran substrat kotoran sapi ini.



*Gambar 6.4 Sample kotoran sapi yang telah diaduk*

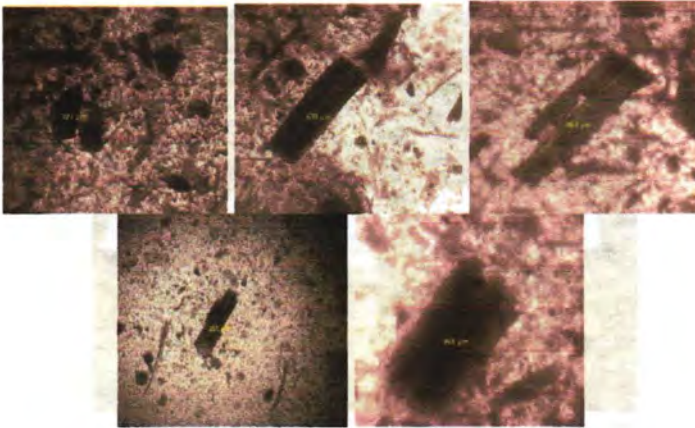
5. Setiap sample kemudian dilihat ukuran substratnya dengan menggunakan Mikroskop Olympus BX 41 (40X) di Laboratorium Biologi F-MIPA ITS.





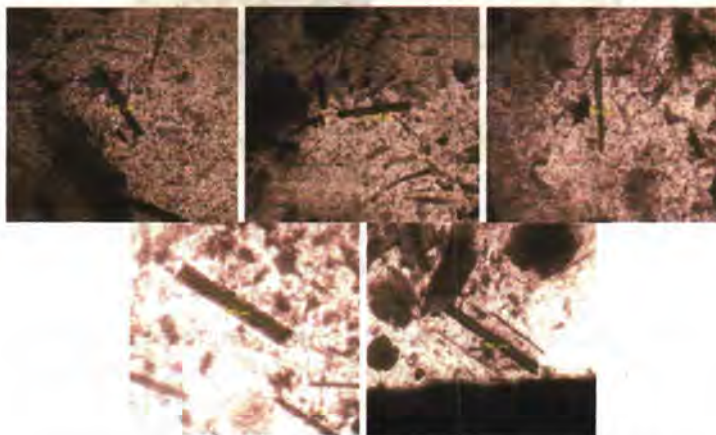
*Gambar 6.5 Mikroskop Olympus BX 41*

Dari proses pengujian ini didapatkan ukuran substrat sesuai dengan variasi waktu yang telah ditentukan.



*Gambar 6.6 Ukuran serbuk sampel larutan yang diaduk secara manual*

Gambar 6.6 menunjukkan hasil foto mikroskop pada sampel larutan yang diaduk secara manual oleh tangan. Dari Gambar tersebut terlihat bahwa ukuran partikelnya tidak rata dan masih besar. Ukuran rata-rata dari 5 sampel yang dilihat dibawah mikroskop adalah  $603 \mu\text{m}$ . Warna gelap pada foto mikroskop menunjukkan bentuk substrat dari campuran kotoran sapi dan iar. Adapun besarnya ukuran ini disebabkan karena pengadukan oleh tangan tidak tercampur secara merata. Selain itu, besarnya ukuran ini tergantung pada jenis makanan sapi, misalnya rerumputan atau makanan yang lain. Ada bahan yang sulit dicerna karena terdapat banyak unsur lignin.

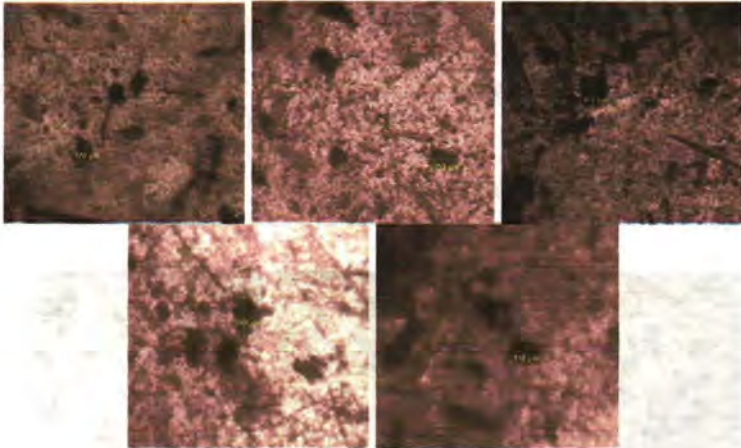


*Gambar 6.7 Ukuran serbuk sampel larutan yang diaduk selama 5 menit*

Berdasarkan pengamatan pada mikroskop didapatkan bahwa sampel yang diaduk selama 5 menit oleh mesin pengaduk memiliki ukuran yang lebih dibandingkan dengan sampel yang diaduk secara manual oleh tangan. Gambar 6.7 menunjukkan hasil fotomikroskop untuk sampel yang diaduk selama 5 menit oleh mesin pengaduk. Ukuran rata-rata dari 5 sampel yang dilihat

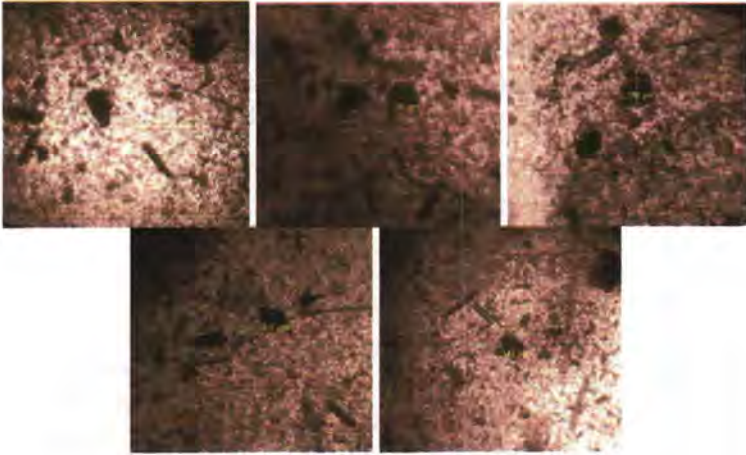


dibawah mikroskop adalah 304  $\mu\text{m}$ . Ukuran substrat masih besar karena masih tergapat unsur lignin yang menyebabkan gumpalan-gumpalan.



*Gambar 6.8 Ukuran serbuk sampel larutan yang diaduk selama 20 menit*

Hasil foto mikroskop untuk sampel yang diaduk selama 20 menit ditunjukkan pada gambar 6.8. Berdasarkan gambar tersebut didapatkan bahwa ukuran rata-rata dari 5 sampel yang dilihat dibawah mikroskop adalah 164,4  $\mu\text{m}$ . Ukuran ini lebih kecil dibandingkan sampel sebelumnya. Dimungkinkan bahwa semakin lama gumpalan-gumpalan substrat kotoran sapi yang mengandung lignin hancur sehingga substrat semakin kecil.

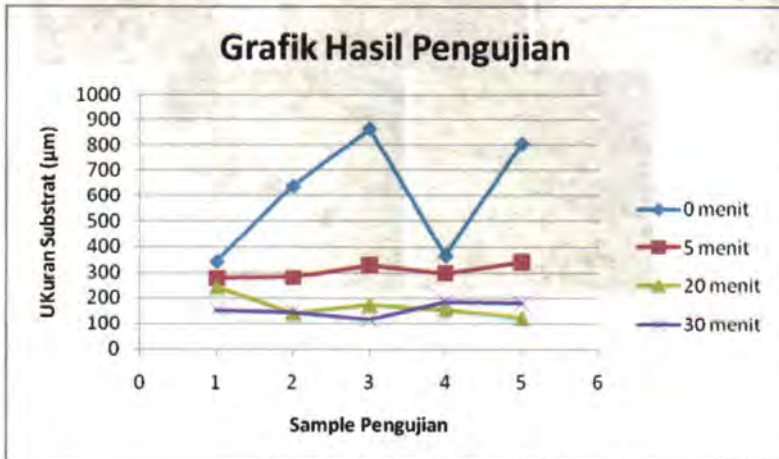


*Gambar 6.9 Ukuran serbuk sampel larutan yang diaduk selama 30 menit*

Pada Gambar 6.9 merupakan hasil foto mikroskop untuk sampel yang diaduk selama 30 menit oleh mesin pengaduk ini. Berdasarkan pengamatan mikroskop semakin lama proses pengadukkan maka ukuran substrat kotoran sapi semakin kecil yaitu  $157 \mu\text{m}$ . Hal ini disebabkan karena lamanya proses pengadukkan dapat menghancurkan gumpalan-gumpalan substrat kotoran sapi. Unsur lignin yang terdapat pada substrat kotoran sapi semakin lama proses pengadukkan maka semakin hancur.

Pada Tabel 1 (lampiran tabel) terlihat ukuran serbuk kotoran yang bermacam-macam setiap sampel. Perbedaan ini disebabkan karena pengeadukkan yang tidak merata. Setiap sampel diukur masing-masing substratnya dengan menggunakan foto mikroskop. Dari 5 sampel yang diambil setiap variasi maka didapatkan rata-rata ukuran substrat kotoran sapi. Untuk sampel yang tidak diaduk oleh mesin pengaduk ukuran substrat rata-rata adalah  $603 \mu\text{m}$ . Sampel yang diaduk menggunakan mesin pengaduk selama 5 menit ukuran substrat rata-rata adalah 304

$\mu\text{m}$ . Sampel yang diaduk 20 menit memiliki ukuran substrat rata-rata adalah 164,4  $\mu\text{m}$ . Sampel yang diaduk selama 30 menit memiliki ukuran substrat rata-rata sebesar 157  $\mu\text{m}$ . Untuk lebih jelas dapat dilihat pada Gambar 6.10 Grafik Hasil Pengujian.



*Gambar 6.10 Grafik Hasil Pengujian*

Berdasarkan penelitian “Pengaruh Ukuran Partikel Terhadap Produksi Biogas Anaerobic Digenstions” oleh Harianto (2007) disimpulkan bahwa semakin kecil ukuran substrat kotoran sapi maka akan semakin mempercepat laju produksi biogas dan bertahan lebih lama untuk menghasilkan gas. Oleh karena sesuai penelitian tersebut mesin ini dapat memperkecil ukuran substrat kotoran sapi walaupun penurunannya masih kecil. Dengan memperkecil ukuran substrat ini maka mempercepat produksi biogas dan memperlama proses pengeluaran gas.

Untuk hubungan antara lama pengadukan dengan ukuran substrat maka dibuat sebuah Grafik. Untuk lebih jelas dapat dilihat pada Grafik 6.11.



*Gambar 6.11 Grafik Hubungan Lama Pengadukan dengan Ukuran Substrat*

Dari analisa grafik diatas maka bahwa semakin lama penurunan ukuran substrat tidak signifikan. Hal itu dapat dilihat dari penurunan ukuran substrat yang diaduk selama 20 menit dan 30 menit yaitu sebesar 7,4  $\mu\text{m}$ . Semakin lama diaduk maka penurunannya semakin kecil. Sehingga kapasitas alat optimum didapatkan pada proses pengadukan selama 30 menit yaitu sebesar 264 kg/jam.

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**



## BAB VII

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 8.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan perancangan, analisa, pembuatan mesin pengaduk kotoran sapi untuk mempercepat proses pembuatan biogas. Ada beberapa hal yang dapat dijadikan kesimpulan, sebagai berikut:

1. Dengan volume tangki 220 liter dan proses pengadukan optimum mencapai ukuran substrat  $157 \mu\text{m}$  waktu yang dibutuhkan selama 30 menit, kapasitas alat optimum sebesar 264 kg/jam.
2. Daya penggerak menggunakan tenaga kayuhan manusia sebesar 569,4090 Watt = 0,7642 HP dan putaran maksimum 85 rpm.
3. Transmisi daya dari kayuhan sepeda ke blade pengaduk dengan mengubah putaran dari 85 rpm menjadi 57,94545 rpm untuk *blade* 1 dan 36,5234 rpm untuk *blade* 2. Perbedaan putaran pada *blade* ini bertujuan untuk mencacah substrat kotoran sapi.
4. Dari pengamatan menggunakan mikroskop Olympus BX 41 (40x) maka didapatkan rata-rata ukuran substrat sebesar  $603 \mu\text{m}$  untuk sampel yang tidak diaduk oleh mesin pengaduk. Untuk sampel yang diaduk selama 5 menit rata-rata ukuran substrat  $304 \mu\text{m}$ . Untuk sampel yang diaduk selama 20 menit rata-rata ukuran substrat  $164,4 \mu\text{m}$ , sedangkan sampel yang diaduk selama 30 menit rata-rata ukuran substrat adalah  $157 \mu\text{m}$ .
5. Biaya pembuatan Mesin Pengaduk Kotoran sapi ini sebesar Rp. **2.528.200**.

## 8.2. Saran

Rancang bangun *Mesin Pengaduk Kotoran Sapi* untuk mempercepat proses pembuatan biogas ini merupakan awalan. Sehingga perlu dikembangkan dalam penelitian lanjutan untuk optimalisasi fungsi alat. Untuk itu penulis memberikan beberapa saran terkait pengembangan Mesin Pengaduk Kotoran Sapi ini, antara lain:

- Pada proses pengadukan untuk memperkecil substrat kotoran sapi komponen yang paling penting adalah blade pengaduk. Sehingga perlu dilakukan perancangan blade yang dapat membuat ukuran substrat kotoran sapi menjadi lebih kecil.
- Penelitian lanjutan guna pengembangan bagian transmisi daya dari kayuhan sepeda untuk memutar blade pengaduk yang lebih simpel.
- Setelah proses pengadukkan, untuk mengetahui besar laju produksi biogas perlu pengujian dengan cara memasukkan kotoran yang telah diaduk ke dalam *polyethylene digester*.



---

---

## DAFTAR PUSTAKA

- Amaru, K. (2004). **Rancang Bangun dan Uji Kinerja Biodigester Plastik Polyethylene Skala Kecil**. Tugas Akhir. Jurusan Teknologi Pertanian Universitas Padjadjaran.
- Anonim. 1997. **Ball Bearing and Roller Bearing**. KOYO : Japan.
- Collins, Jack A. 2003. **Mechanical Design of Machine Elements and Machines**. John Wiley: USA
- Deutschman, Aaron D. 1975. **Machine Design, Theory and Practice**. Macmillan Publishing Co., Inc.: New York.
- Hariato (2007). **Pengaruh Ukuran Partikel Terhadap Produksi Biogas Anaerobic Digestion**. Tugas Akhir. Jurusan Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember: Surabaya.
- Nurmianto, Eko. 2003. **Ergonomi, Konsep Dasar dan Aplikasinya**. Guna Widya: Surabaya.
- Panero, Julius. AIA.ASID and Martin Zelnik. **Human Dimension & Interior Space. A Source Book of Design Reference Standars**. Whitney Library of Design.
- Sularso, Ir. MSME. Kitokatsu Suga. 1991. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**. PT. Pradnya Paramita: Jakarta
- Shigley, Joseph E., R. Mischke, Charles. 2001. **Mechanical Engineering Design**. McGraw-Hill Book Co: Singapore

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**



## LAMPIRAN TABEL

*Tabel 1. Hasil Percobaan Perhitungan Massa Jenis*

No	Massa dalam 0,5 liter	Massa Jenis (gram/liter)
1	518,5 gram	1037
2	500,5 gram	1001
3	504,5 gram	1009
4	521,8 gram	1043,6
5	519,2 gram	1038,4
6	515,3 gram	1030,6
7	514,5 gram	1029
8	507,7 gram	1015,4
9	514 gram	1028
10	515 gram	1030
Rata-rata Massa Jenis		1026,2 gram/liter
		1,0262 kg/liter

*Tabel 2. Hasil Pengujian Ukuran Substrat Kotoran Sapi*

Waktu	1	2	3	4	5	Rata-rata
0 menit	342	638	864	365	806	603
5 menit	276	279	328	296	341	304
20 menit	240	138	171	153	120	164,4
30 menit	155	147	117	186	180	157

Tabel 3. Rata-rata Daya yang dibutuhkan

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions per Minute — Small Sprocket*												
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500
	Horsepower Rating												
11	0.10	0.18	0.49	0.77	1.05	1.31	1.70	2.08	2.45	2.82	3.30	2.94	2.33
12	0.11	0.20	0.54	0.85	1.15	1.44	1.87	2.29	2.70	3.10	3.62	3.35	2.66
13	0.12	0.22	0.59	0.93	1.26	1.57	2.04	2.49	2.94	3.38	3.95	3.77	3.00
14	0.13	0.24	0.63	1.01	1.36	1.71	2.21	2.70	3.18	3.66	4.28	4.22	3.35
15	0.14	0.25	0.68	1.08	1.47	1.84	2.38	2.91	3.43	3.94	4.61	4.68	3.71
16	0.15	0.27	0.73	1.16	1.57	1.97	2.55	3.12	3.68	4.22	4.94	5.15	4.09
17	0.16	0.29	0.78	1.24	1.68	2.10	2.73	3.33	3.93	4.51	5.28	5.64	4.48
18	0.17	0.31	0.83	1.32	1.78	2.24	2.90	3.54	4.18	4.80	5.61	6.15	4.88
19	0.18	0.33	0.88	1.40	1.89	2.37	3.07	3.76	4.43	5.09	5.95	6.67	5.29
20	0.19	0.35	0.93	1.48	2.00	2.51	3.25	3.97	4.68	5.38	6.29	7.20	5.72
21	0.20	0.37	0.98	1.56	2.11	2.64	3.42	4.19	4.93	5.67	6.63	7.75	6.15
22	0.21	0.38	1.03	1.64	2.22	2.78	3.60	4.40	5.19	5.96	6.97	8.21	6.59
23	0.22	0.40	1.08	1.72	2.33	2.92	3.78	4.62	5.44	6.25	7.31	8.62	7.05
24	0.23	0.42	1.14	1.80	2.44	3.05	3.96	4.84	5.70	6.55	7.66	9.02	7.51
25	0.24	0.44	1.19	1.88	2.55	3.19	4.13	5.05	5.95	6.84	8.00	9.43	7.99
26	0.25	0.46	1.24	1.96	2.66	3.33	4.31	5.27	6.21	7.14	8.35	9.84	8.47
28	0.27	0.50	1.34	2.12	2.88	3.61	4.67	5.71	6.73	7.73	9.05	10.7	9.47
30	0.29	0.54	1.45	2.29	3.10	3.89	5.03	6.15	7.25	8.33	9.74	11.5	10.5
32	0.31	0.58	1.55	2.45	3.32	4.17	5.40	6.60	7.77	8.93	10.4	12.3	11.6
35	0.34	0.64	1.71	2.70	3.66	4.59	5.95	7.27	8.56	9.84	11.5	13.6	13.2
40	0.39	0.73	1.97	3.12	4.23	5.30	6.87	8.40	9.89	11.4	13.3	15.7	16.2
45	0.45	0.83	2.24	3.55	4.80	6.02	7.80	9.53	11.2	12.9	15.1	17.8	19.3
	Type A			Type B					Type C				

(sumber: Machinery's Handbook 26<sup>th</sup> edition, industrial press inc, 2000)

Tabel 4. Mechanical Properties Material St-60

<b>St - 60</b>	
Ultimate Strength	670 - 920 N/mm <sup>2</sup>
Tensile Strength	590 - 760 N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	375 N/mm <sup>2</sup>
BHN	223

Sumber : A. IM Hantool

Tabel 5. Nilai Faktor Lewis

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	1.032	0.396	0.126	0.509	1.062	0.572	0.183



No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg.		20 deg FD		20 deg. Stub		25 deg		14½ deg.		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.501	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.174	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Rack	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

*Tabel 6. Faktor Tegangan Kerja, K dan Batas Ketahanan Permukaan*

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, $S_e$ , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
<b>Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear</b>				
150	50,000	30	41	51
175	60,000	43	58	72
200	70,000	58	79	98
225	80,000	76	103	127
250	90,000	96	131	162
275	100,000	119	162	200
300	110,000	144	196	242
325	120,000	171	233	288
350	130,000	196	270	333
375	140,000	233	318	384
400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron	50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron	70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron	90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze	59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze	65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze	85,000	135	184	238
Cast iron and cast iron	90,000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze	83,000	170	234	288

*Tabel 7. Faktor Overload,  $C_o$*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

*Tabel 8. Faktor Distribusi Tegangan pada Bevel Gear,  $C_m$*

Application	Both Members Straddle Mounted	One Member Straddle Mounted	Neither Member Straddle Mounted
General industrial	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
Automotive	1.00-1.10	1.10-1.25	
Aircraft	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

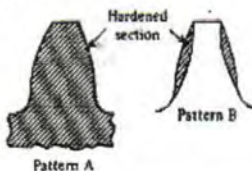


*Tabel 9. Kekuatan Gigi pada  
Spur, Helical, Herringbone, dan Bevel Gear*

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	$S_{at}$ , psi	
			Spur, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19-25,000	11,000
	Quenched and tempered	180 BHN	25-33,000	14,000
	Quenched and tempered	300 BHN	36-47,000	19,000
	Quenched and tempered	450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized	55 $R_c$	55-65,000	27,500
	Case carburized	60 $R_c$	60-70,000	30,000
	Induction or flame Hardened, hardness Pattern A of Footnote 1 } Hardness Pattern of Footnote 1 }	54 K	45-55,000*	
		54 $R_c$ at Hardened surface	22,000	13,500
	Nitrided AISI 4140	53 $R_c$ case <sup>†</sup> 300 BHN core	37-42,000*	20,000
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40			5,000	2,700
		175 BHN	8,500	4,600
		200 BHN	13,000	7,000
Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed		15,000	8,000
			20,000	11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered		26,000	14,000
			30,000	18,500
Bronze AGMA 2c (10%-12% Tin)		40,000 psi	5,700	3,000
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-H.T.		90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)

\* Values for teeth  $\leq$  DP and finer



<sup>†</sup>For heavy gears these hardnesses will be lower. Hence, lower values of allowable stress should be used.

*Tabel 10. Faktor Hidup,  $C_L$*

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized <sup>†</sup>	Case Carburized <sup>†</sup>
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0

*Tabel 11. Faktor Keamanan (Fatigue Strength),  $C_R$*

Requirements of Application	$K_R$
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

**Tabel 12. Koefisien Elastic,  $C_p$  (untuk Semua Bevel Gear)**

Pinion Material and Modulus of Elasticity, $E$		Gear Material and Modulus of Elasticity			
		Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		$30 \times 10^6$	$19 \times 10^6$	$17.5 \times 10^6$	$16 \times 10^6$
Steel	$30 \times 10^6$	2800	2450	2400	2350
Cast iron	$19 \times 10^6$	2450	2250	2200	2150
Aluminum bronze	$17.5 \times 10^6$	2400	2200	2150	2100
Tin bronze	$16 \times 10^6$	2350	2150	2100	2050

**Tabel 13. Tegangan Kontak yang Diijinkan,  $S_{ac}$** 

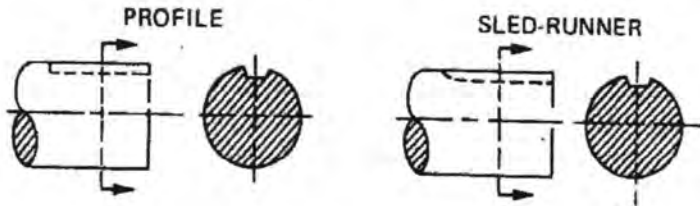
Material	Surface Hardness, min	$S_{ac}$	Material	Surface Hardness, min	$S_{ac}$		
Steel	Through hardened	85-95,000 105-115,000 120-135,000 145-160,000 170-190,000	Cast iron	— 175 Bhn 200 Bhn	50-60,000 65-75,000 75-85,000		
	180 Bhn		AGMA grade 20				
	240 Bhn		AGMA grade 30				
	300 Bhn		360 Bhn	90-100% of the $S_{ac}$ value of steel with the same hardness	Nodular iron	165 Bhn 210 Bhn 255 Bhn	
	360 Bhn		Annealed				
	440 Bhn		Normalized				
Case carburized	180-200,000 200-225,000	Oil quench and temper	Bronze	Tensile Strength psi (min)	$S_{ac}$		
55 $R_c$		Tin bronze AGMA 2C (10- 12% Tin) Aluminum bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	40,000	30,000			
60 $R_c$							
Flame or induction hardened	50 $R_c$	170-190,000	Aluminum bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000		

Tabel 14. Mechanical Properties Beberapa Material

Material	Modulus of Elasticity in Tension, psi	Shear Modulus of Elasticity, psi	Poisson's Ratio	Density lb/in. <sup>3</sup>	Coefficient of Thermal Expansion, in./in./°F	Thermal Conductivity Btu/hr/ft <sup>2</sup> /°F/ft.	Specific Heat Btu/lb/°F	Melting Point <sup>a</sup> °F
Gray cast iron	See Table A-1	5.5 X 10 <sup>6</sup> C1.30 8.0 X 10 <sup>6</sup> C1.50	0.27	0.260	6.7 X 10 <sup>-6</sup>	29.0	—	2150
Malleable cast iron	See Table A-1	12.5 X 10 <sup>6</sup>	0.27	0.264	5.9 X 10 <sup>-6</sup> - 7.5 X 10 <sup>-6</sup> <sub>b</sub>	29.5	0.122	2250
Nodular or ductile iron	See Table A-1	9.3 X 10 <sup>6</sup>	0.29	0.251	6.6 X 10 <sup>-6</sup> - 10.4 X 10 <sup>-6</sup> <sub>b</sub>	19.0	—	2150
Cast alloy steels	See Table A-1	11.3 X 10 <sup>6</sup>	0.33	0.283	8.1 X 10 <sup>-6</sup>	27.0	0.105	2740
Cast carbon steels	See Table A-1	11.3 X 10 <sup>6</sup> <sup>c</sup>	0.33 <sup>c</sup>	0.283	8.3 X 10 <sup>-6</sup>	27.0	—	2250
Alloy cast irons	See Table A-1	11.3 X 10 <sup>6</sup> <sup>e</sup>	0.33 <sup>e</sup>	0.266	4.5 X 10 <sup>-6</sup> - 10.7 X 10 <sup>-6</sup> <sub>b</sub>	—	—	2500 <sup>f</sup>
Cast stainless steels	See Table A-1	11.5 X 10 <sup>6</sup> <sup>e</sup>	0.26 <sup>e</sup>	0.280	6.4 X 10 <sup>-6</sup> - 10.4 X 10 <sup>-6</sup> <sub>b</sub>	8.2 - 14.5 <sup>h</sup>	0.125	2750
Plain carbon steels	30 X 10 <sup>6</sup>	11.5 X 10 <sup>6</sup>	0.27-0.30	0.283	6.7 X 10 <sup>-6</sup> - 8.1 X 10 <sup>-6</sup>	27.0	0.105	2775
Alloy steels	30 X 10 <sup>6</sup>	11.5 X 10 <sup>6</sup>	0.27-0.30	0.280	6.3 X 10 <sup>-6</sup> - 8.6 X 10 <sup>-6</sup> <sub>b</sub>	21.7 - 38.5 <sup>h</sup>	0.110	2760
Wrought stainless steels	28.5 X 10 <sup>6</sup>	11.5 X 10 <sup>6</sup>	0.26	0.290	<sup>c</sup>	<sup>f, b</sup>	0.120	<sup>g</sup>
Wrought aluminum alloys	10.3 X 10 <sup>6</sup>	3.8 X 10 <sup>6</sup>	0.36	0.097	13 X 10 <sup>-6</sup>	67.4-135 <sup>h</sup>	0.230	1215
Cast aluminum alloys	10.3 X 10 <sup>6</sup>	3.8 X 10 <sup>6</sup>	0.36	0.097	12.6 X 10 <sup>-6</sup>	66.6	0.230	1195
Wrought copper alloys	15.5 X 10 <sup>6</sup>	5.8 X 10 <sup>6</sup>	0.33	0.305	11.0 X 10 <sup>-6</sup>	<sup>d</sup>	0.090	<sup>d</sup>
Cast copper base alloys	See Table A-10	5.4 X 10 <sup>6</sup>	0.33	0.303	10.1 X 10 <sup>-6</sup>	<sup>d</sup>	0.090	<sup>d</sup>
Nickel base alloys	See Table A-13	—	0.34	0.304	7.6 X 10 <sup>-6</sup>	<sup>d</sup>	0.100	<sup>d</sup>
Wrought and cast magnesium alloys	6.5 X 10 <sup>6</sup>	2.4 X 10 <sup>6</sup>	0.35	0.065	14.4 X 10 <sup>-6</sup>	<sup>d</sup>	0.250	1200



Tabel 15. Koefisien Bending dan Torsi pada Profil Poros



		PROFILE		SLED-RUNNER	
		BENDING	TORSION	BENDING	TORSION
$K_f$	ANNEALED	1.6	1.3	1.3	1.3
	QUENCHED & DRAWN	2.0	1.6	1.6	1.6

Tabel 16. Tingkat Keandalan

Survival Rate, %	Deviation multiplication factor (D.M.F.)
90.00	1.28
95.00	1.64
98.00	2.05
99.00	2.33
99.90	3.08
99.99	3.62

Tabel 17. Mechanical Properties Plain Carbon dan Alloy Steel

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	177	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
1045	N	85	50	28	55	170	60
	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
1050	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
1118	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
2330	N	69	46	34	66	143	80
	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
3140	N	100	68	26	56	207	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
4130	N	129	87	20	58	262	—
	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, DHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
8620	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
	CD	140	120	11	38	277	—
8640	CDA	107	90	14	45	217	60
	HRA	95	64	25	55	190	56
8740	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
	HRA	113	71	22	41	229	45
9255	N	135	84	20	43	269	—
	HR	115	75	22	58	241	45
E9310	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
	HR	123	80	18	47	241	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Keterangan gambar :

HR = hot rolled

HRA = hot rolled annealed

CD = cold drawn

CDA = cold drawn annealed

HRN = hot rolled normalized

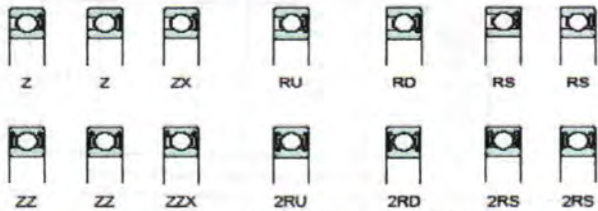
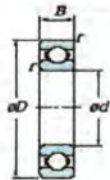
A = annealed

N = normalized



*Tabel 18. Katalog Ball and Roller Bearing Produksi  
Koyo Seiko Co., Ltd.*

**Single-row deep groove ball bearings  
d 10 – 20 mm**



Open

Shielded

Non-contact sealed

Extremely light contact sealed

Contact sealed

Boundary dimensions (mm)	$d$	$D$	$B$	$r$ min	Basic load ratings (kN)		Limiting speeds (min <sup>-1</sup> )				Bearing No.					(Refer.) Mass Open type (kg)
					$C_r$	$C_{or}$	Grease lub.		Oil lub.		Open	Shielded	Sealed	2RD	2RS	
							Open Z, ZX, RU, 2RU	(RD, 2RD)	(RS, 2RS)	Open Z	Open	Shielded ZZ	Sealed 2RU	2RD	2RS	
10	19	5	0.3		1.70	0.84	37 000	--	--	43 000	<b>6800</b>	ZZ	--	--	--	0.005
	22	6	0.3		2.70	1.25	34 000	--	--	41 000	<b>6900</b>	ZZ	--	--	--	0.010
	26	8	0.3		4.55	1.95	31 000	--	19 000	36 000	<b>6000</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.019
30	9	0.6		5.10	2.40	24 000	--	16 000	29 000	<b>6200</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.032	
	35	11	0.6		8.10	3.45	22 000	--	16 000	27 000	<b>6300</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.053
12	21	5	0.3		1.90	1.05	33 000	--	--	39 000	<b>6801</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.006
	24	6	0.3		2.90	1.45	31 000	--	--	36 000	<b>6901</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.011
	26	7	0.3		5.10	2.40	27 000	--	--	32 000	<b>16001</b>	--	--	--	0.024	
28	8	0.3		5.10	2.40	27 000	--	17 000	32 000	<b>6001</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.022	
	32	10	0.6		6.80	3.05	22 000	20 000	15 000	27 000	<b>6201</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.037
	37	12	1		9.70	4.20	20 000	18 000	15 000	25 000	<b>6301</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.060
15	24	5	0.3		2.10	1.25	28 000	--	--	33 000	<b>6802</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.007
	28	7	0.3		4.30	2.25	26 000	--	--	30 000	<b>6902</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.017
	32	8	0.3		5.60	2.85	23 000	--	--	28 000	<b>16002</b>	--	--	--	0.025	
32	9	0.3		5.60	2.85	23 000	--	14 000	27 000	<b>6002</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.030	
	35	11	0.6		7.65	3.75	20 000	18 000	13 000	24 000	<b>6202</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.045
	42	13	1		11.4	5.45	17 000	15 000	12 000	20 000	<b>6302</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.082
17	26	5	0.3		2.60	1.55	26 000	--	--	30 000	<b>6803</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.008
	30	7	0.3		4.60	2.55	23 000	--	--	28 000	<b>6903</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.016
	35	8	0.3		6.00	3.25	21 000	--	--	25 000	<b>16003</b>	--	--	--	0.032	
35	10	0.3		6.00	3.25	21 000	--	12 000	25 000	<b>6003</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.039	
	40	12	0.6		9.55	4.80	17 000	15 000	12 000	21 000	<b>6203</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.065
	47	14	1		13.6	6.65	15 000	14 000	10 000	18 000	<b>6303</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.115
62	17	1.1		20.7	9.65	13 000	--	--	15 000	<b>6403</b>	--	--	--	--	0.270	
20	32	7	0.3		4.00	2.45	21 000	--	--	25 000	<b>6804</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.018
	37	9	0.3		6.35	3.70	19 000	--	--	23 000	<b>6904</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	--	0.036
	42	8	0.3		7.95	4.50	17 000	--	--	21 000	<b>16004</b>	--	--	--	0.050	
42	12	0.6		9.40	5.05	17 000	--	10 000	21 000	<b>6004</b>	ZZ	<b>2RU</b>	--	<b>2RS</b>	0.069	
	47	14	1		12.8	6.65	15 000	14 000	9 700	17 000	<b>6204</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.106
	52	15	1.1		15.9	7.65	14 000	13 000	9 500	17 000	<b>6304</b>	ZZ	<b>2RU</b>	<b>2RD</b>	<b>2RS</b>	0.144
72	19	1.1		31.0	15.2	11 000	--	--	13 000	<b>6404</b>	--	--	--	--	0.400	

Remark) Standard cage types used for the above bearings are described earlier in this section.



Tabel 19. Faktor Beban Radial dan Beban Aksial pada Bantalan

Contact Angle $\alpha$ , deg	$\frac{F_d}{C_d}^{1/3}$	Single-Row Bearing <sup>1</sup>				Double-Row Bearing <sup>2</sup>				$e$	$F_d / \text{ind}^2$
		$F_d / V F_c > e$		$F_d / V F_c \leq e$		$F_d / V F_c > e$		$F_d / V F_c \leq e$			
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
<b>Radial-contact groove ball bearing<sup>4</sup></b>											$F_d / \text{ind}^2$
	0.014		2.30				2.30		0.19	25	
	0.028		1.99				1.99		0.22	50	
	0.056		1.71				1.71		0.26	100	
	0.084		1.55				1.55		0.28	150	
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45		0.30	200	
	0.17		1.31				1.31		0.34	300	
	0.28		1.15				1.15		0.38	500	
	0.42		1.04				1.04		0.42	750	
	0.56		1.00				1.00		0.44	1000	
<b>Angular-Contact groove ball bearings<sup>4</sup></b>											$F_d / \text{ind}^2$
5	0.014	0.56	Use X, Y, and e values applicable to single-row radial-contact bearings	1.0	2.78	0.78	3.74	0.23	25		
	0.028				2.40		3.23		50		
	0.056				2.07		2.78		100		
	0.085				1.87		2.52		150		
	0.11				1.75		2.36		200		
	0.17				1.58		2.13		300		
	0.28				1.39		1.87		500		
	0.42				1.26		1.69		750		
0.56	1.21	1.63	1000								
10	0.014	0.46	1.88	1.0	2.18	0.75	3.06	0.29	25		
	0.029				1.98		2.78		50		
	0.057				1.52		1.76		100		
	0.086				1.41		1.63		150		
	0.11				1.34		1.55		200		
	0.17				1.23		1.42		300		
	0.29				1.10		1.27		500		
	0.43				1.01		1.17		750		
0.57	1.00	1.16	1000								
15	0.015	0.44	1.47	1.0	1.65	0.72	2.39	0.38	25		
	0.029				1.57		2.28		50		
	0.058				1.30		2.11		100		
	0.087				1.23		1.98		150		
	0.12				1.19		1.93		200		
	0.17				1.12		1.82		300		
	0.29				1.02		1.66		500		
	0.44				1.00		1.63		750		
0.58	1.00	1.63	1000								
20	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57				
25	0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68				
30	0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80				
35	0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95				
40	0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14				
<b>Self-aligning ball bearings</b>											
		0.40	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.42 cot $\alpha$	0.65	0.65 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$			
<b>Roller-bearings, self-aligning, tapered<sup>5</sup></b>											
$\alpha \neq 90$		0.4	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.45 cot $\alpha$	0.67	0.67 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$			

SOURCE: Frank W. Whinn (ed.): *Trial Engineers Handbook*, 2nd ed, McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.

NOTE: Values of X, Y, and e for a load or contact angle other than those above are obtained by linear interpolation.

<sup>1</sup>  $C_d$  is the static load rating;  $n$  is the number of rows of balls (not used for radial contact bearings).

<sup>2</sup> For single-row bearings, when  $F_d / V F_c \leq e$ , use X = 1 and Y = 0.

<sup>3</sup> When calculating the equivalent load for a set consisting of two similar single-row angular-contact ball bearings in a duplex mounting "face to face" or "back to back," the pair is considered as one double-row angular-contact ball bearing.

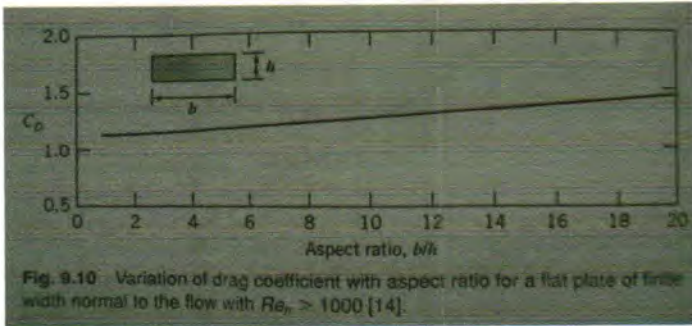
<sup>4</sup> When calculating the equivalent load for a set consisting of two or more single-row radial or angular-contact ball bearings mounted "in tandem," the bearings are calculated individually as single-row ball bearings.

<sup>5</sup> Double-row bearings are presumed to be symmetrical.

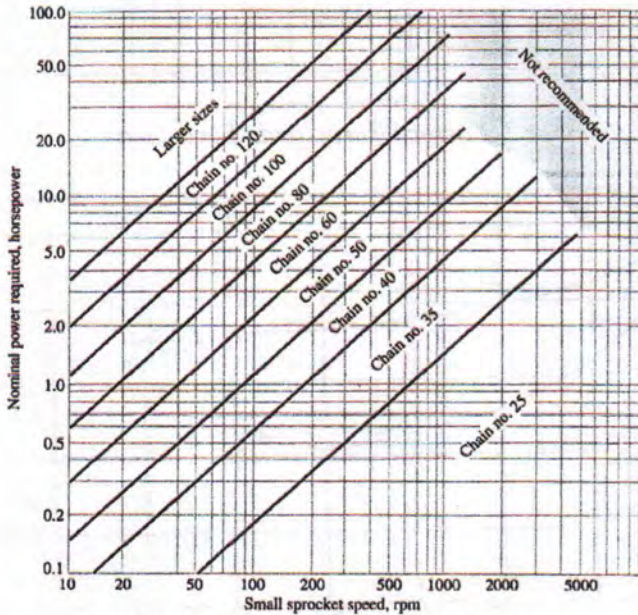
<sup>6</sup> Permissible maximum value of  $F_d / n C_d$  depends on the bearing design.

<sup>7</sup> For  $\alpha = 0$ ;  $F_d = 0$  and X = 1.

## LAMPIRAN GAMBAR



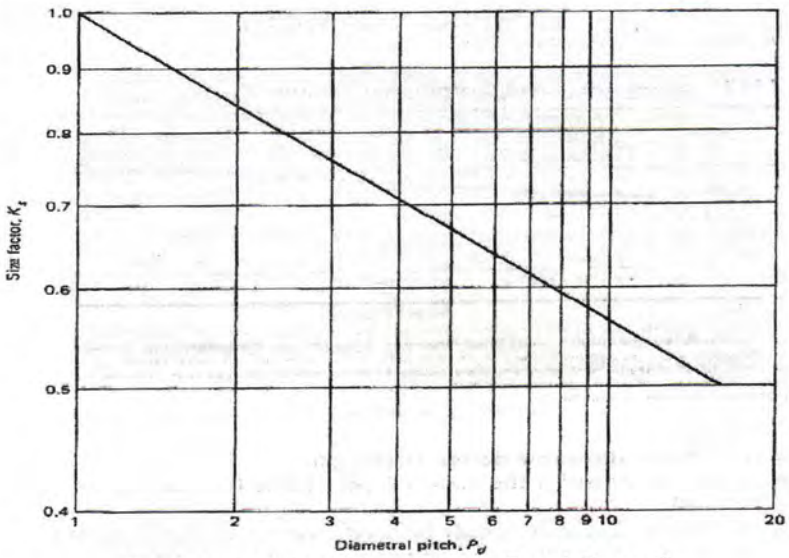
Gambar 1. Koefisien Drag



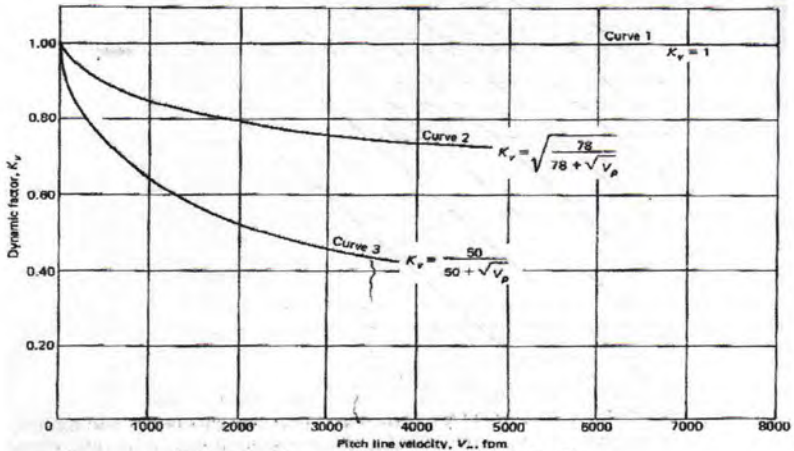
Gambar 2 Grafik standar pemilihan rantai

(Sumber : *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*, Jack A. Collins, 2003 halaman 724)

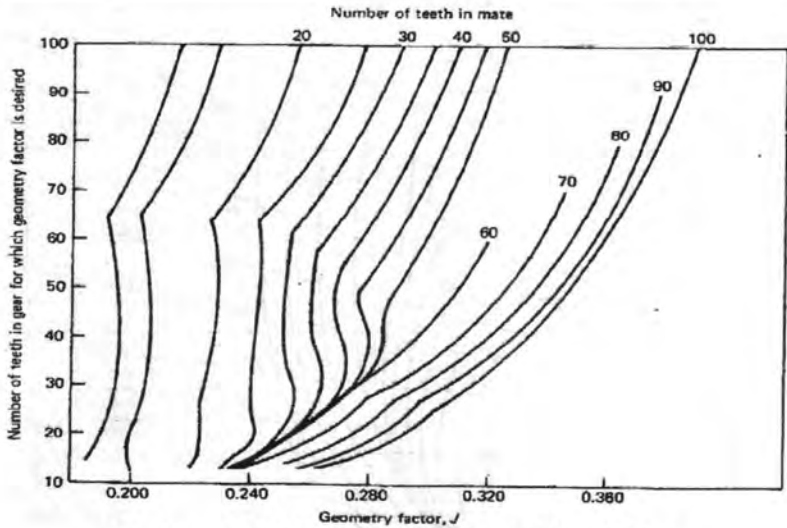




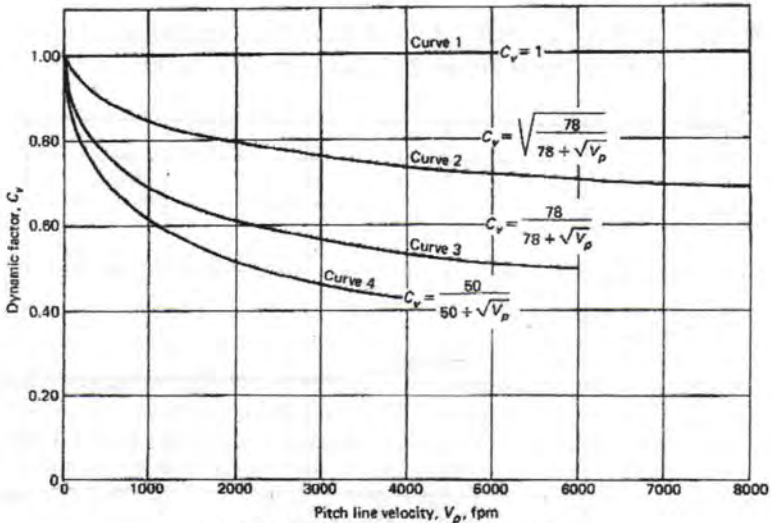
Gambar 3. Faktor Ukuran pada Bevel Gear,  $C_s$



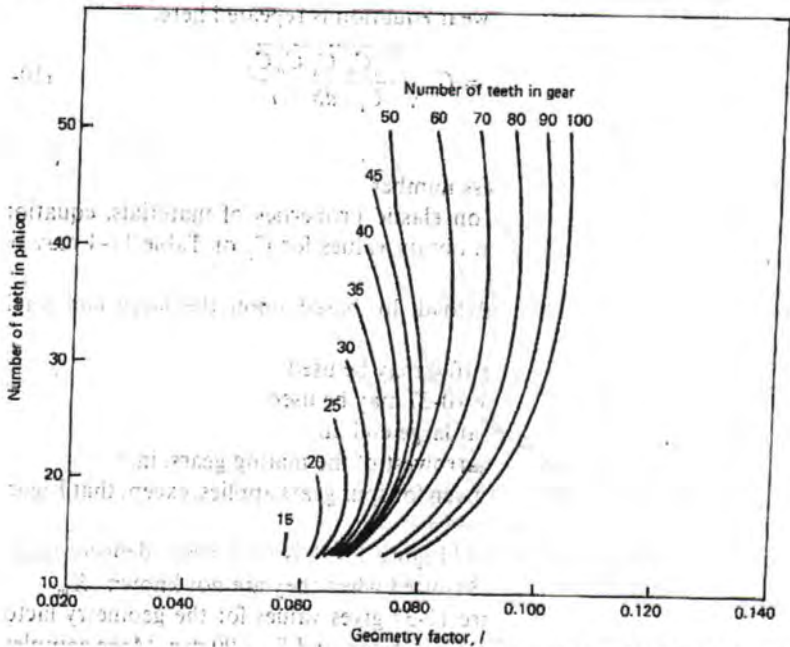
Gambar 4. Faktor Dinamik,  $K_v$



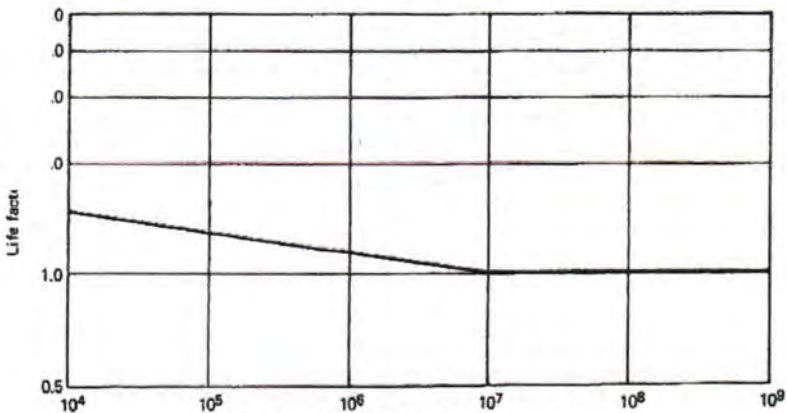
Gambar 5. Faktor Geometri,  $J$  untuk Bevel Gear dengan Sudut Tekan  $25^\circ$  dan Sudut Poros  $90^\circ$



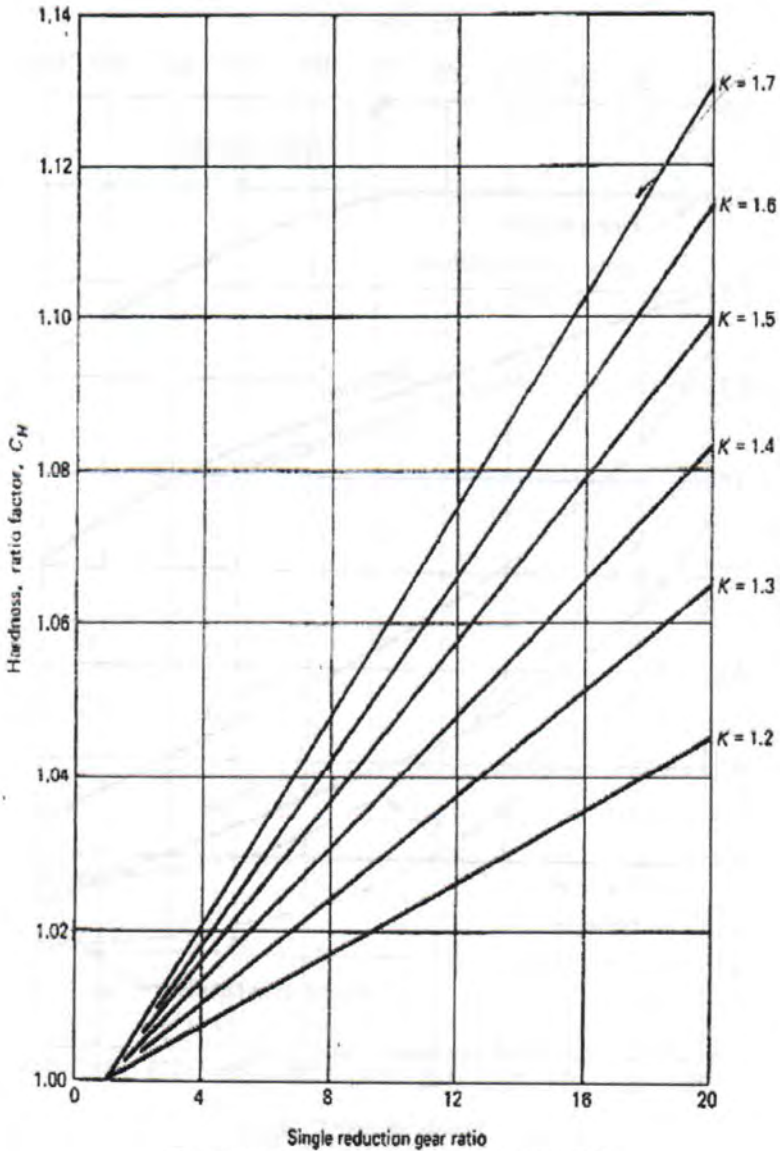
Gambar 6. Faktor Dinamik,  $C_v$



Gambar 7. Faktor Geometri,  $I$  untuk Coniflex Straight Bevel Gear dengan Sudut Tekan  $25^\circ$  dan Sudut Poros  $90^\circ$

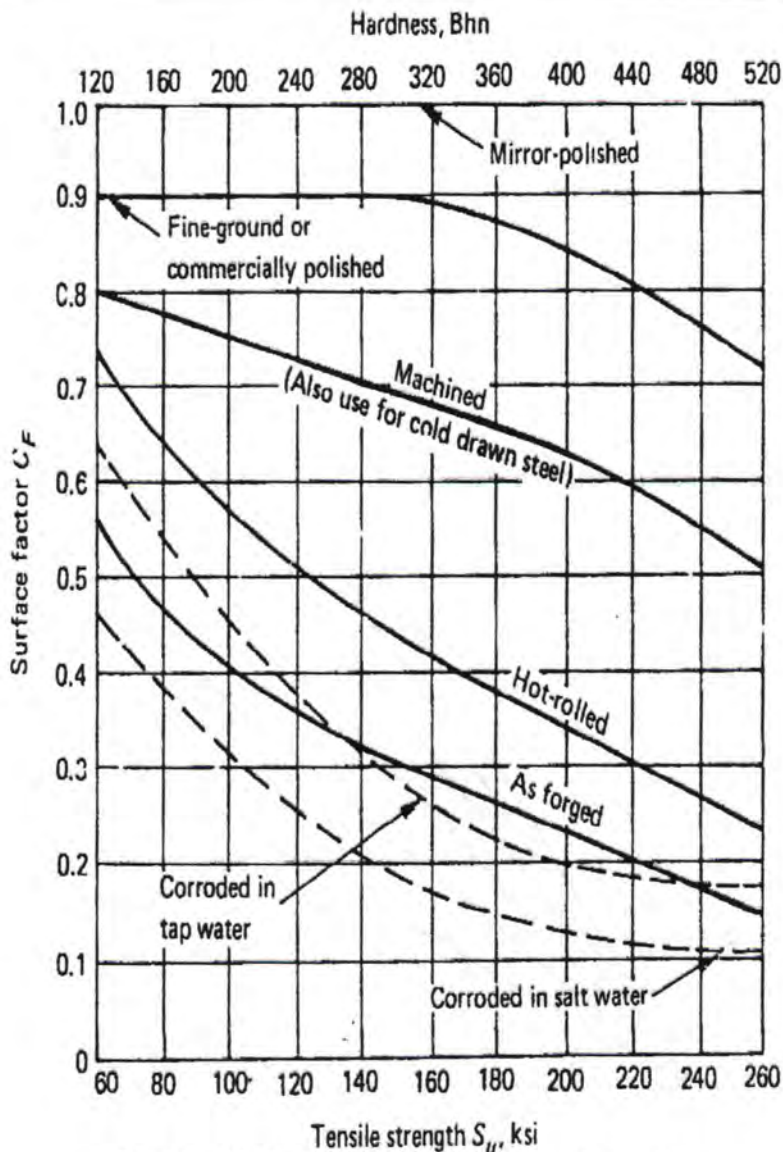


Gambar 8. Faktor Hidup,  $C_L$



Gambar 9. Faktor Rasio Hardness,  $C_H$





Gambar 10. Faktor Pengerjaan Permukaan,  $C_F$

## RIWAYAT HIDUP

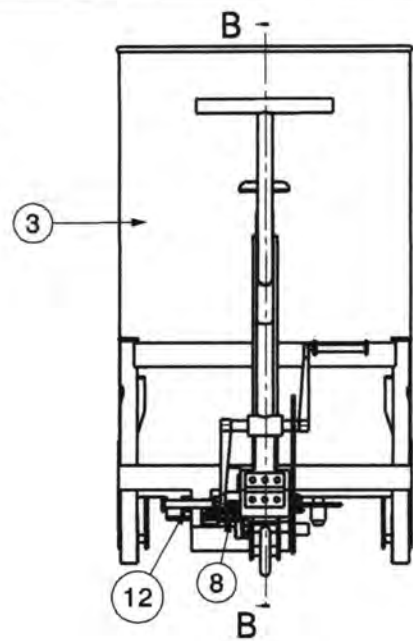
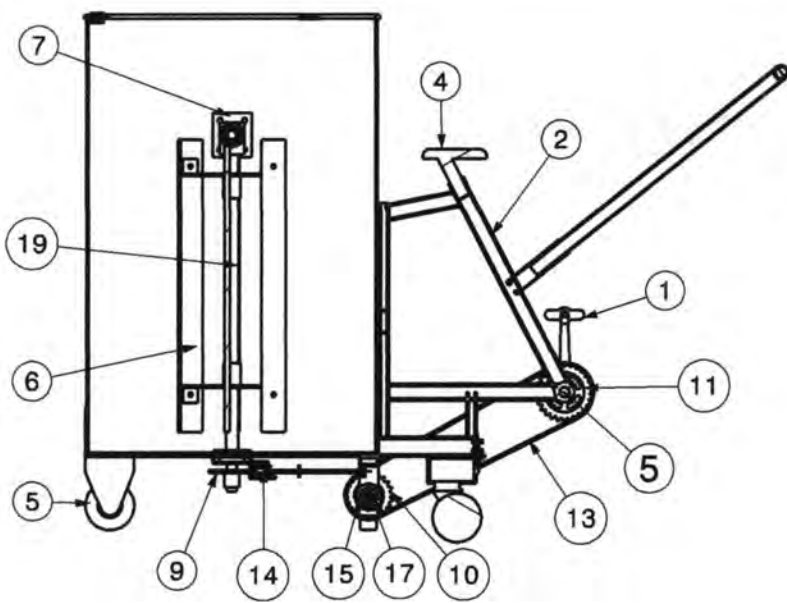


Faizal Ramdhani dilahirkan di Bandung pada tanggal 17 April 1986 dari pasangan Drs. Sutisna Ramdhan dan Ai Khodijah, merupakan anak kedua dari empat bersaudara.

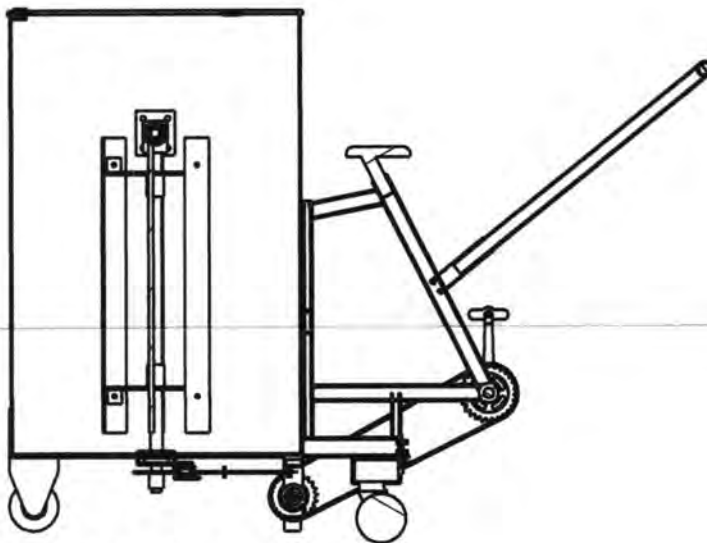
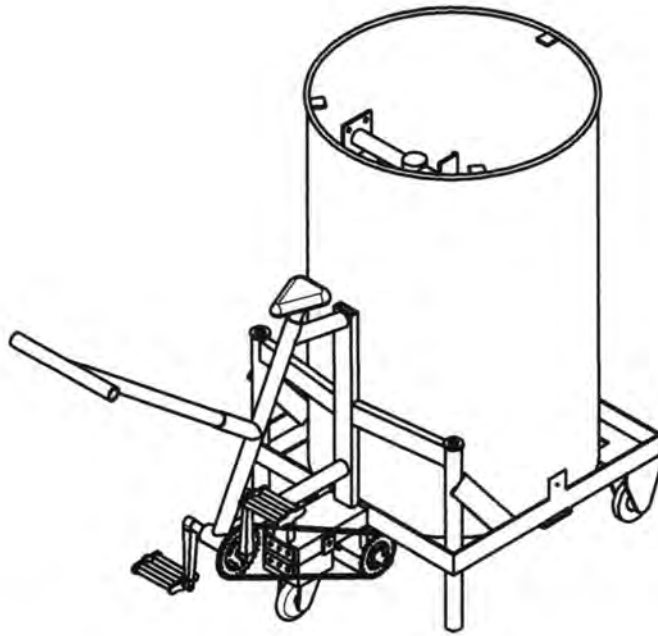
Pada tahun 1997 penulis lulus dari SD Mulyasari 02 Bandung, pada tahun 2000 penulis lulus dari SMPN 34 Bandung dan lulus dari SMUN 8 Bandung pada tahun 2003.

Penulis terdaftar di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS pada tahun 2004 dengan NRP 2104100063. Di jurusan Teknik Mesin Penulis memilih Bidang Studi Desain. Penulis memiliki hobi membaca dan travelling. Selama kuliah penulis aktif dalam kegiatan kemahasiswaan seperti Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM), Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) ITS, dan Jama'ah Masjid Manarul Ilmi (JMMI). Selain itu penulis aktif dalam kegiatan keilmiah seperti Program Kreatifitas Mahasiswa. Penulis juga merupakan finalis Mahasiswa Berprestasi tingkat Jurusan.

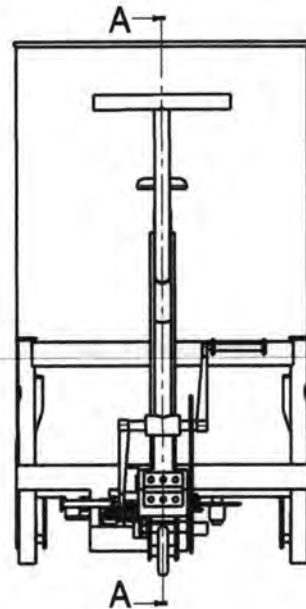
*“Wahai orang-orang yang beriman! Apabila dikatakan kepadamu, “Berilah kelapangan di dalam majelis-majelis.” Maka lapangkanlah, niscaya Allah akan memberi kelapangan untukmu, “Berdirilah kamu.” Maka berdirilah, niscaya Allah akan mengangkat (derajat) orang-orang yang beriman diantaramu dan orang-orang yang diberi ilmu beberapa derajat. Dan Allah Maha Teliti apa yang kamu kerjakan.”*  
(Q.S. Al-Mujadilah 58:11)



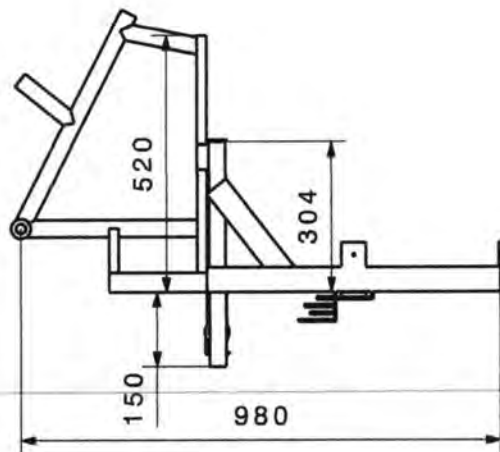
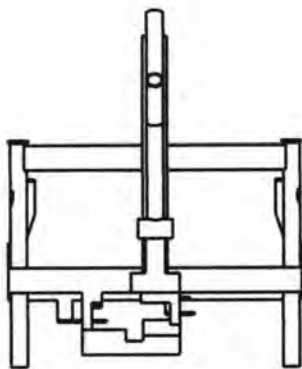
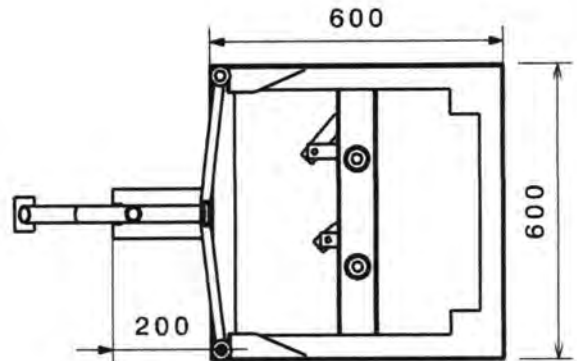
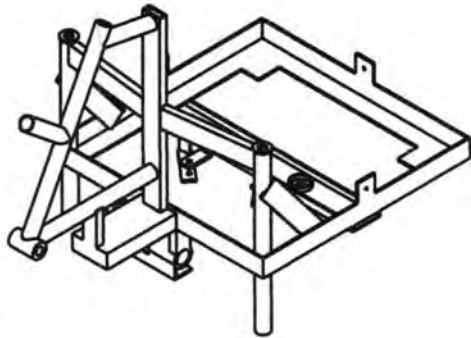
19		Poros Blade	ST 60		
18		Poros 2	ST 60		
17		Poros 1	ST 60		
16		Bearing $\varnothing 20$			
15		Bearing $\varnothing 25$			
14		Tightner			
13		Rantai			
12		Sprocket N=32			
11		Sprocket N=28			
10		Sprocket N=24			
9		Sprocket N=22			
8		Bevel Gear			
7		Tahanan Blades			
6		Blades			
5		Roda			
4		Sadel			
3		Tangki			
2		Rangka			
1		Pedal Sepeda			
No. Bag	Jml	Nama bagian	Bahan	Normalisasi	Keterangan
Kekasaran Permukaan $\mu\text{m}$		Toleransi ukuran dalam $\mu\text{m}$			
		Skala : 1:15	Digambar : Faizal Ramdhani		Peringatan
		Ukuran : mm	NRP : 2104100063		
		Tanggal:16-01-09	Dilihat: Prof.Ir.I N Sutantra M.Sc.P.hd		
T. MESIN ITS		MESIN PENGADUK KOTORAN SAPI		No. 1	A4



Pot A-A

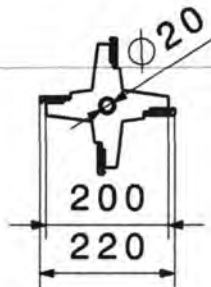
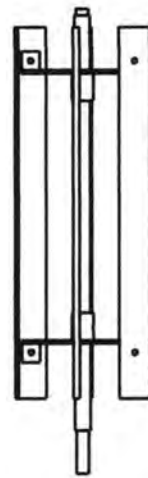
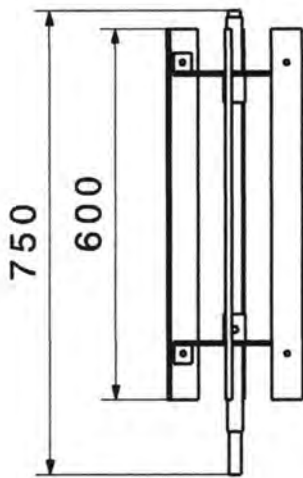


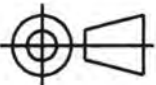
No. Bag	Jml	Nama bagian	Bahan	Normalisasi	Keterangan	
Kekasaran Permukaan $\mu\text{m}$		Toleransi ukuran dalam $\mu\text{m}$				
	Skala : 1:15		Digambar : Faizal Ramdhani		Peringatan	
	Ukuran : mm		NRP : 2104100063			
	Tanggal:16-01-09		Dilihat: Prof.Ir.I N Sutantra M.Sc.P.hD			
T. MESIN ITS		MESIN PENGADUK KOTORAN SAPI			No. 2	A4



No. Bag	Jml	Nama bagian	Bahan	Normalisasi	Keterangan	
Kekasaran Permukaan $\mu\text{m}$		Toleransi ukuran dalam $\mu\text{m}$				
		Skala : 1:15	Digambar : Faizal Ramdhani		Peringatan	
		Ukuran : mm	NRP : 2104100063			
		Tanggal:16-01-09	Dilihat: Prof.Ir.I N Sutantra M.Sc.P.hD			
T. MESIN ITS		RANGKA MESIN			No. 3	A4





No. Bag	Jml	Nama bagian	Bahan	Normalisasi	Keterangan	
Kekasaran Permukaan $\mu\text{m}$		Toleransi ukuran dalam $\mu\text{m}$				
		Skala : 1:15	Digambar : Faizal Ramdhani		Peringatan	
		Ukuran : mm	NRP : 2104100063			
		Tanggal: 16-01-09	Dilihat: Prof.Ir.I N Sutantra M.Sc.P.hD			
T. MESIN ITS		BLADE PENGADUK			No. 4	A4