

34571 / H / 09



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember



RSM

621.815

Jus

R-1

2008

IGAS AKHIR - RM1562 (MF)

# ANCANG BANGUN MESIN PRESS UNTUK PRODUK WIRE MESH

NI SUSANTO  
2199 109 030

sen Pembimbing,  
Sampoerno, MT

RUSAN TEKNIK MESIN  
kultas Teknologi Industri  
stitut Teknologi Sepuluh Nopember  
rabaya 2008

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	16 - 2 - 2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	35



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM1562 (MF)

# DESIGN AND CONSTRUCTION OF MACHINE PRESS FOR WIRE MESH PRODUCT

DANI SUSANTO  
NRP 2199 109 030

Academic Supervisor  
Dr. Sampoerno, MT

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2008

# **RANCANG BANGUN MESIN PRESS UNTUK PRODUK WIRE MESH**

## **TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**DANI SUSANTO  
NRP. 2199 109 030**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir .

1. Ir. Sampoerno, MT  (Pembimbing)
2. Ir. Hardjono, Msc  (Penguji I)
3. Ir. Hari Subiyanto, MT  (Penguji II)
4. Ir Winarto,DEA  (Penguji III)

**SURABAYA  
OKTOBER 2008**

## **RANCANG BANGUN MESIN PRESS UNTUK PRODUK WIRE MESH**

**Nama Mahasiswa** : DANNI SUSANTO  
**NRP** : 2199 109 030  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Sampoerno,MT.

### **Abstrak**

Suatu perusahaan yang bergerak dalam produksi antenna parabola mengembangkan produknya untuk menggantikan salah satu komponen dari antenna tersebut yang bertujuan untuk mengurangi biaya produksi. Komponen tersebut adalah wire mesh dengan ukuran mesh 5 x 3 mm. Untuk membuat mesh dengan ukuran tersebut dapat dengan menggunakan peralatan perkakas press tool dengan dibantu mesin press sebagai penekannya juga bisa direncanakan mesin press yang bekerja secara kontinu dengan system pengumpan yang bekerja secara otomatis.

Dengan mengambil dasar system kerja dari mesin press dan mesin shearing bahwa untuk membuat mesin press yang bekerja secara semi otomatis direncanakan beberapa system yaitu : system pengumpan dan system forming. Kedua system ini saling berkesinambungan. Berbekal ilmu teknik yang didapat muncul konsep mesin press untuk produk wire mesh yang dapat bekerja secara mekanis dan otomatis dengan konsep yang sederhana dan fleksibel. Untuk perencanaan dan pembuatan mesin press ini proses pengerjaannya meliputi kapasitas mesin press, besar gaya pembentukannya, clearance, kecepatan pengumpannya, dan komponen penunjang lainnya. Material produk yang digunakan adalah pelat coil aluminium dengan tebal 0,37 mm.

Setelah dilakukan perhitungan dan perancangan didapatkan bahwa kapasitas mesin press adalah 5 langkah per

*detik. Dan hasil produk wire mesh dari trial and error bahwa mesin yang dirancang sangat memuaskan ini karena error yang terjadi tidak terlalu banyak, sehingga perancangan yang diinginkan dapat tercapai sebagaimana yang direncanakan.*

*Kata kunci : wire mesh, mesin press*

## **DESIGN AND CONSTRUCTION OF MACHINE PRESS FOR WIRE MESH PRODUCT**

**Name** : **DANI SUSANTO**  
**NRP** : **2199 109 030**  
**Departement** : **Mechanical Engineering FTI – ITS**  
**Academic Supervisor** : **Ir. Sampoerno, MT**

### **Abstract**

*A peripatentic company in production of parabol antenna develop its product to replace one of the antenna component, which is to reduce the production cost the component is wire mesh with size mesh 3 x 5 mm. To make the mesh of the size can be done by using equipments of press tool assistively, press machine as its compressor also can be planned laboring press machine continued with bait laboring system automatically.*

*By taking base system work from press machine and shearing machine, to make the laboring machine, to make the laboring machine press semi-automatically planned by some system thah is ; bait system and forming system. Both system are continual each other with technics that we got, emerge the concept of press machine for the product of wire mesh which can work mechanically and automatically with the flexible and simple concept. For the planning of this press machine making and process its workmanship cover the capacities of press machine, forming force, clearance, bait speed, and other components support. Product material that being used are alumunium coil plate with thikness 0.37 mm.*

*After conducted calculation and scheme, we got that capacities of press machine are 5 step per second. And the result of wire mesh product from trial and error that machine designed is very gratifying because error that occurred didn't too much, so that scheme wanted can be reached as planned.*

**Keyword** : *wire mesh, machine press*

## KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb.

Alhamdulillah, sembah sujud selayaknya dihaturkan kehadirat Allah SWT, hanya karena tuntunan-Nya-lah penulis akhirnya bisa menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

### **RANCANG BANGUN MESIN PRESS UNTUK PRODUK WIRE MESH**

Laporan Tugas Ahir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) pada bidang study Produksi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi 10 Nopember Surabaya.

Pada kesempatan ini, penulis mengucapkan terimakasih yang tak terkira atas segala bantuan yang telah diberikan hingga selesainya laporan ini, kepada :

1. Orang tuaku tercinta, maturnuwun dumateng sedoyo pangestunipun soho pinuturipun.
2. Istriku yang tersayang " Fanny Hidayati" yang selalu dengan sabar mendampingi dan memberi spirit dalam pengerjaan tugas akhir ini selama 4 tahun. I Love You So Much.
3. My angel " Naura R.D " yang selalu mengajak bermain setiap kali mengerjakan.
4. Bpk Ir. Sampoerno. MT, selaku dosen pembimbing, pemberi relasi, serta pembuka wawasan.
5. Bpk. Ir. J Lubi, selaku dosen wali yang telah membuka pintu untuk dapat melakukan sidang.
6. Bpk. Dr. Ing. Herman Sasongko, selaku ketua jurusan teknik mesin ITS uber alles, kami "berhutang " baik materil maupun non materil , terimakasih pak.
7. Segenap dosen jurusan T. Mesin, atas semua pengetahuan yang diberikan, terima kasih pak, bu, semoga Allah membalasnya, Amiiiiiin....

8. Bpk Hendra Laksana Direktur Primadna Graha Sarana yang memberikan kesempatan waktu mengerjakan Tugas Akhir ini.
9. Fa'in, Roby, G-penk, Jagung, Nyamuk, Parto, Bolot, Pak Suryadi yang telah bersedia meluangkan waktunya untuk sharing ilmu.
10. Keluarga besar Bpk HM. Sudjak di Surabaya, dan keluarga besar Bpk Jusuf W di Lamongan.
11. Rakyat Mesin ITS, Saudara Sependidikan dan Seperjuangan, M42, ayo rek bangun solidaritas karo jaringan sing kuat,
12. Dan pihak-pihak lain yang tidak bisa saya sebutkan satu-satu.

Karena keterbatasan dalam pengetahuan dan pengalaman, kami menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini masih jauh dari sempurna sehingga kritik dan saran sangat kami harapkan unatuk tahapan pengembangan selanjutnya.

Besar harapan kami bahwa informasi sekecil apapun dalam buku ini akan bermanfaat bagi semua pihak dan dapat menambah pengetahuan.

Surabaya, Oktober 2008

Penulis



## DAFTAR ISI

	Halaman
Judul .....	i
Lembar Pengesahan .....	ii
Abstrak .....	iii
Kata Pengantar .....	ix
Daftar Isi .....	xi
Daftar Gambar .....	xiv
Daftar Tabel .....	xvi
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Metodologi .....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	<b>5</b>
2.1 Kajian Pustaka .....	5
2.2 Pengertian Perancangan.....	6
2.3 Proses Pengerjaan Dingin.....	7
2.4 Pengujian Kekuatan Tarik .....	8
2.5 Perencanaan Mesin .....	11
2.5.1 Penentuan Daya Mesin Wire Mesh .....	11
2.5.2 Perencanaan Transmisi .....	13
2.5.2.1 V-belt .....	14
2.5.2.2 Chain Drive .....	15
2.5.2.3 Roda gigi .....	16
2.6 Menentukan Diameter Poros dan Jenis Bearing .....	19
2.6.1 Poros .....	19
2.6.2 Bearing.....	22

2.6.3	Pasak .....	23
2.7	Proses Shearing .....	24
2.8	Clearance .....	25
2.9	Gaya Pemotongan .....	27
2.10	Bending .....	27
2.11	Radius Bending Minimum .....	29
2.12	Spring Back .....	30
2.13	Tahapan Perubahan Bentuk Plat Logam .....	31
<b>BAB III UJI TARIK MATERIAL.....</b>		<b>33</b>
3.1	Pengujian Kekuatan Tarik .....	33
3.2	Material Uji Tarik .....	33
3.3	Uji Tarik Material .....	33
3.4	Persamaan Tegangan Alir.....	42
<b>BAB IV ANALISA PERENCANAAN MESIN WIRE</b>		
	<b>MESH.....</b>	<b>45</b>
4.1	Tinjauan Produk.....	45
4.2	Tahapan Penelitian .....	46
4.2	Pembuatan .....	53
4.3.1	Pembuatan Kerangka Mesin .....	53
4.3.3	Pembuatan Mekanisme Upper Blade .....	56
4.3.3	Pembuatan Sistem Pengumpan .....	60
4.4	Proses Perakitan .....	63
4.5	Cara Kerja Mesin.....	66
4.6	Perencanaan Komponen Mesin .....	68
4.7	Perencanaan Press Tool Wire Mesh.....	69
<b>BAB V ANALISA PERENCANAAN ELEMEN MESH...</b>		<b>71</b>
5.1	Penentuan Daya Mesin Wire Mesh .....	71
5.2	Perencanaan Roll Feeder .....	74
5.3	Perencanaan Bosh .....	80
5.4	Perencanaan Poros Engkol Utama .....	81

5.5	Perencanaan Pasak .....	94
5.5.1	Pasak pada Gear Pengumpan.....	94
5.5.2	Pasak pada Sprocket.....	96
5.5.3	Pasak pada Poros Utama .....	96
5.6	Perencanaan V-belt.....	97
5.7	Perencanaan Bearing .....	100
5.8	Perencanaan Coupling.....	108
5.9	Perencanaan Sistem Transmisi .....	110
5.10	Kapasitas Mesin.....	114
<b>BAB VI PERENCANAAN PRESS TOOL.....</b>		<b>115</b>
6.1	Strip Layout .....	115
6.2	Perhitungan Gaya Pemotongan dan Gaya Pembentukan .....	116
6.2.1	Gaya Pemotongan.....	116
6.2.2	Gaya Pembentukan.....	118
6.2.3	Clearance Proses Pemotongan.....	119
6.3	Analisa Kemampuan Material Pembentukan .....	121
6.3.1	Kriteria Necking .....	121
6.3.2	Kriteria Patah.....	122
6.4	Springback .....	124
6.5	Perhitungan Komponen Press Tool .....	125
6.5.1	Perencanaan Upper Blade.....	125
6.5.1.1	Desain Upper Blade .....	125
6.5.1.2	Tinggi Upper Blade .....	127
6.5.2	Desain Lower Blade.....	128
6.5.3	Analisa Keausan .....	129
6.5.4	Penentuan Baut.....	129
6.5.5	Perencanaan Pegas.....	130
<b>BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>		<b>133</b>
7.1	Kesimpulan .....	133
7.2	Saran .....	134

**DAFTAR PUSTAKA  
LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	Produk Wire Mesh .....	2
Gambar 2.1.	Pasangan Belt-Pulley dan Uraian Gaya .....	15
Gambar 2.2.	Pasangan Spur Gear .....	17
Gambar 2.3.	Tarikan Rantai pada Sprocket .....	21
Gambar 2.4.	Proses Shearing .....	25
Gambar 2.5.	Clearance Perside .....	27
Gambar 2.6.	Proses Bending.....	28
Gambar 2.7.	Wiping Die.....	29
Gambar 2.8.	Spring back pada Bending .....	31
Gambar 2.9.	Mekanisme Pemotongan .....	32
Gambar 3.1.	Specimen Uji Tarik .....	33
Gambar 3.2.	Pengambilan Specimen .....	34
Gambar 3.3.	Grafik Gaya-Perpanjangan.....	36
Gambar 3.4.	Grafik Tegangan-Regangan Teknik.....	40
Gambar 3.5.	Grafik Tegangan-Regangan Sebenarnya.....	42
Gambar 3.6.	Grafik LOG Tegangan-Regangan Sebenarnya	43
Gambar 3.7.	Trend Log Tegangan-Regangan Sebenarnya ...	44
Gambar 4.1.	Produk Wire Mesh.....	45
Gambar 4.2.	Mesin-mesin Press Tool.....	48
Gambar 4.3.	Rancangan Awal Mesin Wire Mesh .....	48
Gambar 4.4.	Flow Chart Umum Rancang Bangun .....	50
Gambar 4.5.	Flow Chart Perancangan Mesin Wire Mesh ....	52
Gambar 4.6.	Kerangka Mesin .....	53
Gambar 4.7.	Dudukan Rumah Bearing Poros Utama .....	54
Gambar 4.8.	Penghubung Kaki-Kaki Kerangka .....	55
Gambar 4.9.	Kaki Kerangka Mesin .....	56
Gambar 4.10.	Mekanisme Upper Blade.....	57
Gambar 4.11.	Gambar Poros Utama Mesin .....	58
Gambar 4.12.	Bagian 3 Tampak Isometrik .....	59
Gambar 4.13.	Dudukan Upper Blade.....	60
Gambar 4.14.	Sistem Pengumpan.....	61
Gambar 4.15.	Gambar Kerja Sistem Pengumpan .....	62

Gambar 4.16.	Kerangka Mesin.....	63
Gambar 4.17.	Perakitan Pulley dan Sprocket .....	64
Gambar 4.18.	Penahan Dudukan Upper Blade .....	64
Gambar 4.19.	Dudukan Upper Blade.....	65
Gambar 4.20.	Dudukan Lower Blade .....	65
Gambar 4.21.	Posisi Tuas pada Sistem Pengumpan.....	66
Gambar 4.22.	Posisi Poros Menyentuh Dudukan Upper Blade .....	67
Gambar 4.23.	Sistem Gerak Kanan-Kiri.....	67
Gambar 4.24.	Diagram Alir Perencanaan Komponen Mesin Wire Mesh.....	68
Gambar 5.1.	Rancangan Awal Roll Feeder .....	75
Gambar 5.2.	Rancangan Spur Gear Feeder.....	75
Gambar 5.3.	Bosh .....	80
Gambar 5.4.	Poros Utama.....	82
Gambar 5.5.	Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros.....	82
Gambar 5.6.	Gaya-Gaya yang Bekerja pada Bidang x-y...	84
Gambar 5.7.	Gaya-Gaya yang Bekerja pada Bidang x-z...	85
Gambar 5.8.	Pasak .....	95
Gambar 5.9.	Grafik $v_1$ (a), $v$ (b).....	103
Gambar 5.10.	Tapered Roller Bearing.....	104
Gambar 5.11.	Grafik $a_{skf}$ .....	106
Gambar 5.12.	Cylindrical Rolling Bearing.....	106
Gambar 5.13.	Flexible Coupling .....	108
Gambar 5.14.	Sistem Transmisi.....	111
Gambar 6.1.	Hasil Proses Pemotongan dan Bending .....	115
Gambar 6.2.	Proses Pemotongan .....	116
Gambar 6.3.	Gaya pada Benda .....	116
Gambar 6.4.	Dimensi Material yang Terpotong.....	118
Gambar 6.5.	Awal Penetrasi .....	123
Gambar 6.6.	Posisi Bending .....	123
Gambar 6.7.	Desain Upper Blade .....	125

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1.	Data Uji Tarik Material.....	34
Tabel 3.2.	Data Gaya-Perpanjangan .....	35
Tabel 3.3.	Data Tegangan-Regangan Teknik .....	39
Tabel 3.4.	Data Tegangan-Regangan Sebenarnya .....	41
Tabel 5.1.	Harga $\eta_c$ Berdasarkan Kondisi Kerja.....	102
Tabel 5.2.	Viscosity Classification .....	103
Tabel 5.3.	Mechanical Property TRB 32010 X/Q .....	104
Tabel 5.4.	Dimension Value of TRB 32010 X/Q .....	105
Tabel 5.5.	Mechanical Property CRB *NU 2210 ECP .....	107
Tabel 5.6 .	Data Teknis BK2 500 .....	109
Tabel 6.1.	Besar Clearance Tiap-Tiap Bahan .....	121
Tabel 7.1.	Komponen-Komponen Mesin Press .....	133



---

# **B A B I**

## **PENDAHULUAN**



## BAB I

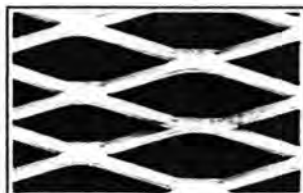
### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang

Pembuatan sebuah produk baru merupakan suatu kegiatan yang biasa dilakukan dalam bidang manufaktur untuk memenuhi kebutuhan pasar. Dalam perancangan produk tersebut dapat dilakukan dengan memunculkan hal yang baru atau dengan meniru dan memodifikasi produk yang sudah ada. Produk yang sudah ada dipasaran dikembangkan sesuai dengan keinginan dari pemesan produk itu sendiri.

Mesin yang akan dirancang disini adalah sebuah mesin press tool untuk pembuatan produk wire mesh dimana material sheetnya dari bahan alumunium coil dengan ketebalan 0,37 mm. Wire mesh merupakan produk yang memiliki bentuk menyerupai jajaran genjang.

Perancangan yang akan dilakukan awalnya merupakan keinginan dari sebuah perusahaan yang bergerak dalam bidang pembuatan antenna parabola. Mengingat dari segala aspek baik itu tempat yang akan digunakan untuk membuat mesin tersebut, biaya untuk membuat mesin, dan waktu yang diberikan untuk menyelesaikan pembuatan mesin maka harus diperoleh dengan bentuk mesin yang sederhana dan hasil produknya sesuai dengan keinginan konsumen, berikut gambar produk wire mesh yang diinginkan oleh konsumen :



**Gambar 1.1 Produk Wire Mesh**

Berdasarkan keinginan konsumen maka pada penulisan kali ini akan dibahas perencanaan elemen mesin wire mesh dan analisa press tool produk wire mesh.

## **1.2 Perumusan Masalah**

1. Bagaimana Merencanakan Mesin Wire Mesh.
2. Bagaimana Merencanakan urutan proses Press Tool produk wire mesh.
3. Bagaimana menentukan bahan tool sesuai produk yang akan dibuat.

## **1.3 Tujuan**

Adapun tujuan dari penyusunan tugas akhir ini adalah :

- a. Menganalisa pembuatan produk wire mesh
- b. Menghasilkan konsep dan model dalam teknologi pembuatan produk wire mesh.
- c. Merancang *Mesin Press* untuk produk wire mesh.
- d. Dapat menghasilkan mesin press yang sederhana dan produk wire mesh yang diinginkan.

## **1.4 Batasan Masalah**

Dalam perancangan yang akan dilakukan perlu dibatasi permasalahan supaya pembahasan masalah tidak melebar, maka batasan masalah yang diberikan antara lain:

1. Material yang digunakan adalah plat aluminium dengan tebal 0.37 mm.



2. Kerangka mesin dianggap kokoh sehingga tidak memerlukan perhitungan
3. Proses pengerjaan permesinan tidak dibahas.

## 1.5 Metodologi

Metodologi perencanaan dapat diklasifikasikan beberapa tahap, yaitu :

1. Tahap pengumpulan data.
2. Tahap merencana
3. Tahap perancangan
4. *Design* konstruksi mesin wire mesh
5. *Assembling* mesin wire mesh
6. Perhitungan gaya proses dan tegangan proses
7. Pemilihan material *Upper dan Lower Blade*
8. *Design Upper dan Lower Blade*



## 1.6 Sistematika Penulisan

### **BAB I PENDAHULUAN.**

Dibahas mengenai latar belakang penulisan, perumusan masalah, tujuan perencanaan, batasan masalah agar permasalahan terfokus dan tidak terlalu meluas, metodologi dan sistematika penulisan.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Meliputi teori penunjang yang digunakan untuk perancangan.

### **BAB III PENGUJIAN MATERIAL**

Merupakan uji tarik material produk untuk mendapatkan sifat mekanik material produk.

### **BAB IV ANALISA PERANCANGAN MESIN**

Pada bab ini dibahas mengenai perancangan mesin wire mesh, perencanaan pemilihan komponen, Langkah-langkah perencanaan press Tool.

---

---

**BAB V ANALISA PERENCANAAN  
KOMPONEN MESIN**

Perencanaan komponen-komponen Mesin Wire Mesh, pemilihan komponen, gaya-gaya pada komponen, penentuan dimensi dan ukuran.

**BAB VI ANALISA PERENCANAAN PRESS  
TOOL**

Pada bab ini dibahas mengenai perhitungan perancangan *Upper dan Lower Blade*, pemilihan komponen, gaya pemotongan dan pembentukan, clearance, penentuan dimensi dan ukuran, serta hal-hal lain yang mendukung dalam rancang bangun mesin press.

**BAB VII KESIMPULAN**

Berisi kesimpulan dan saran untuk tugas akhir ini.

Daftar Pustaka.

Lampiran



---

## **B A B II**

# **TINJAUAN PUSTAKA**

---

---

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Kajian Pustaka.

1. Pada kutipan tugas akhir Budi Widya (2100.109.033) yang bertopik "*Perencanaan dan Analisa Mesin Embos Kain untuk daun tiruan dengan sistem pneumatik*". Perencanaan mesin embos ini digunakan untuk memproduksi daun tiruan. Alat ini didesain agar dapat diperoleh tekanan pada cetakan yang berisi lembaran kain berbentuk daun, dimana sebagai penggerak cetakan menggunakan silinder pneumatik. Disamping memperoleh panas pada cetakan maka pada cetakan atas maupun cetakan bagian bawah dipasang heater. Pada metodologi perencanaan mesin embos ini tidak dijelaskan perencanaan dan cara kerja mesin secara menyeluruh, tapi hanya dijelaskan melalui wiring diagram dan diagram alir perencanaan.
2. J. Rico (2102.109.501) hanya dijelaskan tentang perencanaan press tool dan mekanisme feedernya secara mendasar. Pada tugas akhir saudara J. Rico mekanisme proses pada press toolnya juga menggunakan urutan proses *piercing* dan *blanking*, akan tetapi tidak membahas perencanaan mesinnya. Tugas akhir ini menjelaskan "*perencanaan proses press tool dari komponen plat penguat pada traktor tangan type TRG 1000 di PT Agrindo gresik*". Pada tugas akhir saudara
3. Subekti Gautama (2101.109.608). Menjelaskan *Perancangan Press Tool Case Transmisiion Lh dan Rh Traktor Tangan Tipe TRG 1000 di PT Agrindo Gresik*, dimana mekanisme perencanaan alternatif proses produksi *case transmission* ini dilakukan

dengan penggantian komponen, dengan menggunakan plat baja st 37 tebal 3,5 mm. Urutan proses yang dirancang adalah proses *shearing*, *deep drawing*, *triming* dan *piercing*. Out put pada tugas akhir ini hanya berupa desain *press tool* dan ditambahkan perencanaan dasar biaya proses pemesinan dari desain *press tool*nya.

Pada penulisan tugas akhir ini akan di bahas perencanaan komponen mesin wire mesh beserta perencanaan *press tool* produk wire mesh.

## 2.2 Pengertian Perancangan

Secara sederhana perancangan didefinisikan sebagai kegiatan pemetaan dari ruang fungsional (tidak kelihatan/*imajiner*) kedalam ruang fisik (kelihatan dan dapat dirasakan atau diraba) untuk memenuhi tujuan akhir perancangan secara spesifik dan obyektif. Sedangkan untuk menunjang kegiatan perancangan diperlukan suatu tata cara yang dinamakan metode perancangan, metode perancangan merupakan proses berpikir sistematis terhadap suatu sistem, komponen atau produk bahkan proses untuk mencapai sesuatu yang diharapkan. Metode perancangan dapat juga dikatakan sebagai proses pengambilan keputusan.

Kegiatan perancangan merupakan rangkaian kegiatan yang berurutan, karena itu perancangan disebut sebagai proses dalam merancang yang mencakup seluruh kegiatan yang ada. Kegiatan-kegiatan dalam proses perancangan dinamakan fase. Setiap fase terdiri dari beberapa kegiatan, yang dinamakan dalam langkah fase. Salah satu deskripsi proses perancangan adalah proses perancangan terdiri dari fase-fase berikut, yaitu :

1. Identifikasi kebutuhan.
2. Perencanaan proses dan penjelasan tugas.
3. Tahap proses perancangan produk yang memenuhi spesifikasi yang telah ditetapkan (*conceptual design*)

4. Tahap perancangan produk (*Embodiment/detailed design*)
5. Review dan evaluasi produk hasil rancangan
6. Penyusunan dokumen (gambar produk hasil rancangan dan spesifikasi pembuatan produk)

### 2.3 Proses Pengerjaan Dingin

Didefinisikan sebagai proses pembentukan yang dilakukan pada daerah temperatur dibawah *rekristalisasi*, umumnya dikerjakan pada temperatur kamar atau tanpa pemanasan benda kerja.

Logam yang mengalami *deformasi* pada pengerjaan dingin akan mempunyai sifat-sifat mekanis yang berbeda dari sifat mekanis sebelumnya. Hal ini disebabkan oleh terjadinya pengerasan regang selama proses sehingga kekerasan dan ketangguhan akan meningkat tetapi sifat keuletan (*ductility*) turun. Meningkatnya kekerasan dan ketangguhan merupakan perubahan sifat yang menguntungkan dari produk hasil tetapi juga merugikan jika produk hasil akan dikerjakan lagi, karena diperlukan daya yang lebih besar untuk reduksi selanjutnya sedangkan sifat keuletan yang turun sangat merugikan karena mengurangi sifat mampu bentuk logam.

*Keuntungan pengerjaan dingin antara lain:*

- a. Pengerjaan dingin meningkatkan kekuatan dan kekerasan material karena *strain hardening*, terlebih dari itu pencapaiannya tidak diperlakukan penambahan karbon pada permukaan benda kerja.
- b. Karena pengerjaan diselesaikan dalam keadaan dingin, permukaan hasil pada benda kerja halus karena tidak ada oksida yang terjadi selama proses pengerjaan dingin.
- c. Akurasi ukuran benda kerja lebih baik (toleransi produk kecil) dari pengerjaan panas.



- d. Lebih ekonomis dan benda kerja lebih mudah dipindahkan (dipegang).

*Kerugian pengerjaan dingin antara lain:*

- Karena material mengalami pengerasan regang yang tinggi pada temperatur rendah atau ruang, jumlah deformasi yang diberikan untuk proses selanjutnya menjadi terbatas dan gaya yang diperlukan semakin besar.
- Besar kemungkinan terjadi keretakan atau cacat produk.
- Keuletan material turun.
- Deformasi* yang dihasilkan kecil.

## 2.4 Pengujian Kekuatan Tarik

Kekuatan tarik suatu logam merupakan sifat mekanik logam yang penting, dimana perlu diketahui harga batas yang dapat ditahan oleh material tanpa mengalami kerusakan / failure, hal ini terutama untuk perencanaan konstruksi maupun pengerjaan logam tersebut. Dari hasil uji tarik ini dapat diketahui sifat-sifat bahan berupa ; kekuatan lulur, perpanjangan, kekuatan tarik maksimum, reduksi luas penampang dan lain lain.

*Besaran Besaran Dari Uji Tarik*

Dari pengujian tarik suatu material, maka akan didapatkan beberapa parameter yang berkaitan dengan uji tarik tersebut diantaranya adalah :

### 1. Tegangan tarik maksimum (UTS)

Kekuatan tarik atau kekuatan tarik maksimum (Ultimate Tensile Strength) adalah beban maksimum dibagi luas penampang awal benda uji.

$$\sigma_u = \frac{P_{\max}}{A_0} \quad (2.1)$$

Dimana :  $P_{max}$  = Beban maksimum

$A_0$  = Luas Penampang

## 2. Tegangan – Regangan Teknik

$$\text{Tegangan teknik } (\sigma_t) = \frac{P}{A_0} \quad (2.2)$$

$$\text{Regangan Teknik } (\varepsilon_t) = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2.3)$$

Dimana :  $\sigma_t$  = Tegangan Teknik (  $N/mm^2$  )

$P$  = Beban (N)

$A_0$  = Luas Penampang Awal ( $mm^2$  )

$\varepsilon_t$  = Regangan teknik (%)

$\Delta l$  = Perpanjangan (mm)

$l_0$  = Panjang awal (mm)

Dalam menentukan diagram tegangan-regangan teknik luas penampang ( $A_0$ ) dan panjang awal ( $l_0$ ) material uji dianggap tetap, sehingga diagram tegangan regangan teknik tidak menunjukkan keadaan sebenarnya. Untuk mendapatkan diagram tegangan regangan sebenarnya ( $\sigma - \varepsilon$ ) digunakan luas penampang sebenarnya ( $A$ ) dan panjang specimen sebenarnya ( $l$ ) selama pengujian.

## 3. Tegangan-Regangan Sebenarnya

Tegangan sebenarnya didefinisikan :

$$d\sigma = \frac{dP}{dA}, \text{ sehingga } \sigma = \frac{P}{A} \quad (2.4)$$

Regangan sebenarnya didefinisikan :

$$d\varepsilon = \frac{dl}{l}, \text{ sehingga } \varepsilon' = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln \frac{l}{l_0} = \ln(1 + \varepsilon) \quad (2.5)$$

Hubungan antara regangan teknik (nominal) dengan regangan sebenarnya :

$$\varepsilon' = \ln(1 + \varepsilon) \quad (2.6)$$

Hubungan tegangan teknik (nominal) dengan tegangan sebenarnya :

$$\sigma' = \sigma(1 + \varepsilon) \quad (2.7)$$

Dalam proses pembentukan logam, terhadap material benda kerja harus diberikan tegangan sehingga terjadi *deformasi plastis*. Tahanan atau perlawanan bahan terhadap deformasi plastis disebut dengan tegangan alir. Jadi tegangan alir adalah sifat bahan yang menyatakan ketahanan material terhadap perubahan bentuk. Istilah tegangan alir (flow stress) berasal dari pengertian tersebut yang menggambarkan adanya aliran logam yang terdeformasi dari satu bentuk ke bentuk yang lain. Agar terjadi perubahan bentuk secara plastis, tegangan yang diberikan harus mencapai tegangan alir material yang diproses. Dalam diagram tegangan-regangan, tegangan alir dapat dinyatakan sebagai sepanjang kurva kurva daerah plastis, cara-cara pengujian untuk mendapatkan data tegangan alir biasanya digunakan cara pengujian mekanis, seperti uji tarik, uji puntir, dan uji tekan. Persamaan empirik yang sering digunakan dalam deformasi plastis tanpa memasukkan laju regang yang disebut kurva tegangan regangan ideal, atau pendekatan persamaan Cadwik-Hallomon :

Persamaan Cadwik-Hallomon :

$$\sigma = k.e^n \quad (2.8)$$

Dimana :

$k$  = Koefesien tegangan pada  $\epsilon = 1$

$n$  = Exponen pengerasan regang

$\sigma$  = Besarnya tegangan lulur / tegangan alir material.

$k$  adalah indeks kekuatan dari material, semakin besar  $k$  semakin besar tegangan alirnya,  $n$  adalah indeks kemampuan material untuk dikeraskan, merupakan gradien pada daerah plastis pada kurva tegangan regangan sebenarnya dan menunjukkan pengerasan material yang akan terjadi dalam pengerjaan dingin, dengan kata lain untuk menentukan konstanta  $k$  dan eksponen  $n$  dapat dicari dengan membuat grafik logaritma dari diagram tegangan regangan sebenarnya.

$$\text{Log } \sigma = \text{log } k + n \text{ log } \epsilon$$

Dalam prakteknya, harga tegangan alir untuk berbagai jenis logam dan paduan dapat diperoleh dari literature atau bila perlu didapat langsung dari pengujian mekanik. Perlu dicatat bahwa dalam mencari tegangan alir perlu diingat parameter proses deformasi manakah yang relevan dengan proses pengerjaan yang dilakukan.

## 2.5 Perencanaan Mesin

### 2.5.1 Penentuan Daya Mesin Wire Mesh.

Sistem *Mesin Press Tool* menggunakan prinsip pemotongan atau shearing terhadap sheet material. Untuk mewujudkan hal ini, dibutuhkan daya potong dan daya pengumpulan sheet material yang besar. Secara perumusan, ditunjukkan sebagai berikut:

Daya mesin wire mesh merupakan daya untuk melakukan proses pembentukan dan daya untuk menggerakkan sistem pengumpan.

$$P_m = P_p + P_f \quad (2.9)$$

$P_m$  : daya total kebutuhan mesin wire mesh (kg m/s)

$P_p$  : daya untuk proses pembentukan (kg m/s)

$P_f$  : daya untuk sistem pengumpan material (kg m/s)

- **Menentukan Daya Proses Pembentukan ( $P_p$ )**

$$\bar{P}_p = (\bar{F}_p + \bar{F}_b) \bar{U}_{cs} \quad (2.10)$$

Dengan :

$F_p$  : Gaya pemotongan (kg).

$F_b$  : Gaya bending (kg).

$u_{cs}$  : kecepatan keliling Crank shaft (m/s).

- **Menentukan Daya Pengumpan ( $P_f$ )**

Pada proses pengerollan ini sheet material tidak terjadi pengecilan penampang, karena yang dilakukan adalah proses pengumpan saja.

Daya pengumpan yang dibutuhkan :

$$P_f = \frac{\left(\frac{2T}{1000}\right) \times \left(\frac{2\pi n}{60}\right)}{102} \quad (2.11)$$

Dimana :

$P_f$  = Daya pengumpan

$T$  = Torsi pengumpan.

$N$  = Kecepatan pengumpan.

- *Beban Pengerollan*

$$P = 1,2 \times \tau_s \times \sqrt{(R \times h)^2} \quad (2.12)$$

Dimana :

- P = Gaya pengerollan (kg)
- $\tau_s$  = Kekuatan geser maksimum  $\text{kg/mm}^2$
- R = Jari-jari roll (mm)
- h = Tebal material (mm)

- *Gaya Pengerolan*

$$F_p = \frac{P}{A} \quad (2.13)$$

Dimana :

- $F_p$  = Gaya Pengerollan ( $\text{Kg/mm}^2$ )
- P = Beban pengerollan (kg)
- A = Luas pengerollan ( $\text{mm}^2$ )

- *Torsi*

$$T = \frac{\pi}{16} \times F_p \times d^3 \quad (2.14)$$

Dimana :

- T = Torsi pengerollan (kg.mm)
- $F_p$  = Gaya Pengerollan (kg)
- d = Diameter roll (mm)

## 2.5.2 Perencanaan Transmisi

Belt and chain drive merupakan elemen transmisi tenaga yang paling serbaguna, alat ini didesign sesuai dengan mesin *driver* dan *driven*. Keuntungan dari chain drive dan belt adalah mengurangi getaran dan guncangan, terlebih lagi pada belt relative lebih tenang.



### 2.5.2.1 V belt

V belt merupakan kemungkinan yang sering digunakan untuk transmisi antara mesin yang digerakkan dengan motor elektrik, juga digunakan pada aplikasi industri dan automotive. Multiple belt akan dapat mentransfer lebih banyak tenaga sampai beratus ratus tenaga kuda yang cocok digunakan untuk industri. V Belt konvensional dibuat dari karet yang dipadu dengan nilon, rayon, fiber glass, atau steel tensile cords. Umumnya belt drive dibuat untuk mereduksi kecepatan, kecepatan dari pulley berbanding terbalik dengan radius pulley,  $F_1$  merupakan tarikan maksimum dari belt dan  $F_2$  tarikan minimum dari belt.

Bila salah satu dalam keadaan tegang maka pada sisi yang lain akan mengendor dengan kata lain bila salah satu sisi diberi tambahan tarikan maka sisi yang lain tarikannya akan berkurang dimana total tarikan dari kedua sisi dijaga tetap. Kondisi demikian digambarkan sebagai berikut :

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (2.15)$$

dimana  $F_0$  merupakan tarikan awal yang besarnya sama diantara kedua sisi dari belt. Dalam kenyataan jumlah tarikan tidak sama dengan dua kali tarikan awal, karena jumlah tarikan kerja akan lebih besar dari dua kali tarikan. Selain itu tarikan kerja  $F_1$  dan  $F_2$  juga mempunyai hubungan dengan daya yang dipindahkan yaitu :  $F_1 - F_2 = F$ .

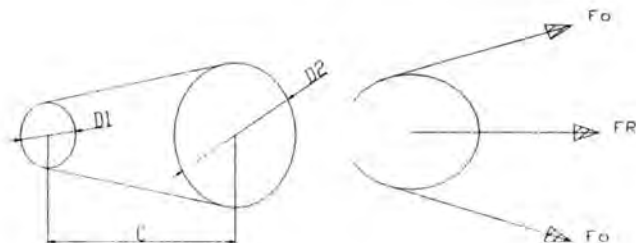
Dengan demikian bila transmisi bekerja tanpa beban maka tarikan kedua ujung belt sama dengan  $F_0$ .

Sudut kontak dan panjang belt dapat dihitung dengan rumus :

$$\text{Sudut kontak : } \alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \times 60^\circ \quad (2.16)$$

$$\text{Panjang belt} : L = 2C + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \left(\frac{D_2 - D_1}{4C}\right)^2 \quad (2.17)$$

Rumusan tersebut diatas berlaku untuk bentuk pasangan belt seperti gambar 2.1 dibawah ini :



Gambar 2.1 Pasangan Belt – Pulley Dan Uraian Gaya

### 2.5.2.2 Chain Drive

Chain drive atau sprocket secara umum mempunyai umur hidup lebih lama dari umur hidup belt dengan perawatan berkala atau pelumasan, untuk beban yang berat roller chain dan inverted tooth chain pada sprocket giginya. Dan roller chain ini digunakan pada kecepatan mencapai 2500 ft/min, sedangkan inverted tooth chain kecepatannya mencapai 4000 ft/min dan kedua rantai ini digunakan untuk mentransfer tenaga mencapai 1000 hp. Rantai digunakan untuk power transmission seperti halnya mesin wire mesh, dapat digunakan untuk beban tinggi dan ketepatan ratio kecepatan. Service terbaik dapat bila kedua sprocket input dan output pada posisi sama-sama vertical.

Rasio kecepatan output  $n_2$  dengan kecepatan input  $n_1$  sebagai berikut :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2}, \quad (2.18)$$



Dimana :

$N_{t1}$  = jumlah gigi input.

$N_{t2}$  = jumlah gigi output.

$L$  = Panjang rantai (mm)

$C$  = Pusat poros (mm)

$p$  = Pitch

dihitung dengan persamaan :

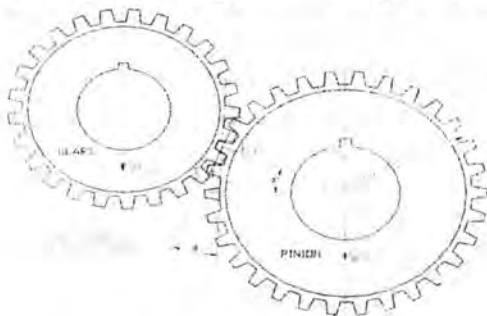
$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{t1} + N_{t2}}{2} + \frac{(N_{t1} - N_{t2})^2}{4\pi(C/p)}, \quad (2.19)$$

### 2.5.2.3 Roda gigi

Roda gigi berfungsi mentransmisikan daya yang memberikan putaran yang tetap maupun yang berubah. Pada pembahasan dasar teori akan membahas tentang roda gigi lurus (spur gear), untuk merencanakan roda gigi tersebut maka beberapa faktor penunjang yang diperlukan sebagai pertimbangan antara lain jumlah daya yang dipindahkan, jumlah putaran tiap menit, jumlah gigi, diameter dan sebagainya.

Dasar pemilihan bahan roda gigi didasarkan atas kebutuhan yang optimum dengan harapan kekuatan cukup, tahan aus, tidak terlalu besar, dan mudah didapat. Roda gigi lurus digunakan untuk mentransmisikan daya dan gerak pada 2 sumbu parallel. Nama-nama bagian serta ukuran yang penting pada spur gear dapat dilihat pada gambar dibawah :

Skema pasangan roda gigi adalah sebagai berikut :



Gambar.2.2 Pasangan Spur Gear

- Circular pitch ( $p$ ) : didefinisikan sebagai jarak gigi yang diukur pada pitch cycle, yaitu jarak salah satu titik pada gigi sampai gigi berikutnya pada kedudukan sama.
- Diametral pitch ( $P$ ) : didefinisikan sebagai jumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diametral pitch cyclenya.

Dari definisi didapat :

$$p = \frac{\pi d}{Nt}, P = \frac{Nt}{d} \quad (2.20)$$

dimana :

$d$  = diameter pitch cycle

$Nt$  = jumlah gigi

Perbandingan kecepatan sepasang roda gigi adalah perbandingan antara kecepatan sudut roda gigi yang digerakkan dengan kecepatan sudut roda gigi penggerak. Dapat juga diartikan sebagai perbandingan putaran poros output dengan putaran poros input, sehingga dapat dituliskan :

$$r_v = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2.21)$$

dimana :

- $r_v$  = perbandingan kecepatan
- $\omega$  = kecepatan sudut (rad/sec)
- $n$  = kecepatan keliling (rpm)

beban pada roda gigi akan mengarah pada normal terhadap permukaan gigi dan searah dengan garis kontak. Gaya normal ( $F_n$ ) dapat diturunkan menjadi 2 komponen yaitu gaya tangensial ( $F_t$ ) dan gaya radial ( $F_r$ ) dan besarnya adalah :

$$\begin{aligned} F_t &= F_n \cos \theta \\ F_r &= F_n \sin \theta \\ \theta &= \text{Sudut kontak} \end{aligned}$$

torsi yang timbul akibat gaya normal yang dihitung dari pusat roda gigi adalah :

$$T = \frac{F_n}{2 \cos \theta} = \frac{hp \times 63000}{n} \quad (2.22)$$

$$V_p = \frac{\pi \times n \times d}{12}$$

dimana :

- $h$  = daya motor (Hp)
- $d$  = diameter pitch cycle (inch)
- $V_p$  = kecepatan pitch line (m/s)
- $T$  = Torsi (kg.mm)
- $F_n$  = Gaya normal (kg)

Komponen gaya-gaya radial akan bekerja merata dan akan menimbulkan tegangan kompresi, sedangkan gaya tangensial akan menghasilkan gaya bending. Asumsi yang kita pakai bahwa adalah tegangan kompresi akan selalu lebih besar dibanding tegangan bending.

*Perencanaan roda gigi :*

- Penentuan diameter
- Penentuan diametral pitch
- Penentuan sudut tekan, type gigi, dan material
- Lebar roda gigi
- Perhitungan efek dinamik yang diakibatkan oleh kurang akuratnya pembuatan, pemasangan, defleksi, serta beban yang tidak teratur
- Pengecekan dengan metoda AGMA untuk membandingkan tegangan yang terjadi dengan tegangan ijin maksimum perencanaan.

## 2.6 Menentukan Diameter Poros dan Jenis Bearing

### 2.6.1 Poros.

Desain poros didasarkan pada penggunaan material, baik yang standar maupun yang komersial. Bahan poros yang kuat merupakan nilai tambah karena diameter dari poros menjadi lebih kecil.

Poros dihitung berdasarkan perhitungan momen yang terjadi sepanjang poros. Momen yang digunakan sebagai acuan adalah momen ekuivalen. ( $M_e$ )

- Tegangan normal oleh momen bending

$$\sigma_x = \frac{\pm 32M_e}{\pi \cdot d_p^3} \quad (2.23)$$

Dimana :

$\sigma_x$  = Tegangan normal (kg)

$M_e$  = Momen ekuivalen

$d_p$  = Diameter poros

- Tegangan geser yang diakibatkan oleh torsi :

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d^3} \quad (2.24)$$

Poros mengalami pembebanan kejut dan berfluktuatif, sehingga perumusan yang dipakai untuk pengecekan keamanan adalah :

$$\tau_{\max} = \left[ \frac{K_{sb}}{4} \left( \sigma_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + K_{st} \left( \tau_{avg} + \frac{S_{syp}}{S_{es}} \tau \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

$$S_n \approx 0,5S_u$$

$$S'_{ns} \approx 0,29S_u$$

$$S_e = \frac{1}{K_f} C_w C_R C_S C_F S'_n \quad \text{dan} \quad S_{es} = \frac{1}{K_{fs}} C_w C_R C_S C_F S'_{ns}$$

$C_R$  : Faktor koreksi keandalan

$C_w$  : Faktor koreksi pengelasan

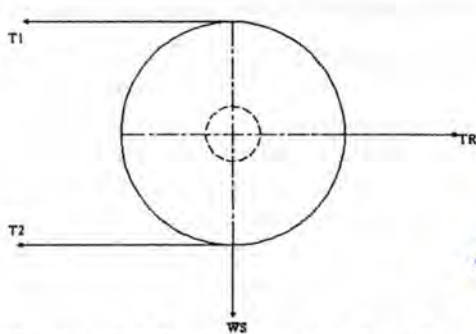
$K_f$  : Kator konsentrasi tegangan (*fatigue*)

$C_S$  : Faktor koreksi ukuran

$C_F$  : Faktor koreksi kondisi permukaan

$$\text{Syarat Aman} : \tau_{\max} \leq \frac{0,5S_y}{N}$$

Resultan dari beban radial (R) yang diterima poros ditentukan dari tarikan sisi tegang dan sisi kendur dari rantai/belt yang menariknya. Gaya akibat berat sproket atau pulley selalu mengarah kebawah dan gaya tarik dari rantai/belt yang digunakan tergantung dari lintasan sproket. Penggambaran secara analitis dapat dilihat pada gambar dibawah, merupakan contoh sederhana untuk mendapatkan resultan dari beban bila sproket mendapatkan pembebanan.



Gambar 2.3 Tarikan rantai/belt pada sproket

Gaya-gaya tarik ( $T_1$  dan  $T_2$ ) tersebut menyebabkan resultan gaya tarik ( $T_R$ ) sebesar

$$T_R = T_1 + T_2 \quad (2.26)$$

Resultan gaya tarik ( $T_R$ ) dan berat pulley/sproket ( $W_S$ ) menghasilkan resultan beban radial sebesar :

$$F_R = \sqrt{T_R^2 + W_S^2} \quad (2.27)$$

Untuk menentukan perumusan guna mencari resultan beban radial pada masing-masing pada poros tergantung besar  $T_1$  (tarikan sisi tegang) dan  $T_2$  (tarikan sisi kendur) sudut yang dibentuk oleh  $T_1$  dan  $T_2$  serta berat sproket ataupun pulleynya ( $W_S$ ).

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk (belt), roda gigi dan rantai. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan lentur sehingga pada poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan karena momen bending.

Beban yang bekerja pada poros, pada umumnya adalah beban berulang. Jika poros tersebut mempunyai roda gigi untuk meneruskan daya besar maka kejutan berat akan terjadi pada saat mulai atau sedang berputar.

Dengan mengingat macam beban, sifat beban dan lain-lain. ASME mengajukan suatu rumus untuk menghitung diameter poros secara sederhana dimana sudah dimasukkan pengaruh kelelahan karena beban berulang. Disini faktor koreksi  $K_t$  untuk mengoreksi momen puntir seperti terdapat pada persamaan resultan gaya dan  $K_b$  faktor koreksi untuk momen bending. Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor  $K_b$  terletak antara 1,5 dan 2,0 dan untuk beban dengan tumbukan berat  $K_b$  terletak antara 2 dan 3.

$$d \geq \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t + M_T)^2} \right]^{1/3} \quad (2.28)$$

dimana :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (2.29)$$

dimana :

$d$  = diameter poros.

$\sigma_B$  = Tegangan yealt dari bahan poros ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$K_m$  = factor koreksi momen bending.

$M_b$  = Momen bending terbesar yang terjadi pada poros.

$K_t$  = factor koreksi untuk momen puntir.

$M_T$  = adalah momen puntir terbesar yang terjadi pada poros.

$Sf_1$  = factor aman 1

$Sf_2$  = factor aman 2

### 2.6.2 Bearing

Suatu asosiasi yaitu AFBMA (anti friction bearing manufacturers assotiation) telah membuat standarisasi tentang dimensi bearing dan dasar-dasar dalam pemilihan bearing tersebut. Sehingga

memungkinkan dalam memilih suatu bantalan dari buku katalog dari perusahaan pembuatnya, dan dapat pula dengan mudah menggantikannya dengan bantalan lain dari produsen lainnya karena mempunyai dimensi dan kemampuan yang identik.

Standart-standart yang dibuat oleh AFBMA adalah sebagai berikut :

1. Standart dimensi.
2. Standart metode pemilihan bantalan.
3. Standart cara pemilihan yang didasarkan pada beban dan umur yang dikehendaki.
4. Standart-standart lain yang berhubungan dengan bearing.

Bearing yang dipakai untuk poros eksentrik pada mesin wire mesh ini bisa ball bearing ataupun roller bearing tergantung dari kemampuan bearing yang dibutuhkan dan jenis pembebanan pada bearing.

Sesudah perhitungan dilakukan sehingga didapat dimensi dan jenis sproket dan diameter poros sproket kemudian dari besar poros tersebut dikonversikan ke tabel bearing dan didapat spesifikasi dari bearing.

Besarnya faktor tahanan gerak gelinding dari bearing ( $W'$ ) tergantung jenis beban dan juga jenis bantalan itu sendiri, dimana untuk bantalan luncur mempunyai harga  $W'$  sekitar tiga sampai empat kali harga  $W'$  bantalan roller.

### 2.6.3 Pasak

Pasak dalam hal ini menjaga agar tidak terjadi slip antar bagian. Pada perancangan ini, pasak akan digunakan pada roda gigi, *bosh* dan *pulley*.

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



- Besarnya gaya tangensial ( $F_t$ ) adalah:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d_{\text{POROS}}} \quad (2.30)$$

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

$$\tau = \frac{F_t}{A_s} \quad (2.31)$$

Dengan :

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

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

- Syarat pasak aman terhadap tegangan geser

$$\tau \leq \frac{S_{sy}}{SF}$$

Dengan :

$S_{sy}$  : 0,58  $S_y$

$SF$  : faktor keamanan

$\tau$  : tegangan geser ( $\text{lb/in}^2$  atau  $\text{kg/mm}^2$ )

$F_t$  : gaya tangensial ( $\text{lb}$  atau  $\text{kg}$ )

sehingga:

$$\frac{F_t}{W \times L} \leq \frac{S_{sy}}{SF} \quad \Rightarrow S_{sy} = 0,58 \times S_y$$

- Syarat pasak aman terhadap tegangan kompresi

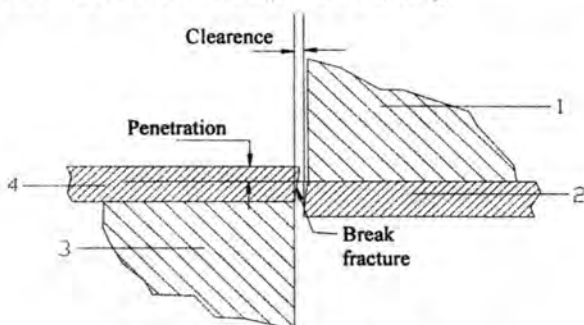
$$\sigma \leq \frac{S_{yc}}{SF}$$

## 2.7 Proses Shearing

Pada dasarnya proses pemotongan plat itu memerlukan suatu gaya, dimana gaya tersebut akan sepenuhnya diterima oleh material tersebut. Untuk memberikan gaya pada plat tersebut, digunakan alat/perkakas yang dinamakan 'punch dan die' dengan dasar perhitungan gaya geser. Dalam hal ini gaya diperlukan dari atas (gaya dari punch) maupun gaya dari

bawah (gaya dari *dies*) besarnya sama. Gaya yang diberikan ini akan menciptakan suatu tekanan pada material yang dinamakan dengan tegangan geser dan hal inilah yang menyebabkan terpotongnya material tersebut. Tekanan perlawanan dari material dinamakan dengan kekuatan geser atau batas patah geser.

Skema proses pemotongan ditunjukkan pada gambar 2.4 dibawah ini (*FW. Wilson<sup>(8)</sup>*):



*Gambar 2.4. Proses Shearing*

- Keterangan :
1. *Punch*
  2. *Material*
  3. *Die*

## 2.8 Clearance

Clearance adalah kelonggaran (selisih ukuran) antara sisi potong dies terhadap sisi potong punch. Untuk mendapatkan hasil yang optimal, maka dibutuhkan clearance yang tepat. Jika clearance antara punch dan die tepat, maka garis sobekan yang akan diberikan pada titik yang tepat. Selain itu burr yang terjadi adalah kecil. Jika clearance terlalu besar, maka deformasi plastis yang akan terjadi pada waktu yang lama. Jika clearance terlalu kecil, maka garis sobekan tidak bertemu karena yang satu sobek

di tepi punch dan yang lain sobek ditepi die. Selain itu clearance yang terlalu kecil, mengakibatkan gaya tekan menjadi besar dan umur hidup dari die / punch akan rendah karena gesekan yang besar antar die dan punch, disamping itu akan terjadi burr yang berlebihan.

$$\text{Clearance } U_s = c \cdot s \sqrt{\tau_s} \text{ mm/sisi} \quad s \leq 3\text{mm} \quad (2.32)$$

$$U_s = (1,5 \cdot c \cdot s - 0,015) \times \sqrt{\tau_b} \quad s > 3\text{mm} \quad (2.33)$$

Dimana :

$U_s$  = clearance perside

$S$  = stock thickness

$\tau_s$  = shear stress

$C$  = working factor

$C = 0.005$  (tingkat kepresisian tinggi).

$C \text{ normal} \approx 0,01$  (tingkat kepresisian sedang).

$C = 0,035$  (tingkat kepresisian rendah)

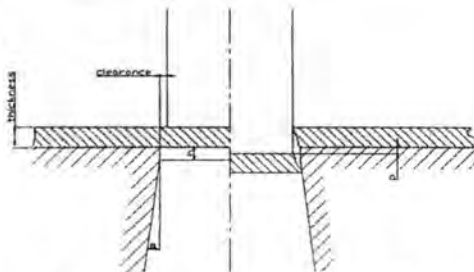
(Politeknik Mekanik Swis, *Tool Design 2* : 93-127)

Supaya proses pemotongan dapat berlangsung dengan baik, maka kedua peralatan potong (punch dan dies) harus diberi kelonggaran pemotongan (cutting clearance).

Fungsi dari clearance antara lain :

1. Mencegah terjadinya gesekan antara punch dan dies saat operasi pemotongan .
2. Menentukan kualitas sisi potong yang diharapkan.
3. Menentukan ketepatan toleransi produk hasil yang diperlukan.
4. Berpengaruh terhadap burr yang terjadi.

Besar kelonggaran dinyatakan dalam kelonggaran tiap sisi (clearance perside) =  $C$ , clearance per side biasanya diexpresikan dalam % dari ketebalan pelat yang akan dipotong.



Gambar 2.5 Clearance Perside

## 2.9 Gaya Pemotongan

Gaya yang bekerja pada punch adalah gaya akibat pemotongan atau pembentukan pelat strip yang dikerjakan. Agar pemotongan mendapatkan hasil yang baik maka factor yang penting adalah menentukan gaya pemotongan dan besarnya clearance. Besarnya gaya yang dibutuhkan adalah :

$$F_s = L_s \times s_0 \times k_s \quad (2.34)$$

Dimana

$F_s$  = gaya pemotongan

$L_s$  = panjang pemotongan pada material

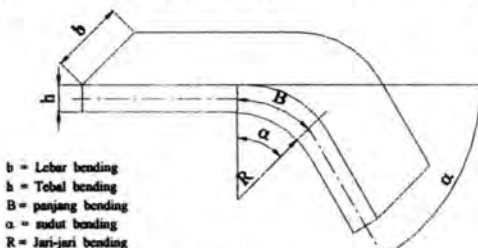
$s_0$  = tebal material produk

$k_s$  = shear resistance yang didapat dari perhitungan tegangan tarik

## 2.10 Bending

Bending merupakan proses yang mengubah bentuk-bentuk lurus menjadi lengkungan. Pada proses bending bagian dalam lengkungan terjadi tegangan kompresi sedangkan bagian luar lengkungan mengalami tegangan tarik. Karena tegangan lulur dari logam untuk

kompresi lebih besar dari tarikan maka logam pada sisi luar lengkungan akan mengalami lulur terlebih dahulu, sehingga posisi sumbu netral tidak lagi mempunyai jarak yang sama terhadap kedua permukaan bidang lengkung.



Gambar 2.6 Proses Bending

Persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya gaya pada proses bending yaitu:

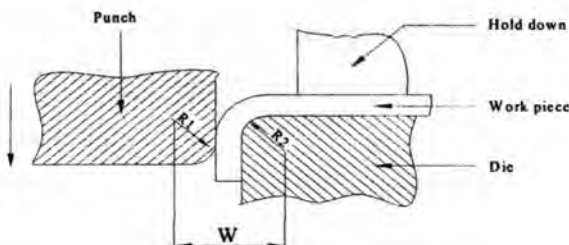
$$F_b = \frac{K \cdot L \cdot s \cdot t^2}{W} \quad (2.35)$$

dimana :

- $F_b$  = gaya bending (kg)
- K = faktor tergantung bentuk die
- L = panjang bending (mm)
- s = tegangan tarik maksimum ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )
- t = tebal material (mm)
- W = lebar antara titik kontak (mm)

(Kalpakjian S : *Manufacturing Engineering and Technology*,  
Prentice Hall, New Jersey, 1958)

Pada proses pembuatan produk wire mesh proses bending yang direncanakan yaitu proses bending tipe wipping die. Gambar dari proses bending tipe wipping die yaitu sebagai berikut:



Gambar 2.7 Wiping Die

## 2.11 Radius bending minimum

Pada umumnya logam dapat dilengkungkan pada radius di atas minimum radius bending ( $R_{min}$ ). Minimum radius bending menyatakan kemampuan logam untuk dapat dilengkungkan tanpa mengalami retak. Menurut Schey radius bending minimum ( $R_{min}$ ) dapat ditentukan dengan dua kriteria yaitu:

### 1. Necking

Necking ini menyebabkan pelemahan bagian logam pada daerah bengkokan. Necking terjadi pada saat elongasi serut luar  $e_t$  melampaui elongasi uniform material  $e_u$  dari uji tarik.

$$E_t = \frac{1}{\left(\frac{2.R}{h}\right) + 1} \leq e_u \quad (2.36)$$

Dimana:  $R$  = radius bengkokan(mm)

$h$  = tebal pelat(mm)

$e_u$  dapat dihitung dari:  $e_u = (\exp. N) - 1$

### 2. Fracture atau patah

Fracture ini dapat menyebabkan sobekan pada daerah bengkokan. Persamaan berikut ditentukan oleh harga reduksi penampang ( $q$ ) dari hasil uji tarik yaitu sebagai berikut:

- a. Untuk material kurang ductile:

$$\frac{R_{\min}}{h} = \frac{1}{2.q} - 1 \text{ untuk } q < 0,2 \quad (2.32)$$

- b. Untuk material ductile:

$$\frac{R_{\min}}{h} = \frac{(1-q)^2}{2.q - q^2} \text{ untuk } q > 0,2 \quad (2.37)$$

## 2.12 Spring back

Spring back merupakan perubahan dimensi dari produk yang dibentuk setelah beban yang bekerja dihilangkan. Hal ini terjadi karena adanya tegangan elastis pada material. Karena tegangan ini maka material akan mengalami spring back sehingga sudut lengkungan dan jari-jarinya menjadi lebih besar. Besarnya spring back dapat diestimasi menurut persamaan berikut ini:

$$\frac{R_o}{R_f} = 4 \cdot \left( \frac{R_o \sigma}{h.E} \right)^3 - 3 \cdot \left( \frac{R_o \sigma}{h.E} \right) + 1$$

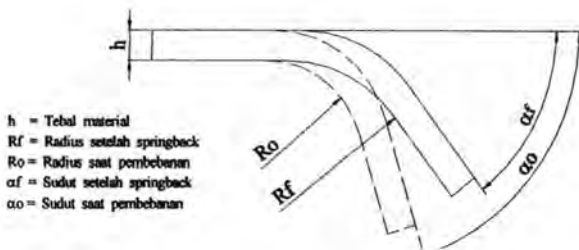
Spring back ratio yaitu:

$$K = \frac{\alpha_f}{\alpha_o} = \frac{R_o + \frac{1}{2}.h}{R_f + \frac{1}{2}.h} \quad (2.38)$$

Menurut Schey yang dimaksud  $\sigma$  adalah  $\sigma_{0.2}$ . Jika panjang sumbu netral tidak berubah  $\alpha_f$  dapat dicari (dalam radian) dari:

$$\alpha_f \cdot \left( R_f + \frac{1}{2}.h \right) = \left( R_o + \frac{1}{2}.h \right) \cdot \alpha_o \quad (2.39)$$

Pada proses bending untuk mengatasi hal tersebut digunakan kompensasi dengan memberikan radius bending yang lebih kecil dari yang diinginkan, sehingga ketika terjadi springback bagian tersebut masih mempunyai radius yang tetap sesuai yang diinginkan.



Gambar 2.8 Spring back pada bending

### 2.13 Tahapan Perubahan Bentuk Plat Logam

Perubahan bentuk plat logam ini dapat dilihat pada gambar 2.5. Ketika *punch* mulai menyentuh permukaan yang akan dipotong maka proses pemotongan akan berlangsung.

1. *Punch* menyentuh permukaan *strip*.
2. Tekanan mulai (daerah elastisitas).
3. Tekanan lanjutan (daerah plastis).
4. Mulai terjadi sobek.
5. Sobekan lengkap.

Ada beberapa tahapan bentuk pelat logam, yaitu :

- a. Tekanan didalam daerah elastisitas bahan akan mengakibatkan perubahan bentuk sementara pada pelat logam. Jika dibatalkan maka pelat akan kembali pada bentuk semula. Baik proses pemotongan maupun proses pembentukan belum tercapai dalam tahap ini.



- b. Tekanan melewati daerah elastis masuk ke dalam daerah plastis. Pada daerah ini akan diperoleh perubahan bentuk yang permanent, artinya jika tekanan dibatalkan, pelat tidak akan kembali pada bentuk semula. Apabila pengerjaan memang dikehendaki proses pembentukan maka pada tahap inilah dapat dicapai. Sedangkan dalam proses pemotongan, hal tersebut belum tercapai.
- c. Apabila tekanan terhadap pelat dilanjutkan, maka setelah melewati batas plastis akan diteruskan proses retak. Mula-mula retakan akan timbul pada kedua permukaan pelat (sebelah atas dan sebelah bawah), perubahan akan terjadi pada garis tepi keliling penampang punch dan permukaan bawah terjadi pada garis tepi keliling penampang lubang dies. Seterusnya kedua retakan akan bertemu sehingga terjadi proses pemotongan.



Gambar 2.9 Tahapan Proses Pemotongan



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

## **B A B III**

# **UJI TARIK MATERIAL**

## BAB III

### UJI TARIK MATERIAL

#### PENGUJIAN KEKUATAN TARIK

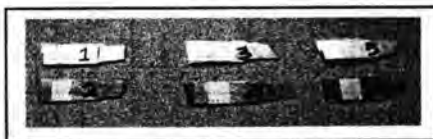
Kekuatan tarik merupakan sifat mekanik logam yang penting, terutama untuk mengerjakan konstruksi maupun pengerjaan logam tersebut. Kekuatan tarik suatu material dapat diketahui dengan melakukan suatu uji tarik pada material yang bersangkutan. Dari hasil uji tarik tersebut akan dapat diketahui sifat-sifat mekanik logam antara lain ; kekuatan lulur, perpanjangan, kekuatan tarikmaksimum, reduksi luas penampang dan lain lain.

#### MATERIAL UJI TARIK

Material yang akan di uji tarik adalah material aluminium berupa sheet metal atau lembaran pelat dengan ukuran tertentu dan ketebalan 0.37 mm. Uji tarik dilakukan pada suhu kamar 30 °C di Laboratorium Metallurgi Teknik Mesin ITS pada tanggal 04 mei 2005.

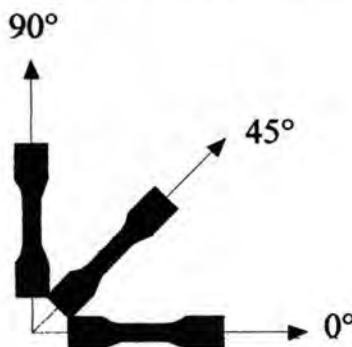
#### UJI TARIK MATERIAL

Standar uji tarik yang digunakan adalah JIS dengan material berupa sheet metal dengan ketebalan 0,37 mm, digunakan standart test uji tarik JIS Z 2201 No 5 Test Piece.



Gambar 3.1 Specimen Uji Tarik

Untuk mendapatkan sifat-sifat mekanik yang homogen maka pengambilan specimen dilakukan dalam tiga arah antara lain; ( $0^\circ$ ), ( $45^\circ$ ), ( $90^\circ$ ).



*Gambar 3.2 Pengambilan Specimen*

Dengan mengambil specimen dalam tiga arah seperti diatas maka uji tarik dapat dilakukan, dan data-data dari hasil uji tarik diambil dan kemudian dilakukan pengolahan data. Data-data dari hasil uji tarik dapat dilihat sebagai berikut :

*Tabel 3.1 Data Uji Tarik Material*

UJI TARIK MATERIAL ALUMINIUM							
No	Data Uji Tarik	Posisi $0^\circ$		Posisi $45^\circ$		Posisi $90^\circ$	
		1	2	3	4	5	6
	Dimensi Specimen						
1	Panjang Awal ( $L_0$ mm)	31	31	31	31	31	31
2	Lebar ( $W$ mm)	14	14	14	14	14	14
3	Tebal ( $t$ mm)	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37
4	Luas Penampang ( $A_0$ mm <sup>2</sup> )	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8

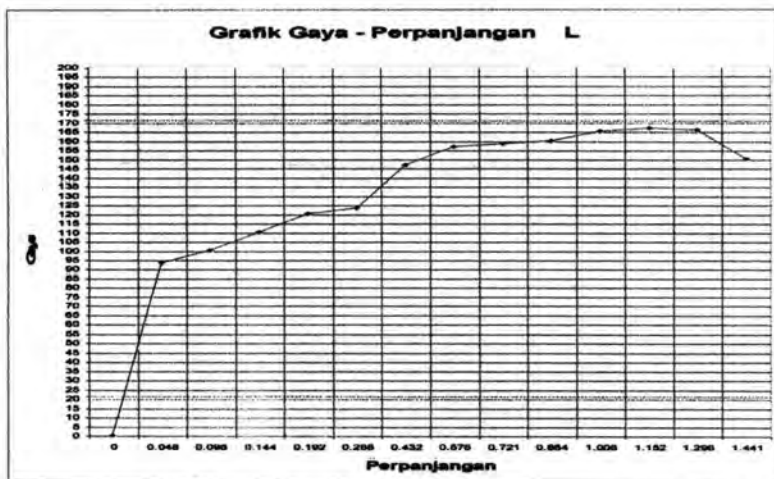
	Hasil Pengujian	0°	0°	45°	45°	90°	90°	
1	Beban Lumer (kg) x 10 <sup>3</sup>	13.7	13.1	13.1	13.6	14.8	16.0	
2	Beban Maximum (kg) x 10 <sup>3</sup>	15.2	15.0	15.1	15.2	15.7	16.7	
3	Gauge Length stl patah (L1)	32.4	34.3	33.3	34.3	32	32.7	
	Evaluasi							
1	Yield Strength ( Kg/mm <sup>2</sup> )	22.41	20.71	23.59	19.14	21.10	25.05	
2	Tensile Strength ( Kg/mm <sup>2</sup> )	31.66	31.25	31.84	31.45	31.66	34.79	
3	Elongation ( % )	4.18	8.68	5.51	10.65	3.03	3.7	

Tabel 3.2 Data Gaya – Perpanjangan  $\Delta L$

No	P	$\Delta L$
0	0	0
1	93.52	0.048
2	100.2	0.096
3	110.22	0.144
4	120.24	0.192
5	123.58	0.288
6	146.96	0.432
7	156.98	0.576
8	158.65	0.721
9	160.32	0.864
10	165.33	1.008
11	167	1.152
12	165.99	1.296
13	150.3	1.441

Data diatas adalah hasil uji tarik pada specimen no 6 pada posisi  $90^\circ$ , data ini digunakan dalam perhitungan dikarenakan pada posisi ini garis serat material searah dengan pengujian tariknya dan juga proses pengerjaan produk wire mesh ini hanya pada arah  $90^\circ$  saja.

Grafik Gaya - Perpanjangan  $\Delta L$ , dengan perbesaran pada pada  $\Delta L$  dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 3. 3 Grafik Gaya - Perpanjangan  $\Delta L$

Data yang diperoleh dari mesin tarik biasanya dinyatakan dengan grafik **Beban -Pertambahan panjang** (garfik  $P-\Delta L$ ), dimana dapat dilihat seperti grafik diatas. Grafik ini masih belum banyak gunanya karena hanya menggambarkan kemampuan batang uji (bukan kemampuan bahan) untuk menerima beban gaya. Untuk dapat digunakan menggambarkan sifat bahan

secara umum, maka grafik  $P-\Delta L$  harus dijadikan grafik lain yaitu suatu *diagram Tegangan – Regangan (Stress-Strain diagram)* disebut juga suatu diagram  $\sigma - \varepsilon$ , kadang-kadang juga disebut Diagram Tarik.

Pada saat batang uji menerima beban sebesar  $P$  kg maka batang uji yaitu panjang uji akan bertambah panjang sebesar  $dL$ . Pada saat itu batang uji bekerja tegangan, juga pada saat itu batang terjadi regangan. Diagram tegangan regangan yang akan kita peroleh disebut tegangan-regangan nominal karena perhitungan tegangan regangan tersebut berdasarkan panjang uji dan luas penampang mula-mula (nominal), padahal setiap saat selalu terjadi perubahan sebagai akibat penarikan yang sedang berlangsung. Dengan demikian seharusnya tegangan dan regangan dihitung berdasarkan luas penampang dan panjang uji pada sesaat itu (bukan yang mula-mula). Dari hal ini terlihat bahwa sebenarnya diagram tegangan–regangan nominal (*kadang-kadang disebut juga diagram tegangan - regangan konvensional*) kurang akurat, namun demikian untuk keperluan teknik pada umumnya dianggap sudah memadai, karenanya dinamakan juga *diagram tegangan-regangan teknik* Tetapi untuk beberapa keperluan tertentu, seperti misalnya untuk perhitungan pada proses pembentukan serta untuk perhitungan yang lebih mendetail yang memerlukan ketelitian lebih tinggi akan diperlukan *diagram tegangan-regangan sebenarnya*. Untuk mendapatkan gambaran secara umum sifat bahan, maka diperlukan perhitungan diagram tegangan – regangan teknik maupun tegangan –regangan sebenarnya dari data beban dan pertambahan panjang diatas. Berikut ini adalah contoh perhitungan hasil penentuan diagram-regangan dari data beban dan pertambahan panjang pada pengujian No. 1 sebagai berikut :



### Tegangan Teknik

$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

$$\sigma = \frac{93.52}{4.8} = 19.48 \text{ kg/mm}^2$$

### Regangan Teknik

$$\varepsilon = \frac{l_0 - l_1}{l_0}$$

$$\varepsilon = \frac{0.048}{31} = 0.00155 \text{ mm/mm}$$

Dari hubungan persamaan Tegangan teknik dan tegangan sebenarnya, maka didapatkan harga tegangan-regangan sebenarnya adalah sebagai berikut :

### Tegangan Sebenarnya :

$$\sigma = \sigma(1 + \varepsilon)$$

$$\sigma = 19.48(1 + 0.00155) = 19.51 \text{ kg/mm}^2$$

### Regangan Sebenarnya :

$$\varepsilon = \ln(1 + \varepsilon)$$

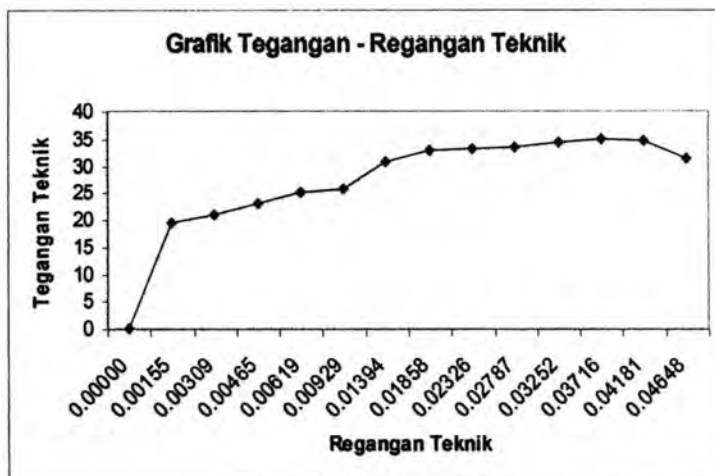
$$\varepsilon = \ln(1 + 0.00155) = 0.00154 \text{ mm/mm}$$

Sedangkan hasil perhitungan pada pengujian-pengujian selanjutnya dapat ditebelkan sebagai berikut :



*Tabel 3.3 Data Tegangan – Regangan Teknik*

No	P	$\Delta L$	$\sigma_1$	$\epsilon_1$
0	0	0	0	0
1	93.52	0.048	19.48	0.00155
2	100.2	0.096	20.86	0.00309
3	110.22	0.144	22.96	0.00465
4	120.24	0.192	25.05	0.00619
5	123.58	0.288	25.75	0.00929
6	146.96	0.432	30.62	0.01394
7	156.98	0.576	32.7	0.01858
8	158.65	0.721	33.05	0.02326
9	160.32	0.864	33.4	0.02787
10	165.33	1.008	34.44	0.03252
11	167	1.152	34.79	0.03716
12	165.99	1.296	34.58	0.04181
13	150.3	1.441	31.31	0.04648



*Gambar 3. 4 Grafik Tegangan - Regangan Teknik*

**Dari grafik tegangan - regangan teknik didapat :**

Kekuatan Tarik Maksimum (  $S_u$  ) : 34,79 Kg/mm<sup>2</sup>

Aluminium (  $S_{su}$  ) :  $S_{su} = 0.65 S_u$

Kekuatan Geser Maksimum (  $S_{su}$  ) :  $0,65 \times S_u$   
= 22,61 kg/mm<sup>2</sup>

( *Machine Design, Aaron D Deutschman hal 89* )

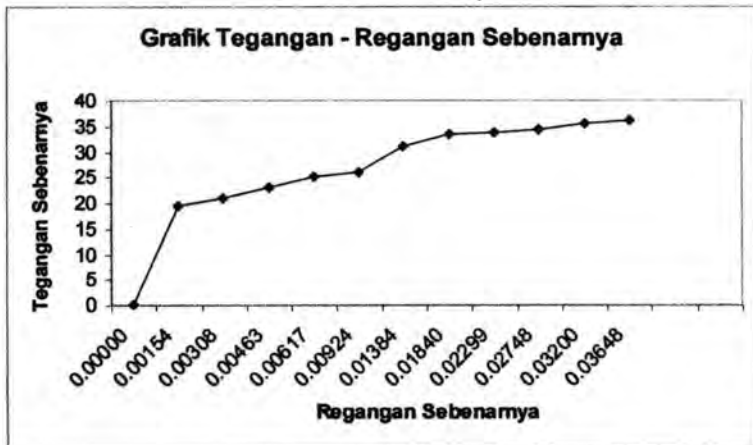
Yield Strength : 25,05 kg/mm<sup>2</sup>

Elongation : 3,7 %

Tebal : 0.37 mm

*Tabel 3.4 Data Tegangan – Regangan Sebenarnya*

No	$\sigma_t$	$\epsilon_t$	$\sigma_s$	$\epsilon_s$
0	0	0	0	0
1	19.48	0.00155	19.51	0.00154
2	20.86	0.00309	20.94	0.00308
3	22.96	0.00465	23.07	0.00463
4	25.05	0.00619	25.21	0.00617
5	25.75	0.00929	25.99	0.00924
6	30.62	0.01394	31.04	0.01384
7	32.7	0.01858	33.31	0.0184
8	33.05	0.02326	33.82	0.02299
9	33.4	0.02787	34.33	0.02748
10	34.44	0.03252	35.56	0.032
11	34.79	0.03716	36.08	0.03648



*Gambar 3. 5 Grafik Tegangan - Regangan Sebenarnya*

Dari grafik tegangan - regangan sebenarnya didapat :

Kekuatan Tarik Maksimum (  $S_u$  ) : 36,08 Kg/mm<sup>2</sup>  
 Kekuatan Geser Maksimum (  $S_{su}$  ) : 23,45 kg/mm<sup>2</sup>  
 Yield Strength : 25,21 kg/mm<sup>2</sup>  
 Elongation : 3,6 %  
 Tebal : 0.37 mm

### **Persamaan Tegangan Alir**

Hubungan antara tegangan-regangan teknik dan tegangan-regangan sebenarnya hanya berlaku sampai saat terjadinya necking, diluar itu maka tegangan-regangan sebenarnya harus dihitung berdasarkan pengukuran nyata pada batang uji, beban dan luas penampang setiap saat. Oleh karena itu diperlukan persamaan empirik yang menghubungkan tegangan tarik dengan regangan tarik. Persamaan tersebut diistilahkan sebagai persamaan tegangan alir material.

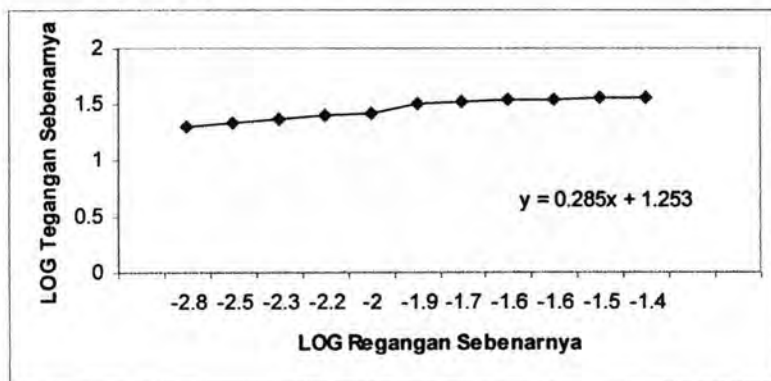
Salah satu tujuan pengujian tarik ini adalah untuk mendapatkan persamaan tegangan alir material

berdasarkan data tegangan-regangan sebenarnya. Dari data yang terkumpul ada hubungan yang hampir linear antara tegangan sebenarnya dengan regangan sebenarnya. Untuk mendapatkan hubungan tersebut dilakukan pengeplotan pada grafik log. Sehingga didapatkan persamaan yang digunakan untuk mendapatkan persamaan tegangan alir secara grafik.

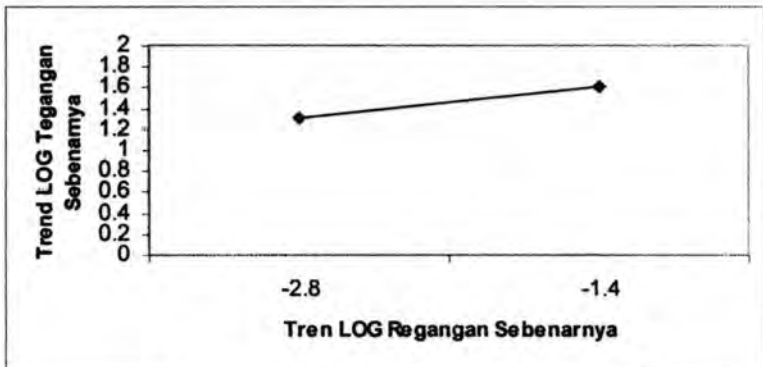
$$\sigma = K\varepsilon^n$$

$$\text{Log } \sigma = \text{Log}K + n\text{Log}\varepsilon$$

Harga K dan eksponen n diperoleh dengan membuat grafik logaritma dari tegangan-regangan sebenarnya berikut ini :



Gambar 3. 6 Grafik LOG Tegangan – Regangan Sebenarnya



Gambar 3. 7 Trend LOG Tegangan – Regangan Sebenarnya

Dari regresi polinomial dihasilkan persamaan linier

$$Y = 1,253 + 0,285X, \text{ didapatkan } \log \sigma = \log K + n \log \epsilon$$

$$\log \sigma = \log^{-1} 1,253 + 0.285 \log \epsilon$$

$$\sigma = 17,92 + 0,285 \log \epsilon$$

Persamaan tegangan alir material yang terbentuk adalah :

$$\sigma = K \epsilon^n$$

$$\sigma = 17,92 \cdot \epsilon^{0,0}$$

Pada operasi pembentukan seperti rolling, drawing, dll, tidak diinginkan terjadinya necking, karena itu perlu diketahui secara pasti kapan necking terjadi. Necking akan terjadi pada saat beban maksimum, titik ini dinamakan *titik instabilitas*. Oleh karena itu diperlukan persamaan tegangan alir material guna mengetahui titik tersebut.

Dari hasil tabel diatas spesifikasi material adalah :

#### Material Bahan Baku Strip

Jenis Material	: Aluminium
Kekuatan Tarik Maksimum ( $S_u$ )	: 36,08 Kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan Geser Maksimum ( $S_{su}$ )	: 23,45 kg/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	: 25,21 kg/mm <sup>2</sup>
Elongation	: 3,6 %
Tebal	: 0.37 mm



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

**B A B IV**  
**ANALISA PERENCANAAN**  
**MESIN WIRE MESH**

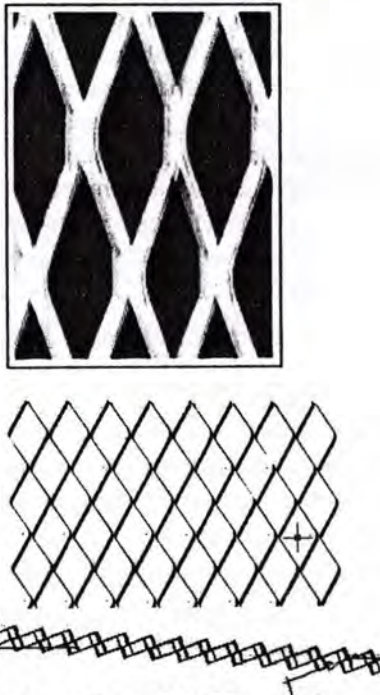
---

## BAB IV

### ANALISA PERENCANAAN MESIN WIRE MESH

#### 4.1 Tinjauan Produk

Produk wire mesh merupakan komponen pendukung dari produk antenna parabola. Pada antenna parabola fungsi dari wire mesh ini sebagai penerima sinyal. Produk ini terbuat dari bahan plat alumunium yang nantinya diproses dengan menggunakan mesin wire mesh yang akan direncanakan.



Gambar 4.1 Produk Wire Mesh.



---

## 4.2 Tahapan Penelitian

### Tahap Definisi dan Pembagian Tugas

Pada tahap ini, penulis mendefinisikan fungsi produk yang hendak dicapai. Kemudian diadakan pembagian tugas yang meliputi tugas umum dan tugas khusus. Tugas umum lebih menitikberatkan pada kerja tim. Sedangkan tugas khusus lebih kepada perancangan konsep detail desain.

Secara umum, alat ini dibagi menjadi 3 bagian, *Sistem Transmisi, Sistem Pengumpan, Sistem Pembentukan*.

### Tahap Penentuan Persyaratan Produk

Kebutuhan kosumen merupakan faktor yang tidak bisa ditinggalkan dalam merancang suatu produk. Karena nantinya produk tersebut dipalikasikan oleh konsumen. Pada tahap ini terkait dengan pengumpulan informasi, penulis melakukan penggalian data pada pihak-pihak terkait, seperti pemesan (PT.Microdine), pengguna (masyarakat), serta praktisi. Selain itu penulis juga mempelajari alat-alat press tool yang ada sebagai referensi perancangan alat. Setelah melakukan pengumpulan data maka disusunlah *list of requirement* untuk produk.

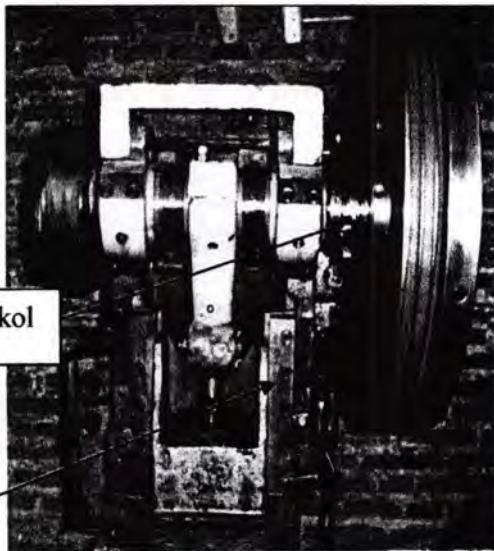
### Tahap Pengembangan Konsep

Pada tahapan ini akan dibuat beberapa konsep atau sketsa dari alat. Konsep produk tidak diberi ukuran detail tetapi hanya bentuk dan dimensi dasar produk.

Dari analisa produk yang dilakukan bahwa produk wire mesh ini terlihat dalam prosesnya tidak terdapat scrap atau hasil buang produk ini terlihat menumpuk (gambar 4.1) dan kalau diamati produk ini mengalami proses shearing atau gunting tetapi tidak keseluruhan. Dari analisa ini bisa dikembangkan bahwa

mesin yang akan dirancang bekerja secara terus-menerus.

Setelah sistem dari mesh sudah bisa diprediksi maka selanjutnya yaitu perancangan ide mesin yang akan dibuat. Perancangan yang dilakukan adalah mengambil konsep dari mesin potong plat dan mesin press tools dapat dilihat pada gambar 4.2. Dari kedua mesin dapat diambil beberapa sistem mekanismenya seperti gerakan poros engkol pada mesin press tools, dan mekanisme gerakan pisau potong pada mesin gunting sehingga dirancang sebuah mesin wire mesh seperti diperlihatkan pada gambar 4.3.



Sistem poros engkol

Liner

*(Mesin Press Tools Mekanis)*

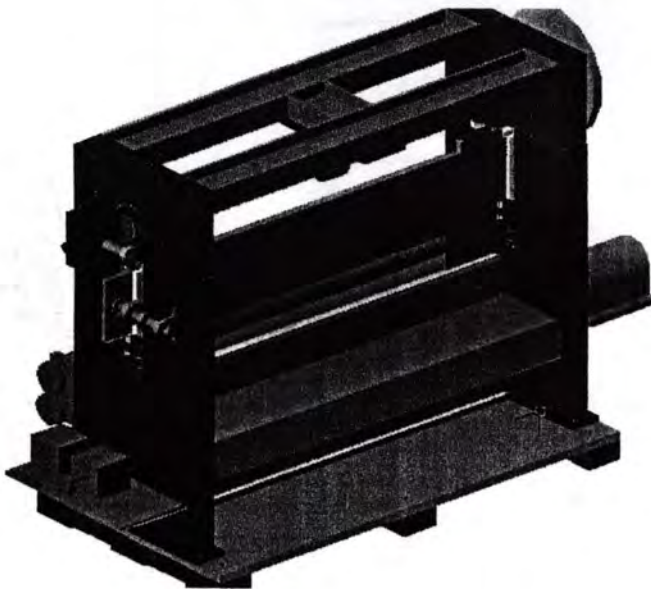




Sistem

*(Mesin Gunting)*

*Gambar 4.2 Mesin – mesin Press Tools*



*Gambar 4.3 Rancangan Awal Mesin Wire Mesh*

### Tahap Perancangan Komponen

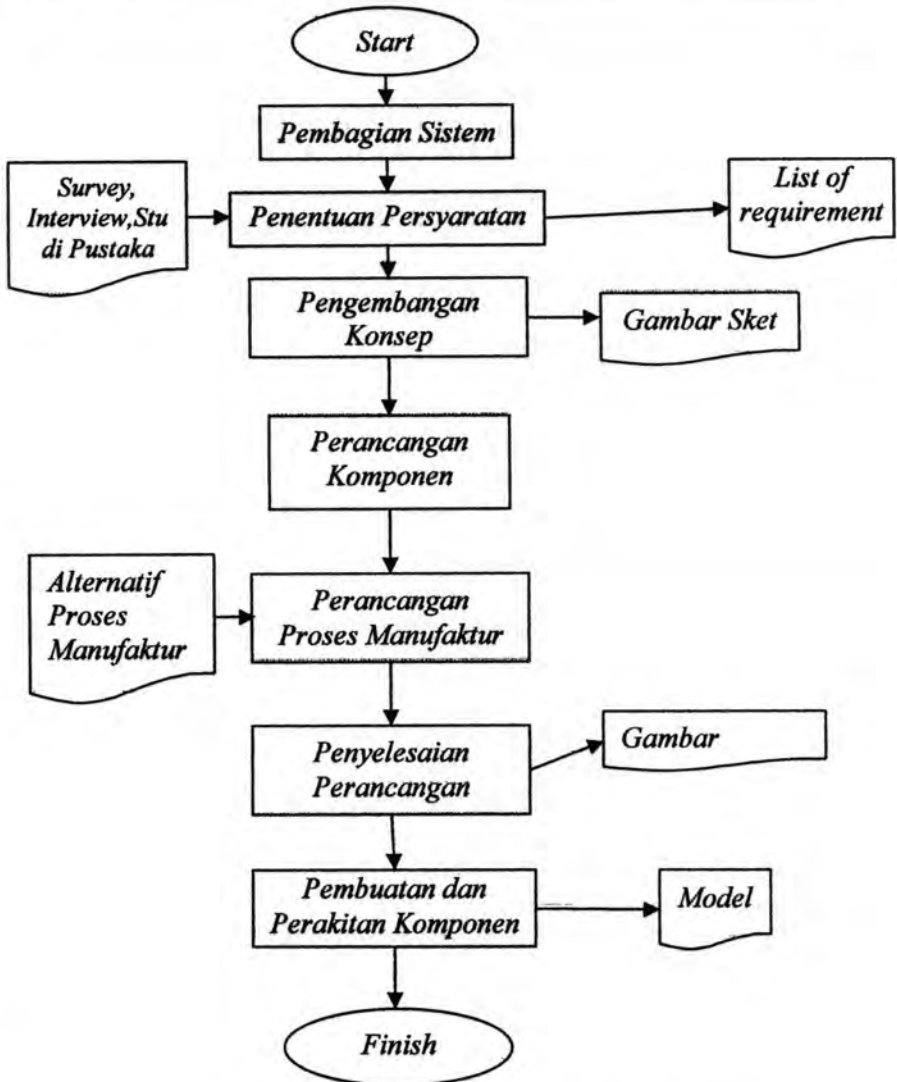
Setelah konsep terpilih, maka dilakukan penggambaran dan perhitungan detail dari alat ini. Pada akhir tahap ini akan didapatkan dimensi detail masing-masing komponen. Toleransi dan spesifikasi mesin juga akan dilakukan untuk input gambar teknik yang siap diproduksi. Dari sini dapat diperkirakan besarnya rancangan kasar biaya yang akan dihabiskan untuk pembuatan mesin wire mesh.

### Tahap Perancangan Proses Manufaktur

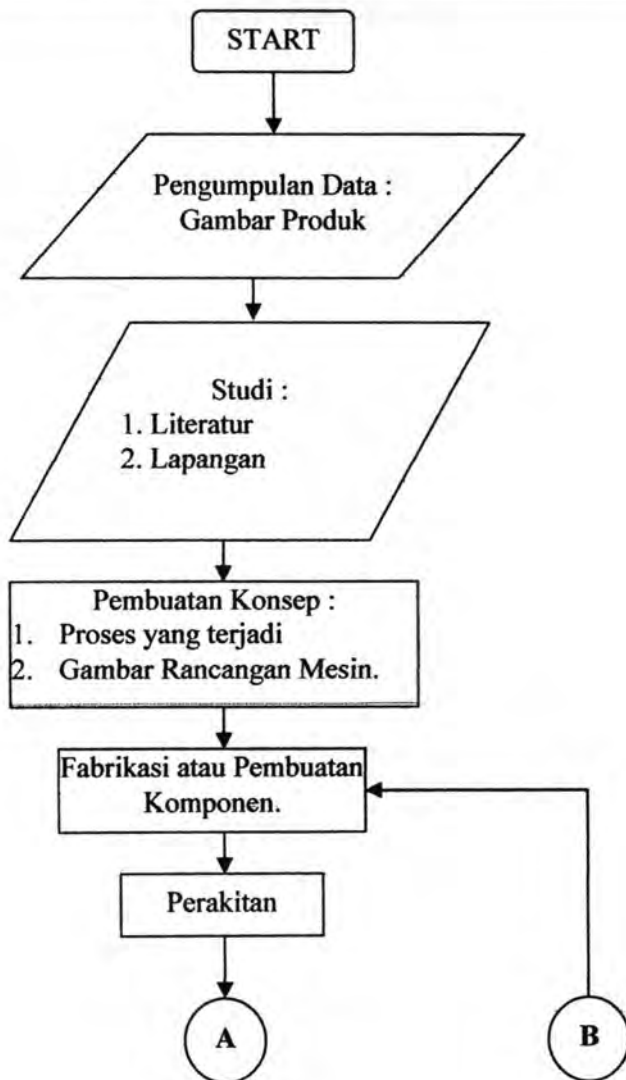
Komponen yang telah dirancang masing-masing akan dievaluasi dengan tinjauan proses manufaktur. Hal yang mendasari aktifitas ini adalah apakah komponen yang ada mampu dimanufaktur dengan teknologi yang tersedia. Jika mampu maka perlu dibuat list dengan berapa cara saja produk tersebut mampu dibentuk.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

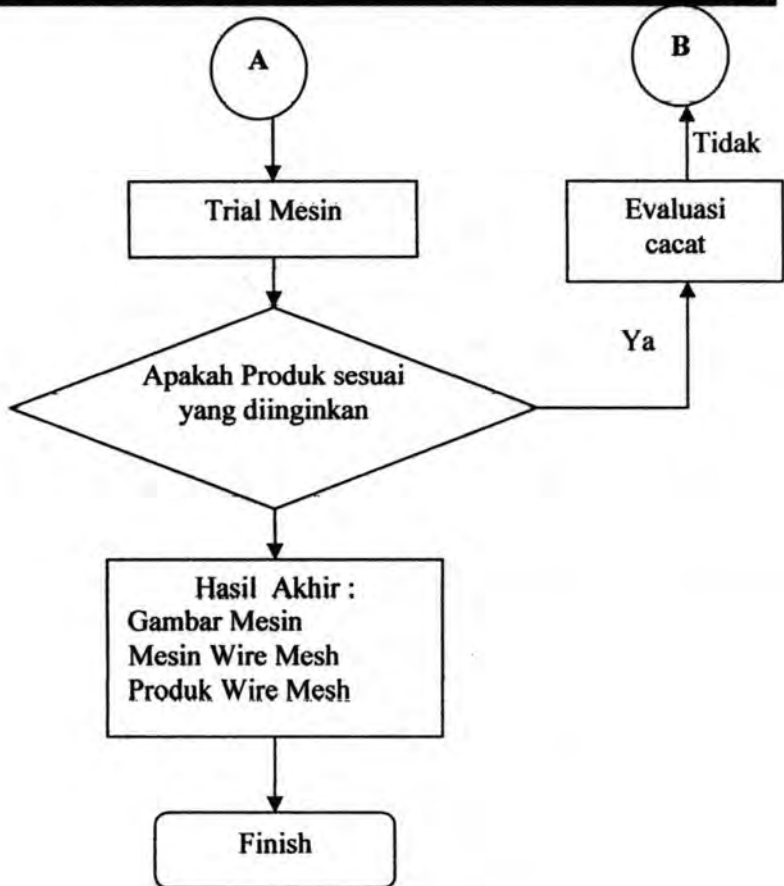
### Tahap Penyelesaian Perancangan

Rancangan komponen yang telah dihitung pemilihan material maupun geometrinya, digambar dalam sebuah plot detail. Gambar tersebut disertai dengan metode manufaktur yang diterapkan untuk pembuatan. Selanjutnya dimulailah pembuatan model dari alat yang dirancang. Aktifitas akhir dari tahap ini adalah penganalisaan biaya terhadap model yang telah dibuat. Analisa tersebut merupakan perincian biaya pembuatan alat. Selain itu dibandingkan dari tinjauan biaya bila pembuatan produk wire mesh dengan menggunakan mesin press tool yang sudah ada secara manual, dan dengan menggunakan mesin yang dibuat ini.



Gambar 4.4 Flow Chart Umum Rancang Bangun.





*Gambar 4.5 Flow Chart Perancangan Mesin Wire Mesh.*

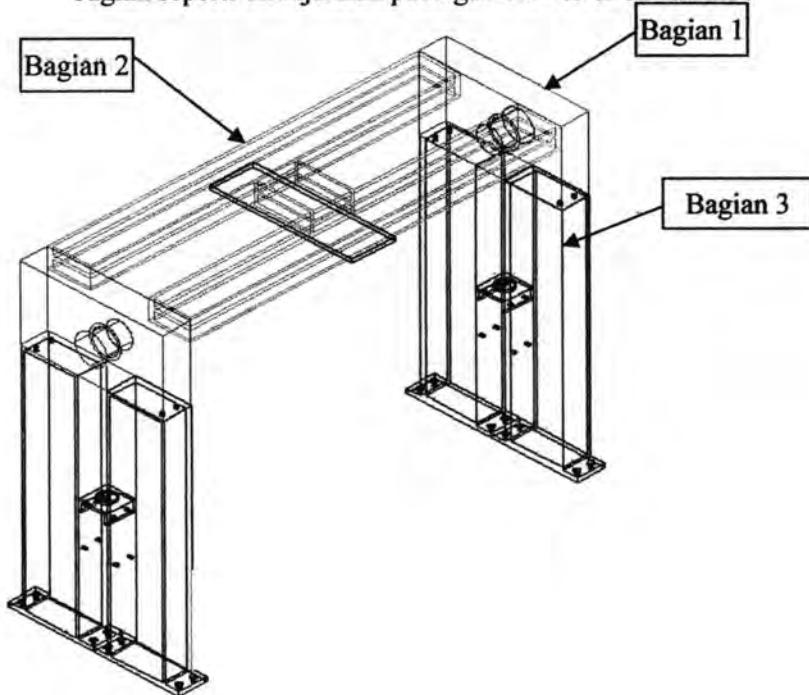
### 4.3 Pembuatan

Untuk pembuatan mesin ini dapat dikelompokkan beberapa tahap yaitu :

1. Pembuatan kerangka mesin.
2. Pembuatan sistem mekanisme *upper blade*.
3. Pembuatan sistem mekanisme pengumpan.
4. Pembuatan press tools.

#### 4.3.1 Pembuatan Kerangka Mesin

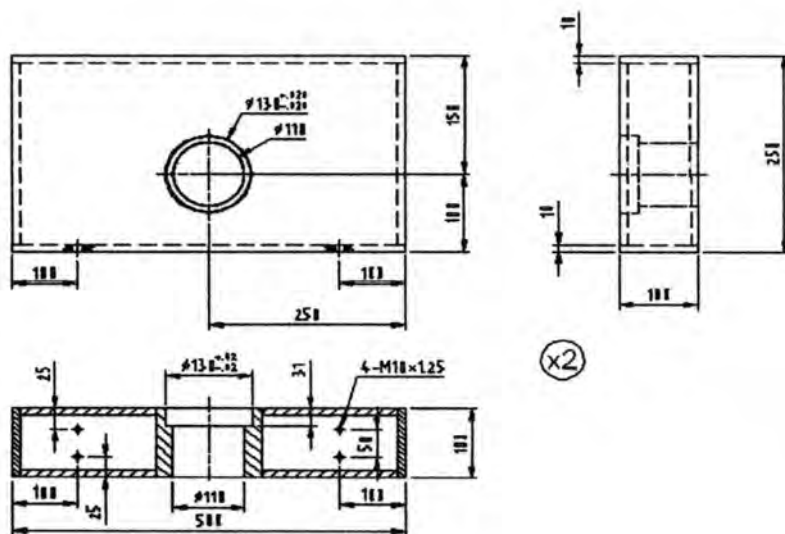
Kerangka mesin yang di rancang ada beberapa bagian seperti ditunjukkan pada gambar 4.6 di bawah ini :



Gambar 4.6 Kerangka Mesin

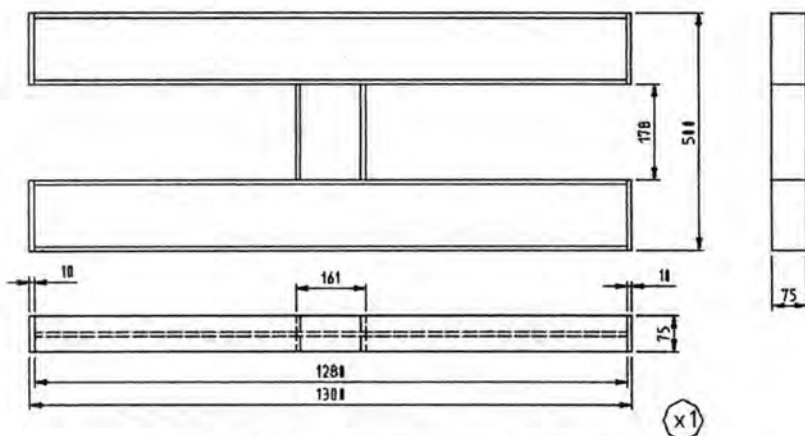


1. Bagian 1 merupakan rumah bearing dari poros engkol utama. Material plat besi dengan tebal 10 mm dipotong dengan ukuran 485 mm x 245 mm sebanyak 4 buah kemudian potong lagi dengan ukuran 105 mm x 245 mm sebanyak 4 buah juga kemudian potong lagi dengan ukuran 105 mm x 485 mm sebanyak 4 buah juga. Dari potongan tersebut dilebihkan 5 mm semua, karena potongan plat tersebut di proses machining lagi. Setelah diproses sekrap maka langkah selanjutnya yaitu menggabungkan potongan plat tersebut dengan proses las lalu di bubut bagian las, kemudian poros dengan diameter 150 mm dipotong sepanjang 100 mm sebanyak 2 buah lalu dilas pada posisi tertentu kemudian dibubut profil menjadi komponen sesuai gambar 4.7.



Gambar 4.7 Dudukan Rumah Bearing Poros Utama

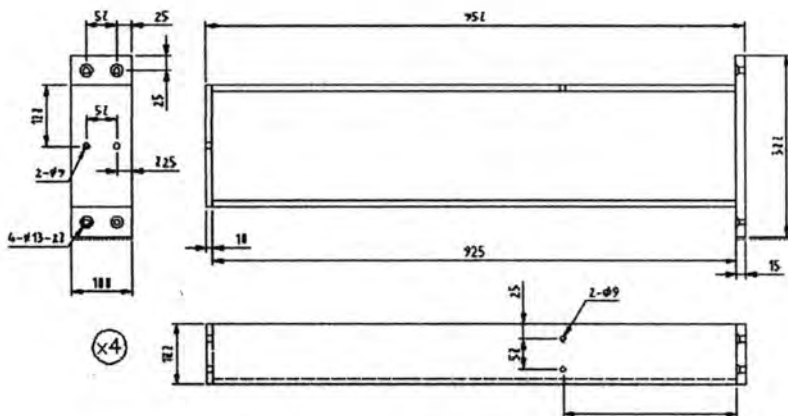
2. Bagian 2 merupakan penghubung kaki-kaki pada kerangka mesin. Material profil H-Beam 75 dipotong sepanjang 1285 sebanyak 2 buah dan dipotong 180 sebanyak 1 buah. Plat dengan ketebalan 10 mm dipotong dengan ukuran 80 mm x 155 mm sebanyak 4 buah kemudian dari semua potongan material tersebut ujungnya diproses freis sesuai ukuran gambar kerja. Kemudian potongan plat tersebut di lubangi sesuai ukuran pada gambar kerja lalu dilas pada ujung-ujung profil H-beam seperti ditunjukkan pada gambar 4.6 dibawah ini :



Gambar 4.8 Penghubung Kaki-Kaki Kerangka

3. Bagian tiga merupakan kaki-kaki dari kerangka mesin itu sendiri. Material profil WF 100 dipotong dengan panjang 930 mm sebanyak 4 buah. Plat tebal 10 mm dipotong dengan ukuran 105 mm x 205 mm sebanyak 4 buah dan plat tebal 15 mm dipotong dengan ukuran 305 mm x 105 mm sebanyak 4 buah. Potongan material tersebut ujung-ujungnya diproses freis dengan ukuran tertentu dan di lubangi dengan diameter tertentu sesuai gambar kerja.

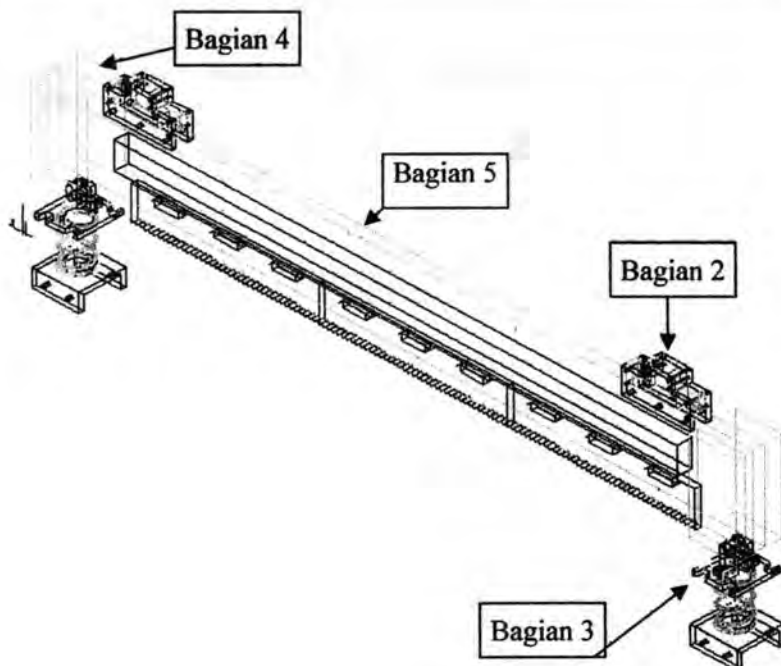
Kemudian potongan tersebut dipasang dengan las seperti ditunjukkan pada gambar 4.8.



*Gambar 4.9 Kaki Kerangka Mesin*

#### 4.3.2 Pembuatan Mekanisme Upper Blade.

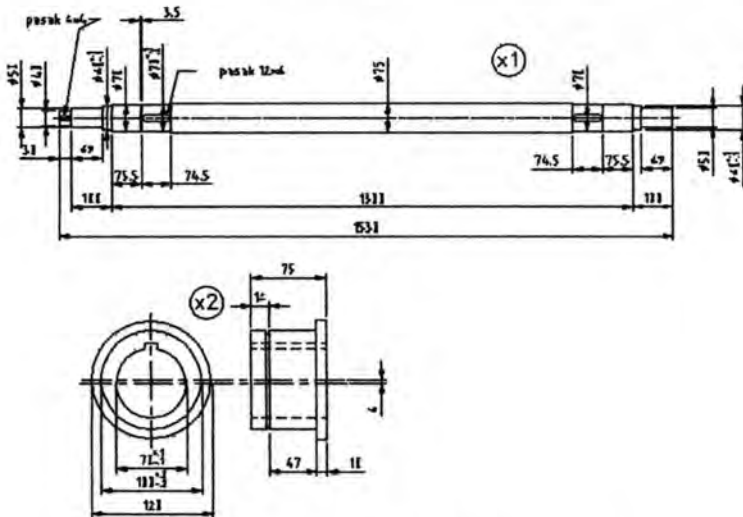
Mekanisme dari upper blade ini yang menentukan terjadinya bentuk dari produk wire mesh itu. Gambar rancangan dari mekanisme upper blade dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



*Gambar 4.10 Mekanisme Punch*

1. Bagian satu merupakan poros engkol utama, kedudukan poros ini berada pada bagian 1. Poros *AISI 4130 WQ*, dengan diameter 80 mm dan panjang 1550 dibubut menjadi diameter 75 mm kemudian pada ujung-ujung poros dibubut lagi menjadi profil poros bertingkat seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.11. Kemudian pada bagian tertentu dibuatkan rumah pasak dengan ukuran sesuai yang sudah direncanakan. Poros *S 45 C* dengan diameter 130 mm dan panjang 80 mm sebanyak 2 buah dibubut sesuai gambar kerja. Pada profil ini ada

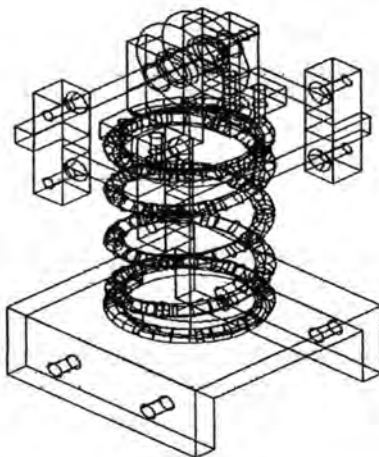
pergeseran garis sumbu sebesar 6 mm. Pergeseran ini ditujukan untuk mekanisme atau gerakan engkol pada poros utama.



Gambar 4.11 Gambar Poros Utama Mesin

2. Bagian 2 merupakan sistem penyetelan dari kedalaman punch. Plat tebal 10 mm dipotong dengan ukuran 50 mm x 100 mm sebanyak 4 buah tetapi pemotongannya dilebihkan 5 mm semua karena perlu diproses lagi menjadi ukuran tersebut. Plat tebal 10 mm dipotong menjadi ukuran 50 mm x 50 mm sebanyak 2 buah dan ukuran 40 mm x 50 mm sebanyak 12 buah. Kemudian diproses freis dan dilubangi dengan diameter dan jarak tertentu sesuai gambar kerja. Lalu di rangkai sesuai profil dengan menggunakan las kemudian bagian las tadi di freis supaya rata.

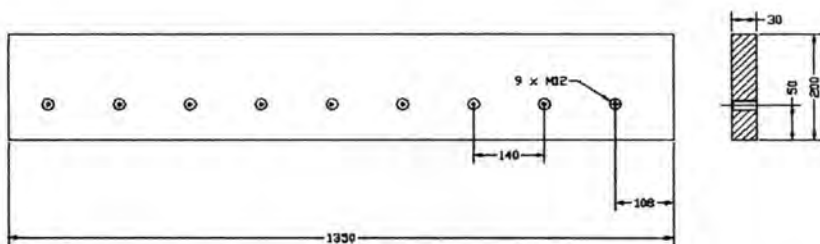
3. Bagian tiga adalah bagian yang berfungsi sebagai mengembalikan posisi punch dengan memanfaatkan gaya reaksi dari pegas tekan. Pada bagian ini pembuatannya sederhana sekali. Profil WF 100 dipotong sepanjang 100 mm kemudian bagian ujungnya diratakan dengan freis. Flens dibubut menjadi diameter 50 mm dan tebal 10 mm. Poros kuningan dengan profil segi enam 45 mm dengan panjang 120 mm salah satu ujungnya dibubut menjadi diameter 40 mm dan satu ujungnya lagi di freis menjadi profil sesuai gambar kerja. Kemudian bagian yang difreis tadi dipasangkan dengan poros dan bearing 6201.



*Gambar 4.12 Bagian 3 Tampak Isometrik.*

4. Bagian empat merupakan bagian liner yang terdiri dari plat besi dan plat kuningan dengan tebal masing-masing plat adalah 20 mm untuk besi dan 10 mm untuk kuningan. Plat tersebut berukuran 100 mm x 150 mm sebanyak 4 buah untuk plat kuningan dan 4 buah untuk

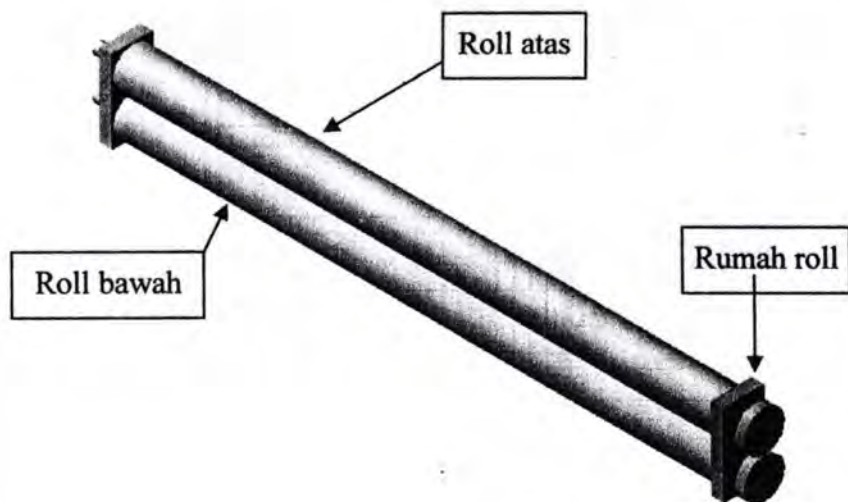
- plat besi. Pada bagian tertentu diproses lagi dengan pemesinan sesuai gambar kerja.
5. Bagian lima adalahudukan upper blade, material plat besi tebal 30 mm dipotong dan sisi-sisinya diproses menjadi ukuran 1350 mm x 200 mm. Kemudian dilubangi dan diulir dengan diameter M10 pada jarak tertentu sesuai gambar dibawah ini :



*Gambar 4.13 Dudukan Upper Blade.*

#### 4.3.3 Pembuatan Sistem Pengumpan / Sistem Feeder

Sistem pengumpan yang dirancang disini adalah sistem roll dimana kecepatan roll tersebut sudah diperhitungkan sedemikian rupa sehingga kecepatan antara pengumpan dengan punch sudah sikron. Roll feeder merupakan komponen utama dari sistem pengumpan, dudukan roll merupakan komponen pendukung. Untuk roll feeder terbuat dari material pipa besi dengan ketebalan 12 mm dan panjang 1350 mm sebanyak 2 buah. Flens dengan diameter 100 mm dan tebal 12 mm sebanyak 4 buah dibubut sedemikian rupa. Pipa roll tadi juga dibubut menjadi panjang 1300 mm kemudian flens tadi ditempelkan pada ujung pipa roll dengan dilas. Setelah proses las

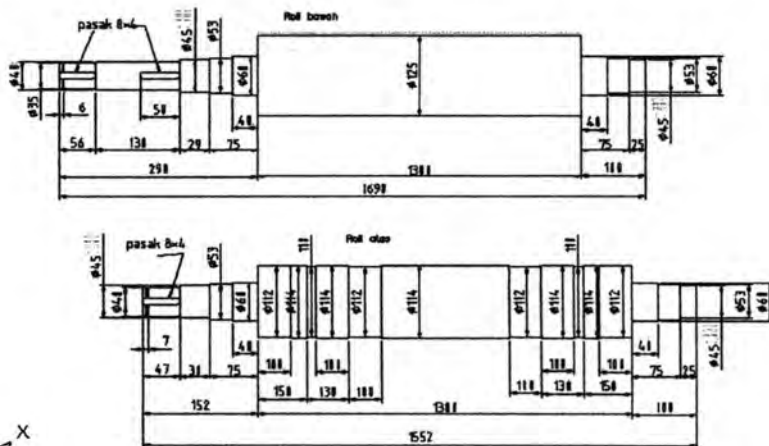


*Gambar 4.14 Sistem Pengumpan*

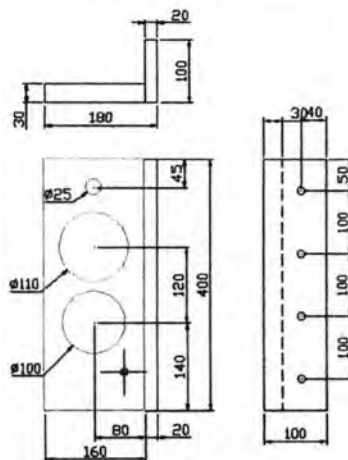
maka selanjutnya yaitu proses merapikan las dengan dibubut dan proses drilling atau melubangi sampai diameternya sesuai gambar kerja. Material poros S 45 C diameter 60 mm dan panjang 1700 mm dan panjang 1600 mm dimasukkan kedalam pipa yang sudah diproses tadi. Setelah itu disambung las dan dibubut menjadi profil sesuai gambar kerja.

Dudukan dari roll pengumpan terbuat dari plat besi tebal 30 mm dengan dimensi 400 mm x 160 mm sebanyak 2 buah dan dimensi 180 mm x 400 mm sebanyak 2 buah serta dimensi 100 mm x 400 mm sebanyak 2 buah diproses machining menjadi bentuk sesuai gambar rancangan.





(a= Roll Feeder)



(b=Dudukan feeder)

Gambar 4.15 Sistem Pengumpan

Bagian lain yaitu penyatel dari roll feeder atas, dimana roll tersebut dirancang untuk bisa bergerak bebas dalam hal ini supaya material alumuniumnya bisa masuk secara bebas. Untuk bisa menekan material alumunium maka pada penyatel roll atas ditambahkan pegas.

#### Pembuatan Komponen Lain

1. Pembuatan dudukan motor 3 phase.
2. Pembuatan dudukan gear box (1).
3. Pembuatan dudukan gear box 2 dan 3.
4. Pembuatan dudukan penahan *upper blade*
5. Pembuatan sistem penggerak *upper blade* samping.
6. Pembuatan dudukan *lower blade* dan pengarah material.

#### 4.4 Proses Perakitan

Tahapan perakitan mesin wire mesh adalah :

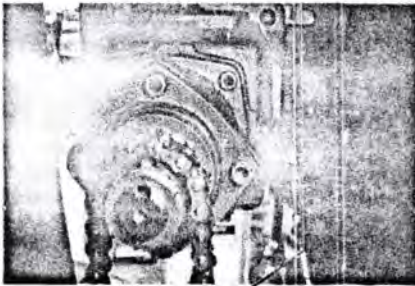
- a. Proses perakitan kerangkah dan poros utama.



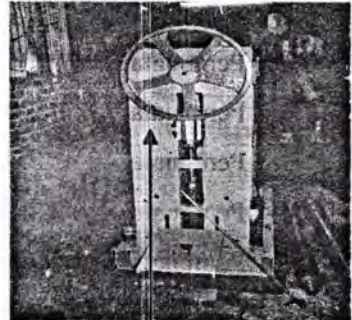
Gambar 4.16 Kerangkah Mesin

Perakitan kerangka ini diberi tanda untuk memastikan pasangannya, pada saat perakitan kerangka ini poros utama langsung dipasang dikarenakan posisi poros utama berada pada penghubung kerangka atas.

- b. Pemasangan pulley 2 dan sprocket 1 pada poros engkol utama.



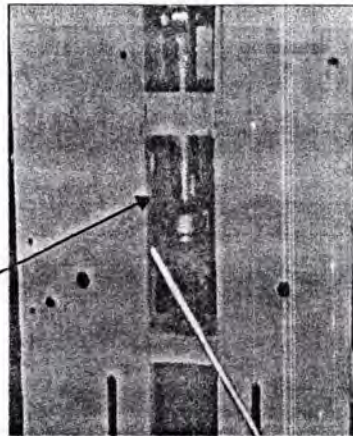
Sprocket 1



Pulley 2

*Gambar 4.15 Perakitan Pulley dan Sprocket.*

- c. Pemasangan penahan kedudukan upper blade.



Penahan kedudukan  
punch

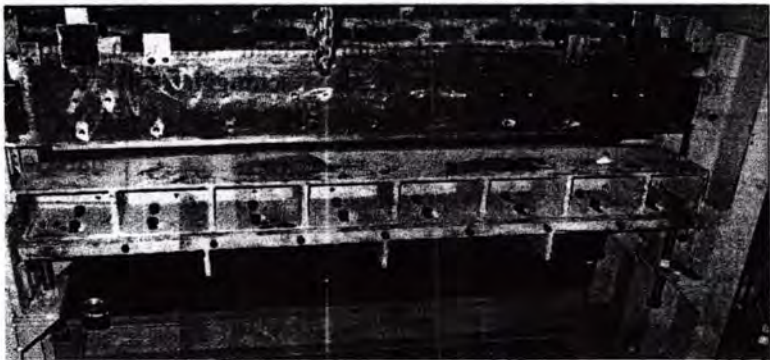
*Gambar 4.18 Penahan Dudukan Upper Blade*

Penahan punch ini terdiri dari beberapa komponen yaitu pegas tekan, bushing, poros dan ball bearing.

- d. Perakitan dudukan *upper blade*.



- e. Perakitan dudukan *lower blade*.



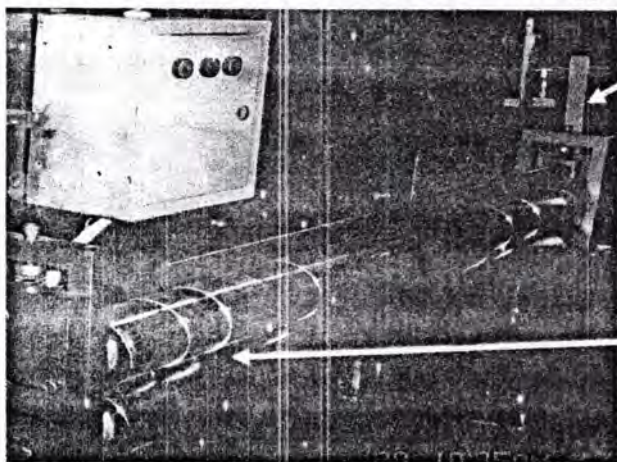
Gambar 4.20 Dudukan Lower Blade.

- f. Perakitan komponen sistem pengumpan  
g. Pemasangan gear box 3 dan *sprocket out put*.  
h. Pemasangan gear box 2 pada dudukannya dan dikopel pada gear box dengan fleksibel joint.  
i. pemasangan gear box 1 pada dudukannya yang menempel pada kerangka mesin.  
j. Pemasangan poros 2 dan komponen pendukung lainnya pada salah satu ujung dudukan *upper blade*.

- k. Pemasangan rantai pada tiap-tiap *sprocket* yang ada.
- l. Pemasangan motor penggerak
- m. Pemasangan pulley 1 pada motor
- n. Pemasangan *upper dan lower bladenya* pada dudukan masing-masing
- o. Pemasangan kontrol panel.
- p. Selesai.

#### 4.5 Cara Kerja Mesin

Mesin wire mesh ini bekerja secara semi otomatis, untuk memulai proses shearing dan proses bending produk wire mesh langkah awal yaitu dengan membuka handle feeder atau tuas dari feeder sehingga roll feeder



handle

Roll Feeder

Gambar 4.21 Posisi Tuas pada Sistem Pengumpan

Kemudian masukkan plat aluminium pada feeder sampai batas rata dengan ujung dies. Kemudian tutup kembali feedernya dengan menekan handle feeder ke bawah. Langkah berikutnya yaitu dengan menekan push button ON kemudian tekan start barulah mesin wire mesh bekerja.

Gerak punchnya ada dua gerakan yaitu gerakan naik turun dan gerakan kanan kiri. Untuk gerak turunnya *upper blade* ini karena tumbukkan poros engkol utama dengan rumah dudukan *upper blade*nya.



Titik Tumbukkan  
poros utama  
dengan dudukan  
punch

Gambar 4.22 Posisi Poros Menyentuh Dudukan *upper blade*.

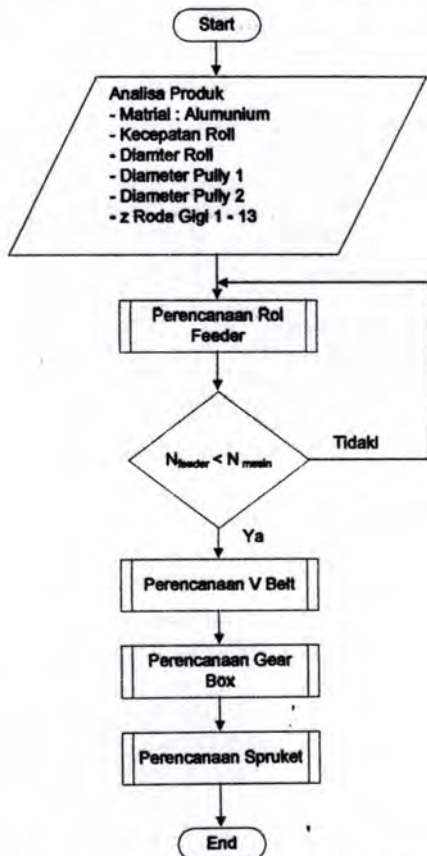
Sedangkan gerak naiknya karena gaya balik dari pegas. Gerakan naik turun ini untuk membentuk segitiga sama kaki. Untuk gerak ke kanan dan kiri ini digerakkan oleh poros engkol kedua.



Gambar 4.23 Sistem Gerak Kanan-Kiri.

#### 4.6 Perencanaan komponen Mesin

Agar proses perencanaan wire mesh dapat direncanakan sesuai dengan kebutuhan yang dikehendaki maka diperlukan perencanaan komponen-komponen mesin wire mesh. Analisa dari perencana tersebut dapat dijelaskan melalui alur perencanaan sebagai berikut :



Gambar 4.24 : Diagram Alir Perencanaan Komponen Mesin Wire Mesh

#### **4. 7 Perencanaan Press Tools Wire Mesh**

Proses yang direncanakan pada wire mesh ini ada 2 tahapan, yaitu sebagai berikut

- a. *Proses Shearing*
- b. *Proses Bending*.





**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

**B A B V**  
**ANALISA PERENCANAAN**  
**ELEMEN MESH**

## BAB V

### ANALISA PERENCANAAN ELEMEN MESIN

Perhitungan elemen mesin yang akan dilakukan merupakan hasil dari konsep rancangan yang sudah ditetapkan.

#### 5.1 Penentuan Daya Mesin Wire Mesh.

Daya mesin wire mesh merupakan daya untuk melakukan proses pembentukan dan daya untuk menggerakkan sistem pengumpan.

$$P_m = P_p + P_f$$

$P_m$  : daya total kebutuhan mesin wire mesh (kg m/s)

$P_p$  : daya untuk proses pembentukan (kg m/s)

$P_f$  : daya untuk sistem pengumpan material (kg m/s)

- Menentukan Daya Proses Pembentukan ( $P_p$ ).

$$\bar{P}_p = (\bar{F}_p + \bar{F}_b) U_{cs}$$

Dengan :

$F_p$  : Gaya pemotongan (kg).

$F_b$  : Gaya bending (kg).

$u_{cs}$  : kecepatan keliling Crank shaft (m/s).

- Gaya Pemotongan ( $F_p$ )

Gaya pemotongan yang terjadi pada wire mesh ini adalah gaya shearing. Untuk menghitung gaya tersebut perlu diketahui spesifikasi dari bahan strip material tersebut :

Jenis Material : Aluminium

Tebal ( t ) : 0.37 mm

Kel. Potong total (sekali proses) : 1026 mm

$$F_s = L_s \times S_o \times K_s$$

$$F_s = 1026 \times 0.37 \times 23.45$$



$$F_s = 8902.089 \text{ kg}$$

- *Gaya Pembentukan ( $F_b$ )*

Gaya pembentukan yang terjadi adalah gaya bending. Untuk menghitung gaya bending tersebut

☆ Tegangan tarik maksimum =  $36.08 \text{ kg/mm}^2$

☆ Tebal Material =  $0,37 \text{ mm}$

☆ K =  $0.33$

☆ L (gambar 6.4) =  $1026 \text{ mm}$

☆ W =  $0.5+0.37+0.5=1.37 \text{ mm}$

Untuk gaya bending pada pembentukan dapat dihitung dengan rumus :

$$F_b = \frac{K.L.s.t^2}{W}$$

$$F_b = \frac{0.33 \times 1026 \times 36.08 \times 0.37^2}{1.37}$$

$$F_b = 1220.7 \text{ kg}$$

- *Kecepatan Keliling Poros Engkol*

$$u_c = \frac{\pi.d_c.n}{60} = \frac{\pi(0.075\text{m})(290\text{rpm})}{60}$$

$$u_c = 1.138 \text{ m/s}$$

→ **Sehingga**

$$P_p = (F_p + F_b)U_{cs}$$

$$P_p = (8902.089 + 1220.7)1.138$$

$$P_p = 11519.73 \text{ kg m/s} = 15.4 \text{ Hp.}$$

- **Menentukan Daya Pengumpan (Pf)**

Untuk melakukan daya pengumpan tersebut diperlukan data-data sebagai berikut :

Material Bahan Baku Strip	:	
Jenis Material	:	Aluminium coil
Tebal material	:	0,37 mm
Lebar material	:	1200 mm
Kecepatan putaran Roll	:	0,966 rpm
Kekuatan Tarik Maksimum ( $S_u$ )	:	36,08 Kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan Geser Maksimum ( $S_{su}$ )	:	23,45 kg/mm <sup>2</sup>
Diameter Roll	:	125 mm ( roll bawah ) 114 mm ( roll atas )

Pada proses pengerollan ini sheet material tidak terjadi pengecilan penampang, karena yang dilakukan adalah proses pengumpan saja.

Dari data-data diatas, dapat dilakukan analisa perencanaan sebagai berikut:

- *Beban Pengerollan*

$$\begin{aligned}
 P &= 1,2 \times \tau_s \times \sqrt{(R \times h)^2} \\
 &= 1,2 \times 23,45 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times \sqrt{(62,5 \times 0,37)^2} \\
 &= 650,73 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

- *Gaya Pengerolan*

$$\begin{aligned}
 F_p &= \frac{P}{A} \\
 F_p &= \frac{650,73 \text{ kg}}{(1200 \times 0,37) \text{ mm}} = 1,465 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

*Torsi*

$$T = \frac{\pi}{16} \times F_p \times d^3$$



$$T = \frac{\pi}{16} \times 1.465 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times (125 \text{ mm})^3 = 561535.6 \text{ kg}$$

mm

- Daya Pengerollan

$$P_f = \frac{\left(\frac{2T}{1000}\right) \times \left(\frac{2\pi n}{60}\right)}{102}$$

$$P_f = \frac{\left(\frac{2 \times 561535.6}{1000}\right) \times \left(\frac{2\pi \times 0.966}{60}\right)}{102}$$

$$= 1.113 \text{ hp} \approx 1.1 \text{ hp}$$

Dengan demikian, daya total yang dibutuhkan adalah :

$$P_m = P_p + P_f$$

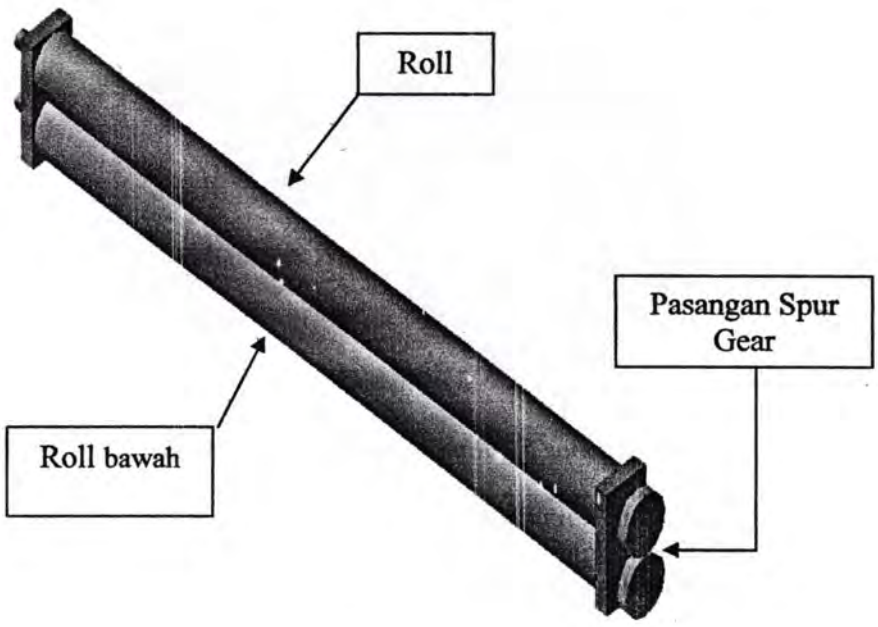
$$P_c = 15.4 + 1.1$$

$$P_c = 16.5 \text{ HP}$$

## 5.2 Perencanaan Roll Feeder.

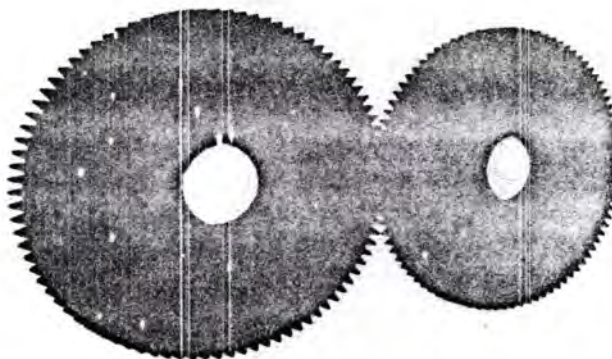
Sistem pengumpan ini digunakan sebagai pengumpan raw material agar dimensi dari wire mesh sama. Dalam perencanaan mekanisme pengumpan atau system transfer, ada beberapa pertimbangan yang sangat dibutuhkan. Dengan kata lain, faktor-faktor yang dibutuhkan adalah :

1. Jenis operasi yang dibutuhkan
2. Ukuran dari komponen.
3. Nilai produksi yang dibutuhkan
4. Akurasi dari transfer yang dibutuhkan
5. Flexsibility dari pemilihan waktu alat transfer harus bisa menyesuaikan perubahan dari siklus operasi.
6. Jenis dari alat transfer (mekanik, pneumatic, hydraulic, electric atau kombinasi)
7. Biaya perawatan dan kemudahan dari perawatan.



*Gambar 5.1 Rancangan Awal Roll Feeder*

## Perencanaan Spur Gear Roll Feeder



Gambar 5.2 Rancangan Spur Gear Feeder

### Data awal perencanaan

Jenis Roda gigi	: Spur Gear
Perbandingan kecepatan ( $r_v$ )	: 1 : 1
Daya	: 1.1 HP
Putaran gear	: 0.966 rpm
Diametral pitch ( $P$ )	: 12 gigi .in <sup>-1</sup>
Pressure angle ( $\Phi$ )	: 25° FD

### Dimensi Gear

Dengan  $c = 102 \text{ mm} = 4.01 \approx 4 \text{ in}$ , maka

$$c = \frac{d_2 + d_1}{2} = 4$$

$$d_2 + d_1 = 8$$

$$d_2 = d_1 = 2d = 8 = 4 \text{ in}$$

Dengan  $P = 7 \text{ gigi.in}^{-1}$ , maka jumlah roda gigi adalah

$$\text{Ntp} = 7 \times 4 = 28 \text{ gigi}$$

$$\text{Ntg} = 7 \times 4 = 28 \text{ gigi}$$

Dari tabel 10-2 *Deutschman*, faktor Lewis untuk  $\Phi = 25^\circ$  FD dengan  $N_{tp} = N_{tg} = 28$  gigi diketahui  $Y_p = Y_g = 0.417$   
Bahan yang digunakan untuk perencanaan :

*Pinion* : SAE 3245 OQT (475 BHN), dari tabel 10-3  
(*Deutschman*) didapat  $S_o = 65000$  psi

*Gear* : SAE 3245 OQT (475 BHN), dari tabel 10-3  
(*Deutschman*) didapat  $S_o = 65000$  psi

- Kecepatan pitch line ( $V_p$ )

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 4 \text{ in} \cdot 0.966 \text{ rpm}}{12} = 1.011 \text{ ft/min}$$

- Torsi pada pinion ( $T$ )

$$T = \frac{63000 \cdot \text{hp}}{n_p} \text{ (lb.in)}$$

$$= \frac{63000 \times 1.1 \text{ Hp}}{0.966} = 71739.1 \text{ lb.in}$$

- Gaya tangensial ( $F_t$ )

$$F_t = \frac{2T}{d_p} = 35869.55 \text{ lb}$$

$$F_r = F_t \tan 25 = 16726.2 \text{ lb}$$

- Beban dinamik ( $F_d$ ), untuk  $V_p < 2000$  ft/min

$$F_d = \left( \frac{600 + V_p}{600} \right) F_t = 16910.1 \text{ lb}$$

Gaya radial ( $F_r$ )

- Lebar Gigi ( $b$ ) berdasarkan Wear Load (*Buckingham*)

$$F_w = d_p \cdot b \cdot Q \cdot K \quad F_w \approx F_d$$

dimana :  $d_p$  = Diameter pitch pinion

$b$  = Lebar roda gigi

$K$  = Wear load factor

dan harga  $Q$  diperoleh dari persamaan

$$Q = \frac{2 \cdot d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 \cdot 4}{4 + 4} = 1$$



Dari tabel 10-11 (*Deutschman*) untuk kedua roda gigi terbuat dari steel, dan average BHN = 400, didapatkan

$K = 453 \text{ psi}$ , maka :

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} = 9.3 \text{ in} \approx 10 \text{ in}$$

Lebar gigi ( $b$ ) berdasarkan persamaan *Lewis* untuk pengecekan keausan:

$$F_b = S \cdot b \cdot \frac{Y}{P} \quad ; Y \text{ (table 10-2)} = 0,417$$

$$F_b = 65000 \text{ psi} \cdot 10 \text{ in} \cdot \frac{0,417}{12 \text{ in}^{-1}} = 22587.5 \text{ lb.}$$

Syarat yang harus dipenuhi adalah  $F_b > F_d$ , karena syarat terpenuhi, maka lebar roda gigi tersebut adalah aman.

*Pengecekan kekuatan akar gigi dengan Metode AGMA :*

Tegangan ijin untuk perencanaan:

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

*Mengecek kekuatan pinion,*

Untuk bahan *SAE 3245 OQT* (475 BHN) diperoleh data sebagai berikut :

$S_{at} = 160000 \text{ psi}$  (gambar 10-24, *Deutschman*);

$K_L = 1$ ;  $K_R = 1,33$  (tabel 10-9, *Deutschman*),  $K_T = 1$ . Sehingga

$$\begin{aligned} S_{ad} &= \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \\ &= \frac{160000 \text{ psi} \cdot 1}{1 \cdot 1,33} = 120300,8 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_O \cdot P \cdot K_S \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

Untuk  $V_p = 1.011 \text{ ft/min}$  diperoleh data

$K_v = 0.96$  (gambar 10-21 kurva 3, *Deutschman*);

$J = 0,48$  (grafik 10-23, *Deutschman*),  $K_O = 1,25$ ,  $K_S = 1$ ,  
 $K_m = 0,75$

$$\sigma_t = \frac{35869,55 \text{ lb} \cdot 1,25 \cdot 12 \text{ in}^{-1} \cdot 1 \cdot 0,75}{0,96 \cdot 10 \text{ in} \cdot 0,48}$$

$$= 87572,1 \text{ psi}$$

karena  $S_{ad} > \sigma_t$ , maka pinion aman

Pengecekan Keausan (Wear) dengan metode AGMA :

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

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

Data yang digunakan:

- $C_p = 2300 \text{ psi}^{1/2}$  (tabel 10-12, *Deutschman*),
- $C_o = 1,25$  (sama dengan  $K_o$ ),
- $C_v = 0,86$  (gambar 10-27 kurva 4, *Deutschman*),
- $C_S = 1$
- $C_m = 0,75$  (gambar 10-31, *Deutschman*),  $C_f = 1$ ,
- $I = 0,09$  (gambar 10-32 (b), *Deutschman*).

$$\sigma_c = 2300 \text{ psi} \cdot \sqrt{\frac{1948,8 \text{ lb} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1}{0,86 \cdot 3,75 \text{ in} \cdot 1 \text{ in} \cdot 0,09}} = 182478 \text{ ps}$$

Data untuk pinion :

- $S_{ac} = 190000 \text{ psi}$  (tabel 10-14, *Deutschman*),
- $C_L = 1$  (gambar 10-33, *Deutschman*),
- $C_R = 0,8$  (tabel 10-16, *Deutschman*),
- $K = \frac{BHN_p}{BHN_g} = 1 < 1,2$ ,  $C_H = 1$  (gambar 10-34, *Deutschman*),

$$C_T = 1.$$

$$S_{ac} \cdot \left( \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) = 190000 \text{ psi} \cdot \left( \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 0,8} \right) = 237500 \text{ psi}$$

Jadi,  $\sigma_c < S_{ac} \cdot \left( \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$ , sehingga pinion aman dari

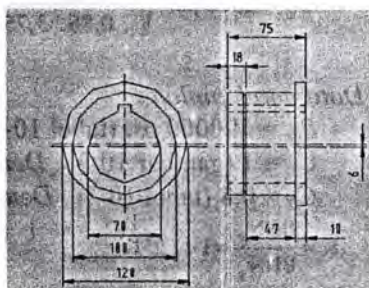
keausan.

Untuk gear diasumsikan sama karena mempunyai dimensi dan properti sama dengan pinion.

### 5.3 Perencanaan Bosh.

*Bosh* dibuat untuk melengkapi dari posisi poros utama menjadi poros engkol *blade* agar gerakan translasi yang dibutuhkan dari poros utama bisa terpenuhi. Sehingga gerakan translasi tersebut bisa menyentuh atau adanya gaya impact dari poros utama yang diteruskan pada dudukan upper blade, sampai titik yang dibutuhkan dari upper blade.

*Bosh* yang digunakan ada 2 jenis. Dimensi dan propertinya *bosh* tersebut sama. Adapun *bosh* yang direncanakan diperlihatkan pada gambar 5.3. Pada perencanaan *bosh* untuk perhitungan agar aman maka dimensi diameter luar dari *bosh* dibuat sebesar 120 mm dan panjang 75 mm. Diameter dalam dari bos dibuat 70 mm dan panjang 75 mm..



Gambar 5.3 *Bosh*  
: St 60

Material

$$\sigma_y = 375 \text{ MPa} \approx 54369,66 \text{ psi}$$

$$\sigma_u = 795 \text{ MPa} \approx 115263,67 \text{ psi}$$

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

- Berat bosh ( $w_b$ )

$$w = \pi (R_1 - R_2)^2 \times t \times \rho$$

$$w_b = \pi ((0,06 \text{ m}) - (0,035 \text{ m}))^2 \times 0,075 \text{ m} \times 0,284 \text{ lb/in}^3$$

$$w_b = 1,47 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 0,284 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \times \frac{0,4356 \text{ kg}}{\text{lb}} \times \frac{9,81 \text{ N}}{\text{kg}} \times \frac{\text{in}^3}{(0,0254 \text{ m})^3}$$

$$w_{b1} = 10,9 \text{ N}$$

Sehingga berat bosh total adalah :

$$w_b = 2 \times 10,9 \text{ N}$$

$$w_b = 21,8 \text{ N}$$

#### 5.4 Perencanaan Poros Engkol Utama

Data awal yang ada sebagai berikut :

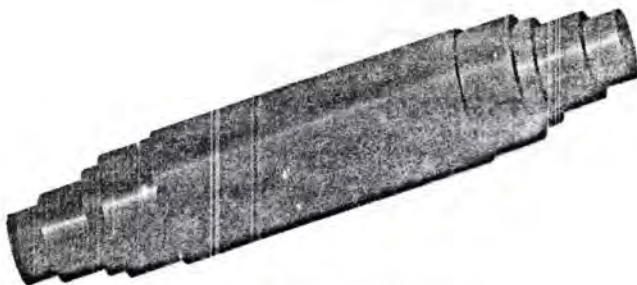
$$n_p : 290 \text{ rpm}$$

$$w_b : 21,8 \text{ N}$$

Poros dipilih dari bahan *AISI 4130 WQ*, dengan properti :

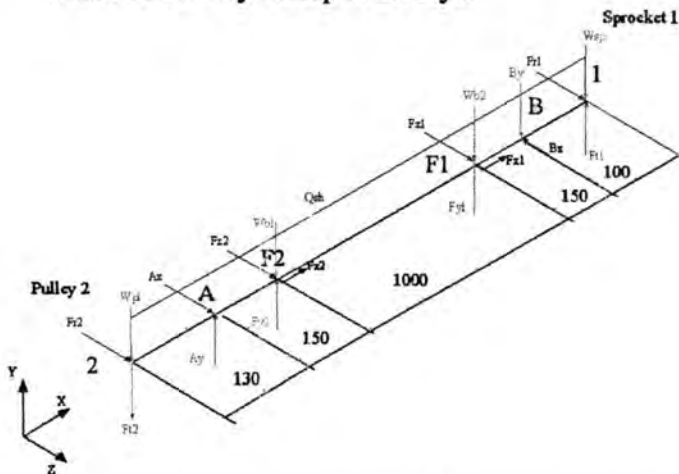
$$\sigma_u = 1145 \text{ MPa} \approx 166100 \text{ psi}$$

$$\sigma_y = 1110 \text{ MPa} \approx 161000 \text{ psi}$$



Gambar 5.4 Poros utama

Untuk mempermudah dan menyederhanakan perhitungan, maka semua beban dimodelkan dengan beban distribusi merata. Perancang mengambil keputusan ini dikarenakan semua beban yang bekerja adalah seragam, baik dari besarnya maupun arahnya.



Gambar 5.5 Gaya-gaya yang bekerja pada poros

- beban distribusi akibat berat bosh ( $q_b$ )

$$q_b = \frac{w_b}{L_{kb}}$$

Dengan  $L_{kb}$  (panjang bentangan kerja bosh) = 150 mm

$$q_b = \frac{21,8N}{0,15m}$$

$$q_b = 145,34 \text{ N/m}$$

- Beban distribusi akibat berat poros ( $q_s$ )

Poros utama diasumsikan berpenampang *uniform*, dengan diameter 75 mm, panjang bentangan 1530 mm.

$$w_s = \pi R^2 \times L \times \rho$$

$$w_s = \pi (0,0375m)^2 \times 1,53m \times 0,284 \text{ lb} / \text{in}^3$$

$$w_s = 1,918 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \times \frac{0,4356 \text{ kg}}{\text{lb}} \times \frac{9,81 \text{ N}}{\text{kg}} \times \frac{\text{in}^3}{(0,0254 \text{ m})^3}$$

$$w_s = 499,46 \text{ N}$$

Sehingga beban distribusi meratanya adalah :

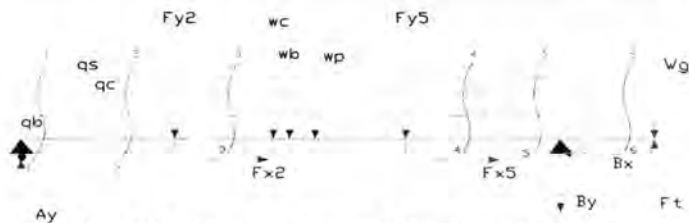
$$q_s = \frac{w_s}{L}$$

$$q_s = \frac{499,46 \text{ N}}{1,53 \text{ m}}$$

$$q_s = 326,44 \text{ N/m}$$

- Mencari reaksi tumpuan

Bidang x-y



Gambar 5.6 Gaya-gaya yang bekerja pada bidang x-y

$$\sum F_x = 0 \quad (\rightarrow \oplus)$$

$$B_x = F_{x2} + F_{x4}$$

$$B_x = 477,66N$$

$$\sum F_y = 0 \quad (\uparrow \oplus)$$

$$A_y - B_y = F_{y2} + F_{y4} + w_s + w_b + w_c + w_g - F_t$$

$$A_y - B_y = (2 \times 2647,3) + 587,7 + 20,38 + 380,58 \\ + 55,8 - 8671,8 + 2F_x(0,00731)$$

$$A_y - B_y = -2332,74N$$

$$\sum M_A = 0$$

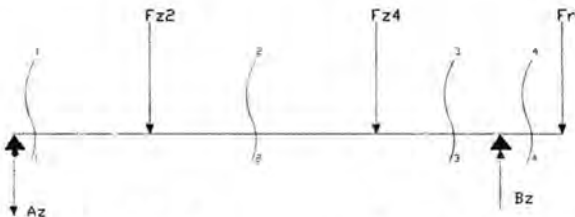
$$B_y(0,5733) = F_t(0,663) - F_{y2}(0,1109) - F_{y4}(0,3527) \\ - w_s(0,31165) - w_b(0,28665) - w_c(0,2665) \\ - w_g(0,6633)$$

$$B_y(0,5733) = 8671,8(0,663) - 2647,3(0,119 + 0,3527) \\ + 2 \times 238,83(0,00731) - 587,7(0,31165) \\ - 20,38(0,28665) - 380,58(0,2665) \\ - 55,8(0,6633)$$

$$B_y(0,5733) = 5809,08 - 1248,73 + 3,49 - 183,16 - 5,85 \\ - 101,43 - 37,1$$

**D Equation.3**  $B_y = 7389,5N \rightarrow A_y = 5056,8N$

*Bidang x-z*



*Gambar 5.7 Gaya-gaya yang bekerja pada bidang x-z*

$$\sum F_z = 0 \quad (\uparrow \oplus)$$

$$B_z - A_z = F_{z2} + F_{z4} + Fr$$

$$B_z - A_z = 4981,6N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$B_z(0,5733) = F_z(0,1109 + 0,3527) + Fr(0,6633)$$

$$B_z(0,5733) = 471(0,1109 + 0,3527) + 4039,6(0,6633)$$

$$B_z = \frac{2184,4 + 2679,47}{0,5733}$$

$$B_z = 5054,64N \rightarrow A_z = 73,04N$$

*Analisa Potongan*

*Bidang x-y*

Pot 1 - 1

$$0 \leq x_1 \leq 0,025$$







$$\Sigma M_1 = 0$$

$$\Sigma M_1 = A_y x_1 - q_s \frac{1}{2} x_1^2 - q_b \frac{1}{2} x_1^2$$

$$\Sigma M_1 = 5056,8x_2 - 436,43x_2^2 - 16,75x_2^2$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_1 = 0Nm$$

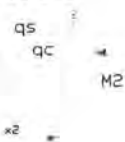
$$x_2 = 0,025 \rightarrow M_1 = 5056,8(0,025) - 436,43(0,025)^2 - 16,75(0,025)^2$$

$$M_1 = 126,42 - 0,28 - 0,01$$

$$M_1 = 126,13Nm$$

Pot 2-2

$$0 \leq x_2 \leq 0,0859$$



$$\Sigma M_2 = 0$$

$$\Sigma M_2 = A_y(x_2 + 0,025) - q_s \frac{1}{2}(x_2 + 0,025)^2 - q_b \frac{1}{2}(x_2 + 0,025)^2 - q_c \frac{1}{2}x_2^2$$

$$\Sigma M_2 = 5056,8(x_2 + 0,025) - 436,43(x_2 + 0,025)^2 - 16,75(x_2 + 0,025)^2 - 394x_2^2$$

$$x_2 = 0 \rightarrow M_3 = 126,13Nm$$

$$x_2 = 0,0859 \rightarrow$$

$$M_2 = 5056,8(0,0859 + 0,025) - 436,43(0,0859 + 0,025)^2 - 16,75(0,0859 + 0,025)^2 - 394(0,0859)^2$$

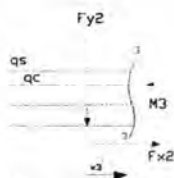
$$M_2 = 560,8 - 5,37 - 0,21 - 2,91$$

$$M_2 = 552,3Nm$$



Pot 3-3

$0 \leq x_3 \leq 0,3277$



$$\sum M_3 = 0$$

$$\sum M_3 = A_y(x_3 + 0,1109) - q_c \frac{1}{2}(x_3 + 0,1109)^2 - q_b \frac{1}{2}(x_3 + 0,1109)^2 - F_{y2}x_3 - q_c(x_3 + 0,0859)^2 - F_{x2}(0,00731)$$

$$\begin{aligned} \sum M_3 &= 5056,8(x_3 + 0,1109) - 436,43(x_3 + 0,1109)^2 \\ &\quad - 16,75(x_3 + 0,1109)^2 - 2647,3x_3 \\ &\quad - 394(x_3 + 0,0859) - 1,75 \\ &\quad x_4 = 0,3277 \rightarrow \end{aligned}$$

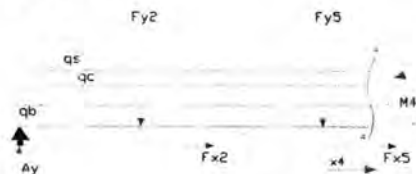
$$\begin{aligned} \sum M_3 &= 5056,8(0,3277 + 0,1109) - 436,43(0,3277 + 0,1109)^2 \\ &\quad - 16,75(0,3277 + 0,1109)^2 - 2647,3(0,3277) \\ &\quad - 394(0,3277 + 0,0859) - 1,75 \end{aligned}$$

$$M_3 = 2217,9 - 83,96 - 3,22 - 867,5 - 67,4 - 1,75$$

$$M_3 = 1194,1 \text{ Nm}$$

Pot 4 - 4

$0 \leq x_4 \leq 0,1415$



$$\sum M_4 = 0$$

$$\sum M_4 = A_y(x_4 + 0,4386) - q_s \frac{1}{2}(x_4 + 0,4536)^2$$

$$- q_b \frac{1}{2}(x_3 + 0,4536)^2$$

$$- F_y(2x_4 + 0,3277) - q_c(x_3 + 0,4136)^2 - 2F_{x_2}(0,00731)$$

$$\sum M_4 = 5056,8(x_4 + 0,4386) - 436,43(x_4 + 0,4536)^2$$

$$- 394(x_3 + 0,4136)^2 - 2(238,83)(0,00731)$$

$$x_4 = 0 \rightarrow M_4 = 1194,1 Nm$$

$$x_4 = 0,1415 \rightarrow$$

$$\sum M_4 = 5056,8(0,1415 + 0,4386) - 436,43(0,1415 + 0,4536)^2$$

$$- 16,75(0,1415 + 0,4536)^2 - 2647,3(2(0,1415)$$

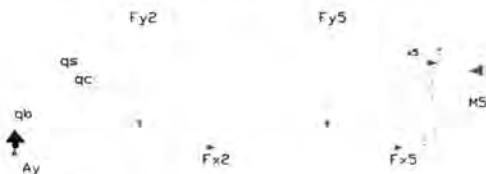
$$+ 0,3227)$$

$$M_4 = 2933,5 - 154,6 - 5,94 - 1603,5 - 121,41 - 3,5$$

$$M_4 = 1044,55 Nm$$

Pot 5 - 5

$$0 \leq x_5 \leq 0,0653$$



$$\sum M_5 = 0$$

$$\sum M_5 = A_y(x_5 + 0,5801) - q_s \frac{1}{2}(x_4 + 0,5801)^2$$

$$- q_b \frac{1}{2}(x_3 + 0,5801)^2$$

$$- F_y(2x_5 + 0,6383) - w_c(x_5 + 0,2415) - 2F_{x_2}(0,00731)$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_5 &= 50568(x_5 + 0,5801) - 436,43(x_4 + 0,5801)^2 \\ &\quad - 16,75(x_3 + 0,5801)^2 - 2647,3(2x_5 + 0,6383) \\ &\quad - 380,58(x_5 + 0,2415) - 2(238,83)(0,00731) \\ x_5 &= 0 \rightarrow M_5 = 1044,55Nm \\ x_4 &= 0,0653 \rightarrow\end{aligned}$$

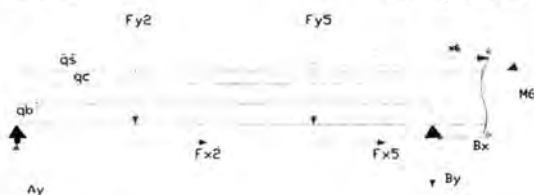
$$\begin{aligned}\Sigma M_5 &= 50568(0,0653 + 0,5801) - 436,43(0,0653 + 0,5801)^2 \\ &\quad - 16,75(0,0653 + 0,5801)^2 - 2647,3(2(0,0653) \\ &\quad + 0,6383) - 380,58(0,0653 + 0,2415) - 3,5\end{aligned}$$

$$\Sigma M_5 = 33329 - 189,6 - 7,28 - 2035,51 - 116,77 - 3,5$$

$$\Sigma M_5 = 980,24Nm$$

Pot 6-6

$$0 \leq x_6 \leq 0,0279$$



$$\Sigma M_6 = 0$$

$$\Sigma M_6 = A_y(x_6 + 0,6454) - q_s \frac{1}{2}(x_6 + 0,6454)^2 - w_b(x_3 + 0,3227)$$

$$- F_y(2x_6 + 0,7213) - w_c(x_5 + 0,2415) - 2F_{x2}(0,00731)$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_6 &= 50568(x_6 + 0,6454) - 436,43(x_6 + 0,6454)^2 \\ &\quad - 20,38(x_3 + 0,3227) - 2647,3(2x_6 + 0,7213) \\ &\quad - 380,58(x_5 + 0,2415) - 2(238,83)(0,00731)\end{aligned}$$

$$x_6 = 0 \rightarrow M_6 = 980,24Nm$$

$$x_4 = 0,0279 \rightarrow$$



$$\begin{aligned} \sum M_6 &= 5056,8(0,0279+0,6454) - 436,43(0,0279+0,6454)^2 \\ &- 20,38(0,0279+0,3227) - 2647,3(2(0,0279)+0,7213) \\ &- 380,58(0,0279+0,2415) - 3,5 \\ \sum M_6 &= 340474 - 59359 - 7,15 - 205722 - 102,53 - 3,5 \\ \sum M_6 &= 64075Nm \end{aligned}$$

Bidang  $x = z$

Pot 1 - 1

$$0 \leq x_1 \leq 0,1109$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$\sum M_1 = -A_z x_1$$

$$\sum M_1 = -73,4x_1 \quad x_1 = 0 \rightarrow M_1 = 0$$

$$x_1 = 0,025 \rightarrow M_1 = -73,4(0,1109)$$

$$M_1 = -8,14Nm$$

Pot 2 - 2

$$0 \leq x_2 \leq 0,3277$$

$$\sum M_2 = 0$$

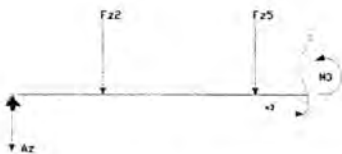
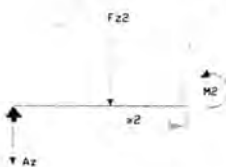
$$\sum M_2 = -A_z(x_2 + 0,1109) - F_{z2}x_2$$

$$\sum M_2 = -73,04(x_2 + 0,1109) - 471x_2$$

$$x_2 = 0 \rightarrow M_2 = -8,14Nm$$

$$x_2 = 0,3277 \rightarrow M_2 = -73,04(0,3277 + 0,1109) - 471(0,3277)$$

$$M_2 = -32,04 - 154,35 \rightarrow M_2 = -186,4Nm$$



$$\text{Pot3 - 3} \quad 0 \leq x_3 \leq 0,0653$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$M_3 = -A_z(x_3 + 0,4386) - F_z(2x_3 + 0,3277)$$

$$M_3 = -73,04(x_3 + 0,4386) - 471(2x_3 + 0,3277)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_3 = -186,4 \text{ Nm}$$

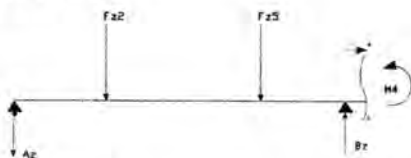
$$x_3 = 0,0653 \rightarrow M_3 = -73,04(0,0653 + 0,4386) - 471(2(0,0653) + 0,3277)$$

$$M_3 = -36,8 - 215,86$$

$$M_3 = -252,66 \text{ Nm}$$

$$\text{Pot 4 - 4}$$

$$0 \leq x_4 \leq 0,0279$$



$$\sum M_4 = 0$$

$$M_4 = B_z x_4 - A_z(x_4 + 0,5189) - F_z(2x_4 + 0,7213)$$

$$M_4 = 5054,64x_4 - 73,04(x_4 + 0,5189) - 471(2x_4 + 0,7213)$$

$$x_4 = 0 \rightarrow M_4 = -252,66 \text{ Nm}$$

$$x_4 = 0,0279 \rightarrow$$

$$M_4 = 5054,64(0,0279) - 73,04(0,0279 + 0,5189) - 471(2(0,0279) + 0,7213)$$

$$M_4 = 141,03 - 39,94 - 366,01$$

$$M_4 = -264,92 \text{ Nm}$$

Dari perhitungan momen diatas, tampak bahwa, momen total (ekuivalen) terbesar terjadi di titik pada :

Pada bidang x-y,  $M_3 = 1194,1 \text{ Nm}$



Pada bidang x-z,  $M_2 = -186,4 \text{ Nm}$   
 Sehingga dapat dihitung momen ekuivalen yang terjadi  
 adalah :

$$M_d = \sqrt{M_{ax}^2 + M_{az}^2}$$

$$M_d = \sqrt{1194,1^2 + (186,4)^2}$$

$$M_c = 1208,56 \text{ Nm}$$

- Tegangan normal oleh momen bending

$$\sigma_x = \frac{\pm 32 M_c}{\pi \cdot d_p^3}$$

$$\sigma_x = \frac{\pm 32(1208,56 \text{ Nm})}{\pi \cdot (0,06 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_x = \pm 56992137 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^2}{10^6 \text{ mm}^2} \times \frac{\text{MPa}}{\text{N}/\text{m}^2}$$

$$\sigma_x = \pm 56,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{avg} = \frac{56,99 + (-56,99)}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{56,99 - (-56,99)}{2} = 56,99 \text{ MPa}$$

Torsi yang terjadi sepanjang poros adalah  $T = 826,7 \text{ Nm}$

- Tegangan geser yang diakibatkan oleh torsi :

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16(826,7 \text{ Nm})}{\pi \cdot (0,06 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 19492244,36 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^2}{10^6 \text{ mm}^2} \times \frac{\text{MPa}}{\text{N}/\text{m}^2}$$

$$\tau = 19,49 \text{ MPa}$$

Poros mengalami pembebanan kejut dan berfluktuatif, sehingga perumusan yang dipakai untuk pengecekan keamanan adalah :

$$\tau_{\max} = \left[ \frac{K_{sb}}{4} \left( \sigma_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_a \right)^2 + K_{st} \left( \tau_{avg} + \frac{S_{yp}}{S_{es}} \tau \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$S_n \approx 0,5S_u$$

$$S'_{ns} \approx 0,29S_u$$

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

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

$$C_R : 0,869$$

Poros dirancang dengan ketahanan 95%, DMF

$$1,64 \rightarrow C_R = 1 - 0,08(DMF)$$

$$C_w : 1$$

$$K_f : 1,3$$

$$C_S : 0,7$$

$$C_F : 0,58$$

$$S_e = \frac{1}{1,3} 1 \times 0,869 \times 0,7 \times 0,58 \times 0,5 S_u = 0,136 S_u$$

$$S_{es} = \frac{1}{1,3} 1 \times 0,869 \times 0,7 \times 0,58 \times 0,29 S'_{ns} = 0,079 S_u$$

Dengan memasukkan nilai  $S_e$  dan  $S_{es}$ , serta properti yang lain, didapatkan :





$$\tau_{\max} = \left[ \frac{1,5}{4} \left( 0 + \frac{1110}{0,136 \times 1145} 56,99 \right)^2 + 1,5(19,49 + 0)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau_{\max} = [61885,05 + 569,8]^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau_{\max} = 249,91 \text{ MPa}$$

$$\text{Syarat Aman} : \tau_{\max} \leq \frac{0,5S_y}{N}$$

Dengan mengambil faktor keamanan (N) sebesar 1,5 (untuk beban *heavy duty*). Maka :

$$249,91 \leq \frac{0,5 \times 1110}{1,5}$$

$$249,91 \text{ MPa} \leq 370 \text{ MPa}$$

Tampak bahwa tegangan yang terjadi masih jauh dibawah yang diijinkan sehingga poros berdiameter 75 mm dengan bahan *AISI 4130 WQ* dinyatakan aman.

## 5.5 Perencanaan Pasak

### 5.5.1 Pasak pada Gear Pengumpan

Pasak merupakan salah satu komponen yang cukup vital. Pasak berfungsi untuk menjaga *gear* tetap pada posisinya, tidak terjadi slip saat gear dan pinon melakukan proses.



Gambar 5.8 Pasak

- gaya tangensial ( $F_t$ )

$$F_t = 35869.55 \text{ lb} = 15957.75 \text{ N}$$

- Tinjauan pasak terhadap tegangan geser

$$dp = 125 \text{ mm} \approx 5 \text{ in}$$

Perhitungan didekatkan pada tipe square flat,  
didapatkan :

$$w = \frac{5}{16} \text{ in} \approx 8 \text{ mm}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{F_t}{w.L} = \frac{15957,75 \text{ N}}{8 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}}$$

$$\tau = 39.9 \text{ MPa}$$

- Syarat aman terhadap tegangan geser :

$$\tau \leq \frac{0,58 S_y}{SF}$$

$$S_y \geq \frac{(39.9 \text{ MPa}) \times 1,5}{0.58}$$

$$S_y \geq 103,18 \text{ MPa}$$

- Tinjauan Pasak terhadap kompresi

$$\sigma = \frac{F_t}{A_c} = \frac{15957.75 \text{ N}}{4 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}}$$

$$\sigma = 79.78 \text{ MPa}$$



Syarat aman terhadap kompresi

$$\sigma \leq \frac{S_y}{SF}$$

$$S_y \geq (79,78 \text{ MPa}) \times 1,5$$

$$S_y \geq 119,67 \text{ MPa}$$

Diambil  $S_y$  terbesar yaitu 119,67 Mpa, didapatkan material, dengan spesifikasi sebagai berikut :

Material : *St 60*

$$\sigma_y = 375 \text{ MPa} \approx 54369,66 \text{ psi}$$

$$\sigma_u = 795 \text{ MPa} \approx 115263,67 \text{ psi}$$

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

### 5.5.2 Pasak Pada Sprocket

Kondisi yang terjadi pada sprocket 8 , sama dengan kondisi pada pasangan spur gear, sehingga pasak yang digunakan diatas, bisa diaplikasikan juga pada sprocket 8.

### 5.5.3 Pasak Pada Poros Utama

Pada poros utama, terjadi kondisi yang berbeda dengan gear pada pengumpan. Berikut ini adalah kondisi yang terjadi :

- gaya tangensial ( $F_t$ )

$$F_t = 27556,52 \text{ N}$$

- Tinjauan pasak terhadap tegangan geser

$$dp = 30 \text{ mm} \approx 1 \frac{3}{16} \text{ in}$$

Perhitungan didekatkan pada tipe square flat<sup>[8]</sup>, didapatkan :

$$w = \frac{1}{4} \text{ in} \approx 6,35 \text{ mm}$$

$$L = 1,5 \text{ in} \approx 38,1 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{F_t}{w.L} = \frac{27556,52N}{6,35mm \times 38,1mm} \quad \tau = 113,9MPa$$

- Syarat aman terhadap tegangan geser :

$$\tau \leq \frac{0,58S_y}{SF}$$

$$S_y \geq \frac{(113,9MPa) \times 1,5}{0,58}$$

$$S_y \geq 294,6MPa$$

- Tinjauan Pasak terhadap kompresi

$$\sigma = \frac{F_t}{A_c} = \frac{27556,52N}{3,175mm \times 38,1mm}$$

$$\sigma = 227,8MPa$$

Syarat aman terhadap kompresi

$$\sigma \leq \frac{S_y}{SF}$$

$$S_y \geq (227,8MPa) \times 1,5$$

$$S_y \geq 341,7MPa$$

Diambil  $S_y$  terbesar yaitu 341,7 Mpa, didapatkan material, dengan spesifikasi sebagai berikut :

Material : **St 60**

$$\sigma_y = 375MPa \approx 54369,66psi$$

$$\sigma_u = 795MPa \approx 115263,67psi$$

$$\rho = 0,284 \frac{lb}{in^3}$$

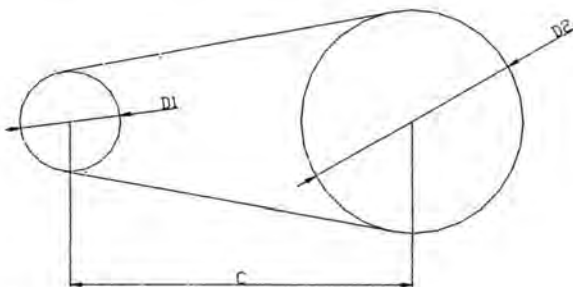
## 5.6 Perencanaan V Belt

Jarak yang jauh antara 2 buah poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya yang

lain dapat diterapkan, dimana sebuah sabuk luwes atau rantai dibelitkan sekeliling puli atau sproket pada poros. Untuk melakukan perencanaan V belt diperlukan data sebagai berikut :

- Daya motor = 16.5 Hp
- Putaran Motor = 1450 Rpm
- Diameter Pulley 1 = 4 in
- Diameter Pulley 2 = 20 in

Maka dapat dilakukan analisa perencanaan V belt sebagai berikut :



1. Torsi yang ditransmisikan

$$T_1 = \frac{63.025 \times H_1}{n_1}$$

$$T_1 = \frac{63.025 \times 16,5hp}{1450rpm}$$

$$T_1 = \text{lb-in}$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ maka } \frac{10 \text{ in}}{2 \text{ in}} = \frac{1450rpm}{n_2}$$

jadi  $n_2 = 290 \text{ rpm}$  (kecepatan pada pulley 2)

2. *Jarak sumbu ke poros*

$$C = 3R_1 + R_2$$

$$C = (3 \times 2) + 10 = 16 \text{ in}$$

3. *Sudut kontak*

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{c} = \frac{10 - 2}{16} \text{ in} = 0,5 \text{ rad} = 21,6^\circ$$

Perpindahan sudut yang terjadi adalah

$$\theta_1 = \pi - 2\alpha = \pi - 20,3 \text{ rad} = 2,54 \text{ rad}$$

4. *Panjang belt dari pulley 1 ke Pully 2*

$$a = \left[ c^2 - (R_1 - R_2)^2 \right]^{1/2} = \left[ 19^2 - (3 - 10)^2 \right]^{1/2} \\ = 35,32 \text{ in}$$

5. *Panjang keliling belt*

$$L = 2a + R_1(\pi - 2\alpha) + R_2(\pi + 2\alpha) \\ = 2(35,32) + 3(\pi - 2 \times 0,3) + 10(\pi + 2 \times 0,3) \\ = 160,7 \text{ in}$$

6. *Kecepatan belt*

karena yang berfungsi sebagai penggerak adalah Pulley 1 maka

$$v = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2\pi \cdot 1450 \text{ rpm}}{60} = 151,8 \text{ rad/sec}$$

7. *Gaya pada Pulley 1*

$$F_1 = 1,25 \frac{T}{R_1} = 1,25 \frac{130,39 \text{ lb-in}}{3 \text{ in}} = 54,32 \text{ lb}$$

8. *Gaya pada Pulley 2*

$$F_2 = F_1 - \frac{T}{R_1} = 54,32 \text{ lb} - \frac{130,39 \text{ lb-in}}{3 \text{ in}} \\ = 10,85 \text{ lb}$$

Karena  $\frac{F_1}{F_2} = 5$  maka Torsi pada Pully 2 adalah

$$T_2 = \frac{F_2 R_2}{0,25} = \frac{10,85lb \times 10in}{0,25} = 434 \text{ lb-in}$$

Daya yang terjadi pada pulley 2 adalah 16,5 hp

Jika diasumsikan  $f = 0,2$  maka dapat direncanakan menggunakan Belt V Tipe B dengan  $K_o = 0,94$  dan  $L = 160,71 \text{ in}$

## 5.7 Perencanaan Bearing

Bearing merupakan alat yang sangat mendukung kinerja mesin press. Pemilihan bearing yang tepat, akan membuat sistem ini akan bekerja dengan sangat baik, namun jika tidak, akan membuat kinerjanya kurang sempurna.

*Bearing pada Poros Utama*

- Mengetahui reaksi pada masing-masing tumpuan

*Pada tumpuan A*

Gaya Aksial ( $R_{aA}$ ) = 0

Gaya Radial

$$A_y = 8981,36 \text{ N}$$

$$A_z = 1512,3 \text{ N}$$

$$R_A = R_{RA} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}$$

$$R_A = \sqrt{8981,3^2 + 1512,3^2}$$

$$R_A = 9107,74 \text{ N}$$

*Pada Tumpuan B*

Gaya Aksial ( $R_{aB}$ ) = 1433 N

Gaya Radial

$$B_y = 7560 \text{ N}$$

$$B_z = 2624 \text{ N}$$

$$R_{RB} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2}$$

$$R_{RB} = \sqrt{7889,3^2 + 1313,7^2}$$

$$R_{RB} = 7997,93N$$

Sehingga besarnya gaya reaksi total di B adalah :

$$R_B = \sqrt{R_{aB}^2 + R_{RB}^2}$$

$$R_B = \sqrt{1433^2 + 7997,93^2}$$

$$R_B = 8125,3N$$

Diambil nilai Reaksi total terbesar, yaitu pada tumpuan A, yaitu  $R_A = 9107,74N$ . Berdasarkan standar ISO untuk bearing (*SKF standart*), maka untuk mencari jenis dan umur bantalan, digunakanlah perumusan sebagai berikut :

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} \left( \frac{C}{P} \right)^P \frac{10^6}{60n}$$

- *life adjusment reliability factor* ( $a_1$ )

Dengan mengambil reliability dari bearing adalah 90%, maka nilai  $a_1$  adalah 1 (satu)

- *mencari*  $a_{skf}$

$a_{skf}$  adalah factor koreksi yang dibuat oleh SKF. Nilai ini didasarkan pada berbagai hal. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada grafik dibawah ini.

*Mencari nilai*  $\eta_c$

Dapat dilihat pada tabel 4.3, bahwa untuk kondisi kerja crusher, dimana nantinya crusher akan mencacah sampah, yang kondisinya sangat kotor (terkontaminan), maka nilai  $\eta_c$  diambil sebesar 0,3.



*Tabel 5.1 harga  $\eta_c$  berdasarkan kondisi kerja*

Kondisi	Berdasarkan faktor $\eta_c$ berdasarkan kondisi kerja	
	$\eta_c$ (1000)	$\eta_c$ (1000)
Kecepatan rendah Kecepatan < 1000 rpm dan temperatur < 100°C	1	1
Moderat Kecepatan < 1000 rpm dan temperatur < 100°C	0,8 - 0,4	0,8 - 0,4
Kecepatan tinggi Kecepatan > 1000 rpm dan temperatur > 100°C	0,1 - 0,3	0,8 - 0,4
Kecepatan sedang Kecepatan < 1000 rpm dan temperatur < 100°C	0,3 - 0,7	0,8 - 0,4
Kecepatan tinggi Kecepatan > 1000 rpm dan temperatur > 100°C	0,7 - 0,1	0,8 - 0,4
Kecepatan sedang Kecepatan < 1000 rpm dan temperatur < 100°C	0,1 - 0,3	0,8 - 0,4
Kecepatan tinggi Kecepatan > 1000 rpm dan temperatur > 100°C	0,3 - 0,7	0,8 - 0,4

\*Terdapat faktor koreksi untuk kondisi kerja yang lebih berat, dengan menggunakan faktor koreksi yang sesuai dengan kondisi kerja yang dihadapi.

*Mencari viscosity ratio (k)*

Keefektifan dari lubrikasi ditentukan dari berapa besar clearance antara permukaan roller, dengan permukaan kontak. Lubrikasi harus diberikan dengan viskositas yang tepat, dan harus disesuaikan dengan temperature kerjanya. Kondisi lubricant, disebut dengan viscosuty ratio (k), adalah perbandingan antara viskositas actual dengan viskositas yang diharapkan.

Diagram untuk memilih jenis minyak pelumas berdasarkan beban dinamis

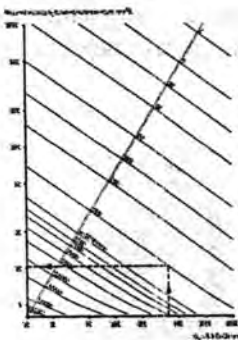
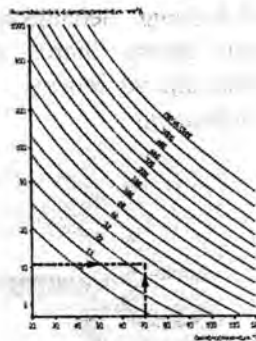


Diagram untuk memilih jenis minyak pelumas berdasarkan kecepatan dinamis



(a) (b)  
Gambar 5.9 Grafik  $v_1$  (a),  $v$  (b)

$$d_m = 0,5(d + D)mm$$

Untuk mengetahui nilai  $d_m$ , maka harus dipilih dahulu jenis dan tipe bearing yang akan digunakan.

Nilai dari  $v$  didapatkan dari grafik berikut :

Tabel 5.2 Viscosity Classification

Viscosity classification to ISO 3448

Viscosity grade	Kinematic viscosity limits at 40 °C		
	mean	min	max
—	mm <sup>2</sup> /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 4.6	4,6	4,14	5,06
ISO VG 6.8	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Pada tumpuan yang dekat dengan gear, maka tumpuan tersebut, harus menggunakan bearing yang bersifat *fixed bearing*. Sedangkan pada tumpuan yang lain, secara prinsip umum, harus menggunakan jenis bearing yang bersifat *unfixed bearing*.

*Fixed bearing*



Gambar 5.10 Tapered Roller Bearing

Jenis : *Tapered Rolling Bearing, Single Row*  
Kode produk : *TRB 32010 X/Q*

Tabel 5.3 Mechanical Property TRB 32010 X/Q

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit $P_e$	Speed ratings Refer- ence speed Limiting speed		Mass	Designation	Dimension Series to ISO 355
d	D	T	C	$C_0$	N	r/min	r/min	kg	-	-
50	90	20	60.5	88	9,65	6 000	8 000	0,37	32010 X/Q	3CC

- mencari nilai  $P$  (beban equivalent,  $N$ )

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{1433}{1 \times 9107,74} = 0,157$$

$$\frac{i \cdot F_a}{C_0} = \frac{1 \times 1,433}{88} = 0,013 \rightarrow e = 0,43$$

Tabel 5.4 Dimension value of TRB 32010 X/Q

Dimensions				Adjustment and fillet dimensions										Calculation factors					
d	d <sub>1</sub>	B	c	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	a	d <sub>6</sub>	d <sub>7</sub>	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>	D <sub>8</sub>	C <sub>6</sub>	C <sub>7</sub>	r <sub>6</sub>	r <sub>7</sub>	σ	γ	γ <sub>c</sub>	
mm							mm										-		
50	65.6	20	15.5	1	1	18	57	56	72	74	77	4	4.5	1	1	0.43	1.4	0.8	

Tampak bahwa  $\frac{F_a}{V.F_r} < e$ , sehingga

$$P = VF_r \quad ; V = 1 \text{ (inner ring rotate)}$$

$$P = 1(9107,74)$$

$$P = 9107,74N$$

$$- d_m = 0,5(50 + 80)mm = 65mm$$

Dengan mengplotkan nilai  $d_m$  pada grafik 5.9 (a), didapatkan, nilai  $v_1$  sebesar  $300mm^2/s$ . Sedangkan nilai  $v$ , grafik 5.9 (b) adalah sebesar  $320mm^2/s$ . Sehingga besar  $k$ , adalah :

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{320}{300}$$

$$k = 1,1$$

$$\text{Nilai } \eta_c \frac{P_u}{P}, \text{ adalah } 0,3 \frac{9,65KN}{9,107KN} = 0,318$$

Dengan mengplotkan nilai  $k$ , 0,318 pada grafik dibawah, maka didapat harga  $a_{skf}$  sebesar 0,8.

Rating life for roller bearings

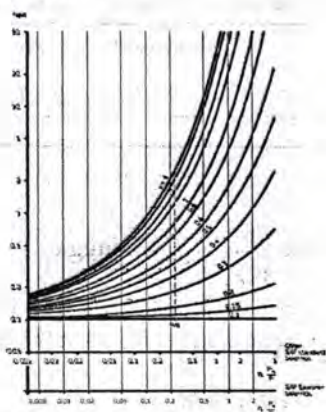


Fig. 5.11 Rating life for roller bearings  
 A. The rating life is the number of revolutions to which a bearing is expected to last for a given load and speed.  
 The rating life is expressed in millions of revolutions.

**Gambar 5.11 Grafik  $a_{skf}$**

Jadi umur bearing adalah :

$$L_{nm} = (1)(0,8) \left( \frac{60,5}{9,107} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60(30)} = 2,5 \times 10^5 \text{ hour}$$

*Unfixed bearing*



**Gambar 5.12 Cylindrical Roller Bearing**

Jenis : Cylindrical Rolling Bearing,

Kode Produk : CRB \*NU2210 ECP



**Tabel 5.5 Mechanical Property CRB \*NU 2210 ECP**

Practical dimensions			Basic load ratings dynamic, $C_{10}$		Fatigue load limit, $F_u$	Speed ratings Reference speed	Speed ratings Limiting speed	Mass Bearing with standard cage	Designation Bearing with standard cage	Alternative standard cage designation
d	D	B	c	ca	$F_u$	$n_1$	$n_2$	$C_{10}$		
50	70	20	70	80	114	8500	9000	034	* NU 2210 ECP	J, M, ML

Gaya aksial maksimal yang diizinkan, untuk CRB, ditentukan dengan perumusan berikut :

$$F_{ac} = \frac{k_1 C_D 10^4}{n(d + D)} - k_2 F_r$$

Dimana:

- $k_1$  = a factor  
1.5 for oil lubrication  
1 for grease lubrication
- $k_2$  = a factor  
0.15 for oil lubrication  
0.1 for grease lubrication

$$F_{ap} = \frac{1.88 \cdot 10^4}{30(50 + 90)} - 0,1 \cdot 9,17 \text{KN} = 208,6 \text{KN}$$

Berdasarkan gaya aksial maksimal yang diperoleh, maka bantalam aman terhadap gaya aksial yang berkerja pada poros.

- mencari nilai  $P$  (beban equivalent,  $N$ )

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1433}{1 \times 9107,74} = 0,157$$

$$e = 0,43 \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

$$P = V F_r \quad ; V = 1 \text{ (inner ring rotate)}$$

$$P = 1(9107,74) \quad P = 9,107 \text{KN}$$

$$- d_m = 0,5(50 + 90) \text{mm} = 70 \text{mm}$$

Dengan mengplotkan nilai  $d_m$  pada Gambar 5.9 (a), didapatkan, nilai  $v_1$  sebesar  $300 \text{mm}^2/\text{s}$ . Sedangkan

nilai  $v$  (grafik 5.9(b)), adalah sebesar  $320\text{mm}^2/\text{s}$ . Sehingga besar  $k$ , adalah :

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{320}{300}$$

$$k = 1,1$$

Nilai  $\eta_c \frac{P_u}{P}$ , adalah  $0,3 \frac{11,4\text{KN}}{9,107\text{KN}} = 0,37$

Dengan mengplotkan nilai  $k$ , dan  $0,37$  pada Gambar 5.12, maka didapat harga  $a_{skf}$  sebesar  $1,1$ .

Jadi umur bearing adalah :

$$L_{nm} = (1)(1,1) \left( \frac{90}{9,107} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60(30)} = 1,3 \times 10^6 \text{ hour}$$

## 5.8 Perencanaan Coupling

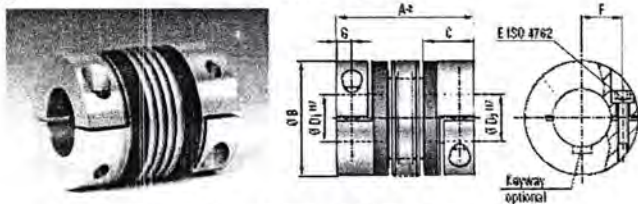
Coupling digunakan sebagai media transfer daya dari reducer ke reducer. Coupling harus memiliki kekuatan yang lebih besar dari pada torsi yang disalurkan oleh shaft.

Berikut adalah data yang dimiliki oleh shaft reducer :

Torsi shaft :  $413,35\text{Nm}$

Putaran poros :  $14,5\text{rpm}$

Type : **BK2 500**



Gambar 5.13 Flexible Coupling



Tabel 5.6 Data Teknis BK2 500

		Series 500
Rated torque (Nm)	$T_{RN}$	500
Outer diameter of bellow (mm)	B	124
Inner diameter possible from $\emptyset$ to $\emptyset$ H7 (mm)	D	35-60

Material baut : AISI 1020

( $Syp = 43 \text{ ksi} \sim 296,6 \text{ Mpa}$  ;  $\sigma_{tarik} = 65 \text{ ksi} \sim 448,31 \text{ Mpa}$ )<sup>[8]</sup>

Material Flens : AISI 1020

( $Syp : 43000 \text{ psi} \sim 296,6 \text{ Mpa}$ )

Diameter shaft : 25 mm ~ 1 in

Analisa kekuatan Coupling

→  $F_{tangensial}$ ,

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{413,35 \text{ Nm}}{0,04 \text{ m}} = 10333,75 \text{ N}$$

→ Tegangan geser yang terjadi ( $\tau$ ):

$$\tau = \frac{F_t}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot G} = \frac{10333,75}{2 \cdot \pi \cdot 0,04 \cdot 0,085} = 483725,7 \text{ N/m}^2 \approx 0,48 \text{ Mpa}$$

→ Syarat Aman

$$\tau \leq \frac{Syp}{N}$$

$$\tau \leq \frac{296,6 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$\tau \leq 197,7 \text{ MPa}$$

Terlihat bahwa tegangan yang terjadi jauh dibawah tegangan ijin, sehingga Penggunaan coupling ini aman  
Analisa Kekuatan Baut



Tegangan geser yang terjadi pada baut :

$$\tau = \frac{F_t}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2}$$

Dengan :

$r$  (jarak poros baut ke sumbu poros) = 48mm = 0,048m

$d_b$  (diameter baut) = 16 mm = 0,016m

$n$  (jumlah baut) = 6 buah

$$\tau = \frac{413,35 Nm}{0,048 \cdot 6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,016^2}$$

$$\tau = 42,83 MPa$$

Syarat aman

$$\tau_{\max} \leq \frac{Syp}{N}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{296,6 MPa}{1,5}$$

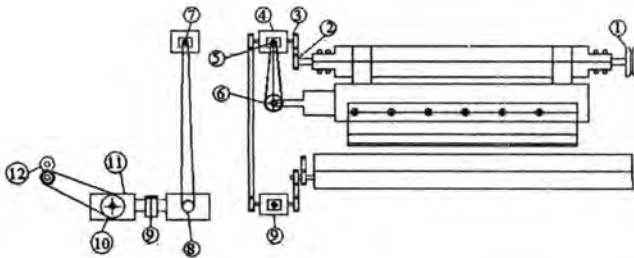
$$\tau_{\max} \leq 197,7 MPa$$

Terlihat bahwa tegangan yang terjadi jauh dibawah tegangan ijin, sehingga Penggunaan baut dengan jumlah 6 buah ini aman.

## 5.9 Perencanaan Sistem Transmisi

Pada perencanaan system transmisi mesin wire mesh ini dari satu input putaran bisa menggerakkan tiga keluaran putaran sekaligus dengan rpm yang berbeda dengan menggunakan bantuan reducer atau gear box. Rasio gear box yang direncanakan adalah

Gear box 1 : 1:1 , Gear box 2 : 1:10, Gear box 3 : 1:30



Gambar 5.14 Sistem Transmisi

Ket. Gambar

1. Pulley 2
2. Sprocket 1
3. Sprocket 2
4. Reducer 1 ( 1:1 )
5. Sprocket 3
6. Sprocket 5
7. Sprocket 4.
8. Sprocket 6.
9. Reducer 2 ( 1:10 )
10. Kopling
11. Reducer 3 ( 1:30 )
12. Sprocket 7
13. Sprocket 8.
14. Pasangan Spur gear.

rv = rasio velocity  
 n = kec. Angular ( rpm )  
 Nt = jumlah gigi  
 R = jari-jari Pulley



Untuk sprocket

$$Rv = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

Untuk pulley

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Dari data

Motor = 1450 rpm

Pulley1 (motor) = 4 inch.

Pulley2 (poros utama) = 20 inch.

Kec. untuk pulley2 pada poros engkol adalah

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{R_1 n_1}{R_2} = \frac{2in \cdot 1450}{10in} = 290 \text{ rpm}$$

Poros engkol mempunyai kec. sebesar 290 rpm pada poros ini ujungnya ada sprocket untuk meneruskan daya dan kec. pada gear box 1 yang mempunyai rasio kec. 1:1

Data yang ada

Sprocket 1 (pada poros engkol) = 15 gigi

Sprocket 2 (pada input gear box 1) = 15 gigi

Sprocket 3 (pada output gear box 1) = 13 gigi gandingan sprocket 5

Sprocket 4 (pada output gear box 1) = 15 gigi gan. Spr 6

Gear box satu ini mempunyai dua buah output output pertama yang menggerakkan kedudukan pisau ke arah horizontal. output kedua menggerakkan gear box dua.

Data yang ada

Sprocket 5 (pada poros engkol kedudukan pisau) = 26 gigi

Sprocket 6 (pada input gear box 2) = 30 gigi



Sprocket 7 (pada output gear box 3)	= 16 gigi
Sprocket 8 ( pada poros umpan)	= 32 gigi
Gear box 2 (rasio kecepatan )	= 1 : 10
Gear box 3 ( rasio kecepatan )	= 1 : 30

Kec. poros engkol dudukan pisau. K arah kanan-kiri

$$\frac{n_5}{n_3} = \frac{Nt_3}{Nt_5} \text{ sehingga } n_5 = \frac{Nt_3 n_3}{Nt_5} = \frac{13 \times 290}{26} = 145 \text{ rpm}$$

Kec. input gear box dua :

$$n_6 = \frac{Nt_4 n_4}{Nt_6} = \frac{15 \times 290}{30} = 145 \text{ rpm}$$

Jadi kecepatan sprocket 6 adalah 145 rpm. Kecepatan ini merupakan input dari gear box dua dimana rasio kecepatan gear boax dua adalah 1: 10. Output dari gear box dua langsung di kopel dengan gear box tiga menggunakan kopling tetap dan rasio kecepatan gear tiga adalah 1: 30 .

*Data yang ada*

Kec. Input	: 145 rpm
Rasio Kec. Gear box 2	: 1:10
Rasio Kec. Gear box 3	: 1:30
Sprocket 7(out put)	: 16 gigi
Sprocket 8 (Feeder)	: 32 gigi

$$Rv = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

$$Rv = \frac{1}{10} = \frac{n_3}{n_2}$$

$$n_2 = n_1 \times r_v = 145 \times \frac{1}{10} = 14.5 \text{ rpm (out put kec. gear box 2)}$$

Untuk input kec. gear box 3



$$Rv = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

$$Rv = \frac{1}{30} = \frac{n_3}{n_2}$$

$$n_3 = n_2 \times r_v = 14.5 \times \frac{1}{30} = 0.483 \text{ rpm (out put kec. gear box)}$$

3)

Untuk kec. Feeder adalah:

$$\frac{n_8}{n_7} = \frac{Nt_7}{Nt_8}$$

$$n_8 = \frac{Nt_7 n_7}{Nt_8} = \frac{16 \times 0.483}{32} = 0.966 \text{ rpm}$$

Jadi kecepatan feeder adalah 0.966 rpm.

## 5.10 Kapasitas Mesin

Kapasitas yang terjadi pada mesin wire mesh yang telah dirancang merupakan kapasitas dari punch atau upper cutter untuk melakukan *forming* dalam 1 detik. Kapasitasnya yaitu :

Putaran yang tercapai dalam waktu 1 s adalah :

$$\theta = \omega t$$

Dengan :

$$\omega = \frac{n}{60} \frac{2\pi}{1} = \frac{290}{60} 2\pi$$

$$\omega = 30,35 \text{ rad/s}$$

$$\theta = 30,35 \text{ rad/s} \cong 5 \text{ putaran / s}$$

Dimana dalam 1 putaran poros utama juga terjadi 1 kali proses pembentukan sehingga kapasitasnya (Q) adalah : 5 langkah/s



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

**B A B VI**  
**PERENCANAAN PRESS TOOL**

## BAB VI

### PERENCANAAN PRESS TOOL

#### 6.1 Strip Layout

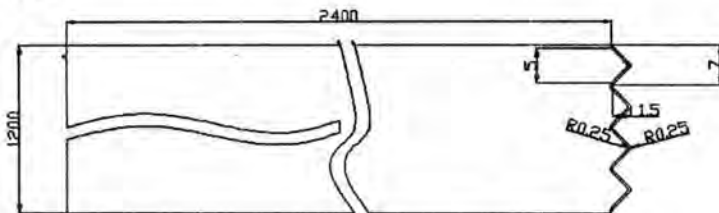
##### *Perencanaan strip.*

Strip material dapat berbentuk lembaran pelat atau berbentuk rolls (coil), yang ada dipasaran/toko/pabrik diketemukan berukuran 1200mm x 2400 mm.

Data strip Material

- lebar awal 1200 mm.
- Pelat alumunium dengan ketebalan 0,37 mm

Mesin yang dirancang mempunyai lebar meja kerja 1300 mm, maka dipilih posisi pemotongan memanjang karena sesuai dengan mesin yang dirancang. Seperti terlihat pada gambar 6.1



*Gambar 6.1 Hasil Proses Pemotongan dan Bending*

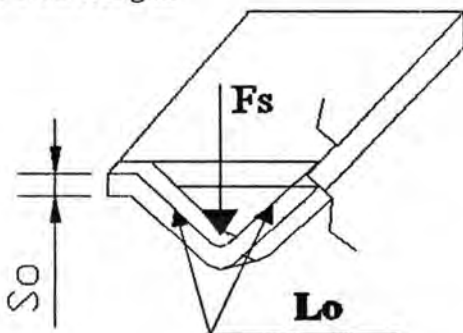
Dari gambar 6.1 dapat kita hitung jumlah lubang yang terjadi pada saat proses pemotongan dan proses bending dalam sekali langkah mesin :

$$\sum \text{produk} = \frac{1200}{7} = 171.4 \approx 171 \text{ lubang}$$

Jika kita lihat pada strip yang digunakan seluruhnya terpakai, yang tidak terpakai adalah bagian hasil dari awal pemotongan, sehingga dapat diperkirakan strip material yang terpakai prosentasenya tinggi.

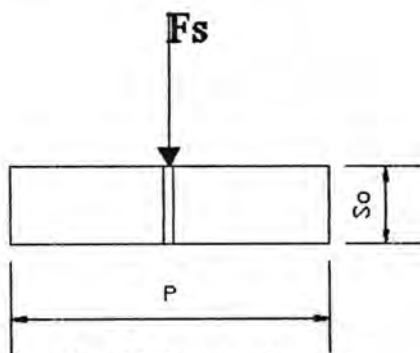
## 6.2. Perhitungan Gaya Pemotongan dan Gaya Pembentukan

### 6.2.1. Gaya Pemotongan



Gambar 6.2 Proses Pemotongan

Gaya  $F_s$  merupakan gaya geser yang dibutuhkan oleh strip material untuk mendeformasi material tersebut. Dari analog gambar dibawah ini dapat kita cari gaya gesernya yaitu



Gambar 6.3 Gaya pada benda





$$\tau_s = \frac{F_s}{A} \quad (6.1)$$

A = luasan material yang terpotong yaitu tebal ( $s_0$ ) x lebar ( $l_0$ ).

$\tau_s$  = tegangan geser dari strip material.

$F_s$  = Gaya geser.

Sehingga :

$$F_s = \tau_s \times A \quad (6.2)$$

$$F_s = \tau_s \times s_0 \times l_0$$

Dari persamaan 6.2 dengan rumus besarnya gaya pemotongan pada persamaan 2.24 terdapat kesesuaian logika pemotongan yang terjadi pada strip material. Proses pemotongan terjadi pada proses tersebut adalah proses shearing . Untuk menghitung gaya pemotongan dapat dihitung dengan rumus :

$$F_s = L_s \times s_0 \times k_s \quad (2.24)$$

Dimana :

$F_s$  = gaya pemotongan

$L_s$  = panjang pemotongan pada material

$s_0$  = tebal material produk

$k_s$  = shear resistance yang didapat dari perhitungan tegangan tarik

Data-data material produk :

Tebal ( $s_0$ ) : 0,37 mm

Keliling potong total ( $L_s$ ) : ( 2x panjang sisi miring)

$$: ( 2 \times \sqrt{(\frac{1}{2}(a))^2 + (t)^2}$$

$$: (2 \times \sqrt{(\frac{1}{2}(5))^2 + (1.5)^2})$$

$$= 6 \text{ mm}$$

: 6 mm x 171 lubang = 1026 mm

(seperti terlihat pada gambar 6.4)

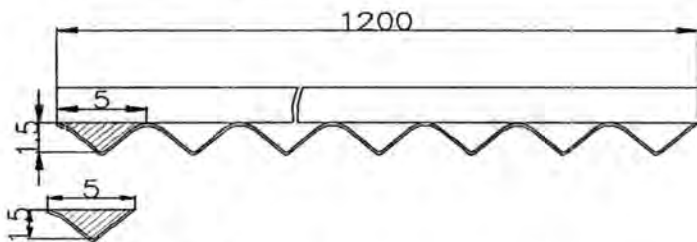
Shear Resistance ( $K_s$ ) : 23,45 kg/mm<sup>2</sup>

Maka gaya pemotongan pada proses shearing yang dibutuhkan adalah:

$$F_s = L_s \times s_o \times k_s$$

$$F_s = 1026 \text{ mm} \times 0.37 \text{ mm} \times 23.45 \text{ kg/mm}^2$$

$$F_s = 8902.089 \text{ kg} \approx 8.9 \text{ ton.}$$



keliling yang terpotong:

Gambar 6.4 Dimensi Material yang Terpotong

## 6.2.2. Gaya Pembentukan

Proses pembentukan yang terjadi pada proses bending, Untuk menghitung gaya pembentukan dapat dihitung dengan rumus 2.25 :

- Data gaya Pembentukan dengan menggunakan :
  - o Tegangan tarik maksimum = 36.08 kg/mm<sup>2</sup>
  - o Laju pengerasan regang (n) = 0,285
  - o Radius bending = 1 mm
  - o Tebal Material ( $s_o/t$ ) = 0,37mm
  - o K = 0.33
  - o L (gambar 6.4) = 6x171  
lubang=1026mm
  - o W = 0.5 + 0.37 + 0.5  
= 1.37 mm

Untuk gaya bending pada pembentukan dapat dihitung dengan rumus :

$$F_b = \frac{K.L.s.t^2}{W}$$

$$F_b = \frac{0.33 \times 1026 \times 36.08 \times 0.37^2}{1.37}$$

$$F_b = 1220.7 \text{ kg} = 1.22 \text{ ton.}$$

Jadi total gaya yang dibutuhkan untuk sekali proses wire mesh adalah sebesar

$$F = \text{gaya potong} + \text{gaya bending} = 10.12 \text{ ton}$$

### 6.2.3 Clearance Proses Pemotongan

Besarnya clearance antara *upper dan lower blade* untuk pemotongan dapat dihitung dengan dua cara, yaitu dengan menggunakan rumus dan hasil percobaan..

1. Dengan Rumus :

$$\text{Clearance} = C . s . \sqrt{\sigma_U} \quad (\text{mm / sisi}) \quad (\text{P.N. Rao})$$

Dimana :

C = 0,001 mm/kg untuk pengerjaan dengan kepresisian tinggi

C = 0,01 mm/kg untuk pengerjaan dengan kepresisian sedang

C = 0,05 mm/kg untuk pengerjaan dengan kepresisian rendah

S = 0,37 mm

$\sigma_U$  = tegangan tarik maksimum = 36,08 kg/mm<sup>2</sup>

C dipilih 0,01 mm

maka :

$$\begin{aligned} \text{Clearance} &= 0.01 . 0.37 . \sqrt{36.08} \\ &= 0,02 \text{ mm/sisi} \end{aligned}$$



## 2. Data Yang Ada

Dari table untuk material dengan ketebalan 0,37 mm dari paduan aluminium keras atau lunak, diperoleh harga clearance antara ( 6 – 9 ) % dari tebal material, sehingga akan didapatkan clearance sebesar 0,022 - 0,033  $\frac{mm}{sisi}$ . Dari kedua hasil perhitungan diatas untuk

lebih amannya dari segi perencanaan, maka dipilih clearance yang paling kecil yaitu 0.02 mm/sisi. Hal ini dimaksudkan agar pada saat dilakukan percobaan (*trial*) pada press tool yang telah direncanakan dan ternyata menghasilkan produk yang cacat dan setelah diteliti ternyata clearancenya kurang besar, maka tindakannya adalah hanya memperbesar clearance dari dimensi upper dan lower bladenya. Tetapi sebaliknya bila clearance yang terlalu besar, maka untuk memperkecil akan menemui kesulitan dan kemungkinan besar akan mengganti upper dan lower blade.



Tabel 6. 1 Besar Clearance Tiap – Tiap Bahan

Jenis Bahan	Kelonggaran satu sisi C (% t)
Besi murni	6-9
Baja lunak	6-9
Baja keras	8-12
Baja silikon	7-11
Baja stainless	7-11
Tembaga keras	6-10
Tembaga lunak	6-10
Kuningan keras	6-10
Perunggu	6-10
Perak putih	6-10
Aluminium keras	6-10
Aluminium lunak	5-8
Paduan aluminium	6-10
Paduan aluminium	6-10
Timah hitam	6-9
Paduan	5-8

*Seminar Pekerjaan Press dan Dies untuk Proses Tarik Dingin*

### 6.3. Analisa Kemampuan Material Pembentukan

#### 6.3.1 Kriteria Necking

Pemeriksaan ini dilakukan untuk mengantisipasi pelemahan struktur logam pada daerah yang dibengkokkan. Persamaan yang digunakan adalah :

$$R_{\min} = \frac{s_0}{2} \left( \frac{1}{eu} - 1 \right)$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana harga eu} &= \exp(n-1) \\ &= \exp(0.285-1) \\ &= 0.489 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} R \text{ min} &= \frac{0.37}{2} \left( \frac{1}{0.489} - 1 \right) \\ &= 0.193 \text{ mm} \end{aligned}$$

Harga radius yang kita tentukan 1 mm lebih besar dibandingkan radius minimum terhitung sebesar 0.193 mm sehingga proses aman dari necking.

### 6.3.2 Kriteria Patah

Radius minimum kriteria ini ditentukan dari reduksi (q) penampang hasil pengujian tarik sebesar 0.25.

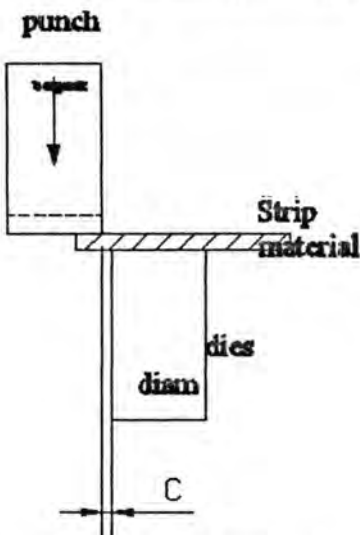
$$R \text{ min} = S \times \left( \frac{(1-q)^2}{(2q-q^2)} \right)$$

$$R \text{ min} = 0.37 \times \left( \frac{(1-0.25)^2}{(2 \times 0.25 - 0.25^2)} \right)$$

$$R \text{ min} = 0.47$$

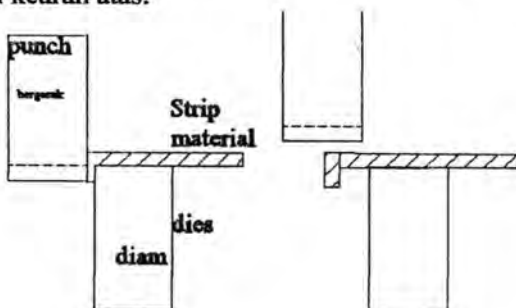
Terlihat dibandingkan dengan perencanaan radius awal ditetapkan 1 mm lebih besar dari radius minimum kriteria patah . Radius bending yang direncanakan aman dari kriteria patah.

Pada proses pemotongan yang diteruskan langsung proses pembentukan bending, strip material tidak sampai terjadi patah ini dikarenakan strip material hanya sedikit yang keluar dari proses gunting seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 6.5 Awal Penetrasi

Awal proses pemotongan ini karena gerakan punch kearah bawah sehingga punch menyentuh strip material. Sobekan akan terjadi terus sampai dilanjutkan proses bending sehingga terbentuk dimensi segitiga. Pada gambar 6.6 terjadi proses bending sampai punch bergerak lagi kearah atas.



Gambar 6.6 Poses Bending.

## 6.2 Springback

Springback merupakan perubahan dimensi dari produk yang dibentuk setelah beban yang bekerja dihilangkan. Hal ini terjadi karena adanya tegangan elastis pada material. Karena tegangan ini maka material akan mengalami spring back sehingga sudut lengkungan dan jari-jarinya menjadi lebih besar. Besarnya spring back dapat diestimasi dari persamaan 2.25 berikut ini:

$$\frac{R_o}{R_f} = 4 \cdot \left( \frac{R_o \sigma}{h.E} \right)^3 - 3 \cdot \left( \frac{R_o \sigma}{h.E} \right) + 1$$

Dimana

$R_o$  = radius saat pembebanan (1 mm)

$R_f$  = radius setelah springback.

$\sigma$  = tegangan tarik maksimum = 36,08 kg/mm<sup>2</sup>

$E$  = modulus elastisitas = 936,22 kg/mm<sup>2</sup>

$H$  = tebal material = 0,37

sehingga :

$$\frac{R_o}{R_f} = 4 \cdot \left( \frac{1 \times 36,08}{0,37 \times 936,22} \right)^3 - 3 \cdot \left( \frac{1 \times 36,08}{0,37 \times 936,22} \right) + 1$$

$$\frac{R_o}{R_f} = 0,70181 \text{ mm}$$

$$R_f = 1,424 \text{ mm}$$

Pada proses bending untuk mengatasi hal tersebut digunakan kompensasi dengan memberikan radius bending yang lebih kecil dari yang diinginkan, sehingga ketika terjadi



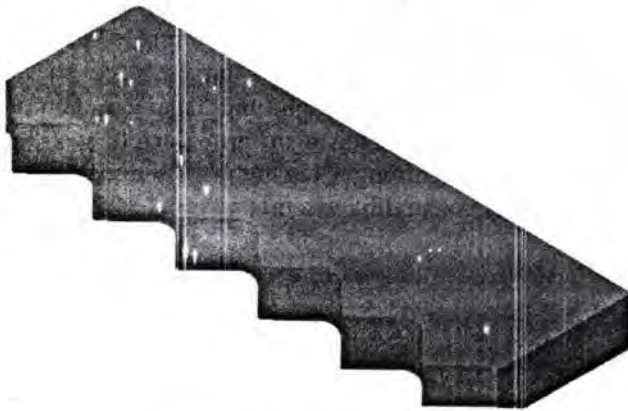
springback bagian tersebut masih mempunyai radius yang tetap sesuai yang diinginkan.

## 6.5. Perhitungan Komponen *Press Tools*

### 6.5.1 Perencanaan *Upper Blade*

#### 6.5.1.1 Desain *Upper Blade*

Material *upper blade* menggunakan AISI D2 yang memiliki data-data sebagai berikut :



*Gambar 6.7 Desain Upper Blade.*

- Kekerasan dalam Brinnel (BHN) = 255
- *Tensile Strength*  $860 \text{ N/mm}^2$  =  $87,58 \text{ kg/mm}^2$
- Tegangan geser ( $\tau_s$ ) =  $0,82 \times \sigma_s$   
=  $71,8156 \text{ kg/mm}^2$
- Angka Keamanan N = 1.5

Dengan konversi diperoleh :

$$S_{yp} = 255/0,3 = 850 \text{ N/mm}^2 = 86.73 \text{ kg/mm}^2$$

$$|\sigma_{ijin} = \frac{8673 \text{ kg/mm}^2}{1,5} = 57.82 \text{ kg/mm}^2$$

Data material produk :

- $\sigma_{ut} = 36,08 \text{ kg/mm}^2$
- $\tau_u = 23,45 \text{ kg/mm}^2 = 0,02345 \text{ Ton/mm}^2$
- tebal material stock strip = 0,37 mm = 0,014 in

Untuk mengetahui kekuatan upper blade terhadap beban impact, maka harus menghitung tegangan kompresi dan dibandingkan dengan tegangan ijin dari bahan upper blade. Untuk menghitung tegangan kompresi dapat menggunakan persamaan dibawah ini :

$$\sigma_{ijin} \geq \frac{F}{A} = \sigma_{com}$$

Penghitungan  $\sigma_{kompresi}$  dari *Upper Blade* :

- *Upper Blade Shearing* dengan data :

$$F = 10122.789 \text{ kg}$$

$$A = 1282.5 \text{ mm}^2. \text{ (dari AutoCad)}$$

maka :

$$\sigma_{kompresi} = \frac{10122.789}{1282.5} = 7.9 \text{ kg/mm}^2$$

sedangkan tegangan ijin = 49,28 kg/mm<sup>2</sup>

Karena nilai tegangan kompresi jauh lebih kecil dari nilai tegangan yang diijinkan, maka perencanaan *upper blade* aman.



### 6.5.1.2 Tinggi *Upper Blade*

Untuk memperoleh tinggi *upper blade* pada proses pembentukan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{L}{\sqrt{I_m/A}} > 2,385$$

Sedangkan untuk menghitung  $L_{Max}$  :

$$L_{Max} = l_p = \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{E \cdot I_m}{k_s \cdot l \cdot t \cdot \sigma_s} \right\}^{1/2}$$

$$A = 1282.5 \text{ mm}^2$$

$$I_m = \frac{ba^3}{36} = \frac{1.5 \times 1200^3}{36} = 76000000$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi} = 21092,09 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Panjang pembentukan } l = 1200 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal strip } t = 0,37 \text{ mm}$$

$$\text{Factor keamanan } k_s = 3$$

$$\sigma_u = 22.61 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{maka : } \frac{L}{\sqrt{I_m/A}} > 2,385$$

$$L > 2,385 \times \sqrt{72000000/1282.5}$$

$$L > 565.1 \text{ mm}$$

Sedangkan  $L_{Max}$  :





$$\begin{aligned}
 L_{\text{Max}} &= l_p = \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{E \cdot I_m}{k_s \cdot l \cdot t \cdot \sigma_s} \right\}^{1/2} \\
 &= \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{21092,09 \times 76000000}{3 \times 1200 \times 0,37 \times 22.61} \right\}^{1/2} \\
 &= 11148.67 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Penentuan bentuk geometri punch disesuaikan dengan design dan ukuran produk yang akan dibuat dan juga disesuaikan dengan proses yang akan dioperasikan pada produk.

### 6.5.2 Desain Lower Blade.

Material *lower blade* sama dengan material *upper blade* yaitu memakai AISI D2 untuk cold work tool steels didapat :

Kekerasan dalam Brinell (BHN) = 255

$$\begin{aligned}
 \text{Dengan konversi diperoleh } S_{yp} &= 255 / 0,3 \\
 &= 850 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

$$= 86,73 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tensile Strength } 860 \text{ N/mm}^2 = 87,58 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tegangan geser } (\tau_s) = 0,82 \times \sigma_s$$

$$= 71,8156 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ijin} = \frac{S_{yp}}{N} = \frac{86,73 \text{ kg / mm}^2}{1,5} = 57,82 \text{ kg/mm}^2$$

Dimensi *lower blade* hampir sama. Hal ini disebabkan karena pada proses pembentukan wire mesh ini *lower blade* dan *blade bending* menjadi satu bagian.

Sehingga geometris dari *lower blade* yang direncanakan sama dengan geometris *upper blade*.

### 6.5.3 Analisa Keausan

Material dari *upper dan lower blade* adalah AISI D2. Material ini termasuk jenis tool steel. Berdasarkan *ASM Tool Steel, Material Selection Handbook*, didapatkan bahwa untuk material upper dan lower blade nya AISI D2, maka akan tahan terhadap keausan sampai dengan lebih dari 150.000 kali proses pemotongan. Nilai ini didapat berdasarkan pendekatan, jenis material yang dipotong adalah aluminium

Jika digunakan ketahanan terhadap keausan adalah 150.000 kali pemotongan, maka *upper dan lower blade* dapat beroperasi dengan baik selama waktu berikut :

Dengan menganggap dalam 290 rpm sebuah knive akan bekerja secara continyu, maka sebuah ujung dari punch akan memotong sebanyak kali dalam satu menit. Sehingga dalam waktu 8 jam kerja, punch akan memotong sebanyak 144000 pemotongan. Jadi umur ( $U$ ) punch sebelum aus adalah:

$$U = \frac{150000}{144000} \approx 1 \text{ hari}$$

### 6.5.4 Penentuan Baut

Baut harus mampu menahan gaya berat dari *upper blade*, dan *lower blade*, selain itu juga harus dapat menahan gaya geser akibat gaya horizontal (*side trust*).

Sesuai dengan tabel tentang baut, maka baut yang digunakan :

- berukuran M 12
- bahan baut dipilih bahan *steel material* AISI 1045
- *tensile strength* = 120.000 psi,

- *yield strength* = 185.000 psi,
- $S_{syp} = 0,45 \times 185000 = 83250$  psi, dengan
- kekerasan 23 – 32 HRC.

### 6.5.5 Perencanaan Pegas

Pegas digunakan untuk memberikan gaya dorong yang berlawanan dengan arah *upper blade*. Pegas diletakkan diujung pengarah pemegang *upper blade* dan berjumlah 2 buah. Pada desain ini direncanakan pegas dengan tinggi bebas 60 mm. Pegas diinginkan dapat memberikan gaya pada penekanan pertama dan penekanannya tidak terlalu kuat, pada saat melakukan penekanan pertama tersebut terjadi defleksi kerja ( $\delta_w$ ) sebesar = penekanan pertama ini stock strip sudah tidak bergeser, setelah *upper blade* sepenuhnya turun pegas akan mengalami defleksi solid ( $\delta_s$ ) , pada defleksi solid stock strip akan tertekan dengan lebih kuat.

Untuk menghindari pegas mengalami pembengkokan akibat tekanan dari *upper blade* dan *lower blade* saat operasi penekanan / press stroke saat pegas dalam keadaan defleksi (tertekan), maka pada bagian dalam pegas diberi batang penyearah yang biasa disebut dengan bolt bushing, yang bergerak vertical karena mempunyai mekanisme bushing. Fungsinya adalah sebagai penyearah pegas.

Pegas kompresi diambil 7 % dari gaya penekanan proses terbesar, yaitu :

$$\begin{aligned} P &= 10.12 \text{ ton} \times 7 \% \\ &= 0.70 \text{ Ton} \end{aligned}$$

Jadi untuk pegas yang digunakan mempunyai gaya penekanan sebesar 0,70 ton.

Untuk menghitung diameter pegas dipakai rumus:



$$d = \sqrt{\frac{8.C.P.N}{\pi.Ssyp} \left[ \frac{4.C-1}{4.c-4} + \frac{0,615}{C} \right]}$$

Dari tabel didapat data :

$$C = 6$$

$$N = 1,5$$

$$Ssyp = 70000 \text{ psi} = 49,21 \text{ kg/mm}^2$$

$$G = 11,5 \times 10^6 \text{ psi} = 8 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Maka : } d = \sqrt{\frac{8 \times 6 \times 700 \times 1,5}{\pi \times 49,21} \left[ \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} + \frac{0,615}{6} \right]}$$

$$d = 21.3 \text{ mm}$$

Maka spring direncanakan dengan  $d = 21.3 \text{ mm}$   
dengan jenis spring steel untuk compression spring.



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

---

**B A B VII**  
**PENUTUP**



## BAB VII

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 7.1 Kesimpulan

Berikut ini kesimpulan dari makalah yang telah disusun:

- a. *Kapasitas teoritis alat*  
Secara teoritis, kapasitas alat ini adalah 5 tusukan per detik.
- b. *Perancangan Mesin Wire mesh.*  
Secara teoritis, terdapat beberapa hal penting pada perencanaan mesin wire mesh, yaitu :
  - Clearance dari proses shearing adalah 0.02 mm.
  - Gaya pemotongan dan pembentukan yang terjadi untuk produk wire mesh sebesar 10.12 ton.
  - Keausan dari upper blade dan lower blade diketahui berumur 8 jam didapat dari data *ASM Tool Material*, dengan asumsi penggunaan berlangsung secara continyu.
  - Adapun data komponen utama yang terpakai pada *mesin press* tertuang dalam tabel berikut ini:

*Tabel 7.1 Komponen – komponen Mesin Press*

No	Part	Ukuran	Jumlah
1	Motor	16.5 HP; 1450 rpm	1
		Ratio 1 (double)	1
		Ratio 10 (single)	1
2	Reducer	Ratio 30 (single)	1
3	Kopling	Max Torsi 500Nm	1
4	Upper blade	Panjang 400 mm	3
5	Lower blade	Panjang 1200	1
6	Poros Utama	d=125 mm; L=1543 mm	1
		Roll atas d=125 mm L=1690	1
7	Roll Feeder	Roll bawah d= 114 mm	1



		L=1552 mm	
8	Baut	M8; L=30	48
9	Baut	M 12 X 45	126
10	Ring		350
11	Konstruksi		1
12	Roda gigi Pinion	d=4 in; Nt=28	1
13	Roda gigi Gear	d=4 in; Nt=28	1
14	Bearing	HR 30312 DJ	2
		NU 2210	4
		UCP 208 DI	2
		UCP 215 DI	1
		6320	2
		6307	2
15	Pulley Type B	Pulley motor d= 4in	1
		Pulley poros d= 20 in	1
16	Sprocket	Nt=15	2
		Nt=16	2
		Nt=26	1
		Nt=30	1
		Nt=32	2
17	Pegas	D=8 L=100 hf= 20	2
18	Rantai	50	3
19	Liner	100 X 80 X 15	4
20	Hexagon		
	Kuningan	40 X 150	2

## 7.2 Saran

Rancang bangun *Mesin Wire Mesh* ini merupakan tahapan paling awal, dikarenakan sistem yang mampu dibangun masih banyak kelemahannya, dan perlu dikaji kembali. Sehingga secara ideal perlu ada penelitian lanjutan demi optimalisasi fungsi alat. Guna mencapai tujuan utama yakni membangun alat yang tepat guna dan sasaran maka

perancang memberikan beberapa saran terkait pengembangan *Mesin Wire Mesh* antara lain:

- Mengingat mesin pembentukan wire mesh di Indonesia adalah masih import, maka masih perlu dilakukan study secara mendalam untuk mendapatkan hasil yang optimal.
- Perlu dibuat sebuah prototype untuk menguji tiap-tiap komponen utama yang telah direncanakan. Agar nantinya bisa diketahui titik point yang sudah tepat, atau masih perlu dibenahi. Selain itu, dengan melakukan pembangunan sebuah prototype, bisa dikalkulasikan dimensi riil.
- Jika telah berhasil dikembangkan sebuah prototype, maka perlu dilakukan uji lapangan dengan melakukan variasi-variasi uji coba, misalnya, putaran, sistem pengumpannya, sistem kontrol keausan pahat, daya motor yang kecil, dsb



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

---

## **DAFTAR PUSTAKA**

---

---

## DAFTAR PUSTAKA

### ASM TOOL MATERIAL HANDBOOK

Basu, SK.: Mukerju, SN. Dan Misra.1985. **Fundamental of Tool Engineer Design**. Oxford & IBH Publishing Co., New Delhi

Batan, I Made Londen. 2004. Diktat Kuliah Pengembangan Poduk. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Deutzman, Aaron D. 1975. Machine Design Theory and Praticce. Macmillan Publisiging Co. Inc., New York.

Misumi. 1994. Face Catalogue, Standart Components for Press Dies. Misumi Co. Tokyö.

Jutz, Herman. Dan Scharkus,Eduard. 1961. Westerman Table for The Metal Trade. Wiley Eatern Limited, New Delhi.

Lange, K.1985. Handbook of Metal Forming. McGraw Hill Company, New York.

Wilson, FW.1965. Die Design Handbook 3<sup>rd</sup> Edition. Mc Graw Hill Book Company, New York.

Politeknik Mekanik Swiss, Tool Design 2

Suchy, Ivana. 1998. Handbook of Die Design. Mc Graw Hill Book Company



---

**LAMPIRAN**

**LAMPIRAN I****Perkiraan Anggaran Pembangunan Mesin Wire Mesh***Komponen Standard harga per Desember 2005 - Januari 2006*

<i>No</i>	<i>Komponen</i>	<i>Ukuran /spesifikasi</i>	<i>Kebutuhan</i>	<i>Unit</i>	<i>Harga / unit (Rp),-</i>	<i>Total (Rp)</i>
<b>Komponen Standard</b>						
1	<b>Electric motor</b>	20 HP 1450 rpm	1	buah	15.200.000	15.200.000
2	<b>Reducer</b>	Ratio1/Double reduction	1	buah	2.320.000	2.320.000
3		Ratio 10/Single reduction	1	buah	1.570.000	1.570.000
4		Ratio 30	1	buah	1.715.000	1.715.000
5	<b>Pulley Type B</b>	20 "	1	buah	115.000	115.000
6		4"	1	buah	32.000	32.000
7	<b>Coupling</b>	BK3-500	1	buah	500.000	500.000
8	<b>Control Panel</b>	3 phase	4	mtr	725.000	725.000
9	<b>Cable</b>	3 phase	1	buah	9.500	38.000
10	<b>Bearing</b>	H 30312	2	buah	680.000	1.360.000
11		NU 2210	4	buah	230.000	920.000
12		UCP 208 DI	2	buah	72.000	144.000
13		UCP 215 DI	1	buah	227.000	227.000

14		6320	2	buah	778.000	1.556.000
15		6307	2	buah	53.000	106.000
16	<b>Belt</b>	B75	2	buah	47.800	95.600
17	<b>Sprocket</b>	Nt 13	1	buah	38.000	38.000
18		Nt 15	2	buah	45.000	90.000
19		Nt 16	2	buah	49.000	98.000
20		Nt 26	1	buah	53.000	53.000
21		Nt 30	2	buah	62.000	124.000
22	<b>Pegas</b>	D8L100h <sub>20</sub>	2	buah	115.000	230.000
23	<b>Baut</b>	M12 x 45mm medium carbon	126	buah	2700	340.000
24.		M8 x 30 mm medium carbon	48	buah	1100	44.000
25	<b>Ring</b>	M 12	126	buah	250	31.500
30		M 8	48	buah	150	7200
<b>Total Komponen Standart</b>						27.679.300
<b>Bahan Baku</b>						
1	Plat besi	T=2 mm(1200x2400)mm <sup>2</sup>	1	buah	535.0000	535.000
2	Besi profil UNP	150	2	lonjor	623.000	1.246.000
3	Besi profil I	150	1	lonjor	715.000	715.000
4	Plat besi	T 10 mm(dimensi variatif)	312	kg	7800	



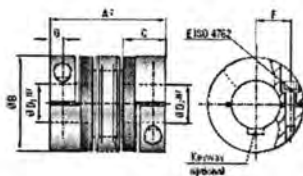
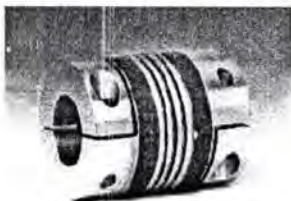
						2.433.600
5	Hexagon kuningan	40	4	kg	32.000	128.000
6	As baja st 60	D = 135 mm (dimensi variatif)	35	kg	8000	280.000
7	AISI D2	T=20 mm (dimensi variatif)	71	kg	88000	6.248.000
8	AISI 4130 WQ	D=78mm (dimensi variatif)	60	kg	10.000	600.000
9	As st 60	D=65 mm x 1560 mm	275	kg	8.000	2.200.000
10	Pipa besi	T=8 mm D=130mmX1350 mm	50	kg	7.200	360.000
11	Flens	T=12mm D= 125 mm	5	kg	7.500	37.500
<i>Total Bahan Baku</i>						14.782.500
<b>Jasa</b>						
1	Konstruksi + Las		1	paket	4.200.000	4.200.000
2	Machining roda gigi		1	paket	1.235.000	1.235.000
3	Machining poros		1	paket	3.500.000	3.500.000
4	Machining Upper dan Lower blade		1	paket	11.255.000	11.255.000
5	Machiningudukan pisau		1	paket	3.700.000	3.700.000
6	Machining Komponen lain-lain		1	paket	5.000.000	5.000.000

## Lampiran II

### COUPLING

#### **BK2 SERIES**

<b>Preparation:</b>	<b>W</b> ways to mount <b>W</b> axial fit upon installation <b>W</b> for amount of $\pm 0.010$
<b>Material:</b>	Belongs made of highly flexible high-grade stainless steel, hub material can table below
<b>Design:</b>	With a single radial clamping screw per hub ISO 4762. Any imbalance of the clamping hole is compensated by 12 balancing leaves located on the inside of the hub.
<b>Temperature range:</b>	-50 to +120° C (REF - 270°F)
<b>Speeds:</b>	Up to 10,000 rpm in cases of 10,000 available with a finely balanced version.
<b>Service life:</b>	These couplings are maintenance-free if the mechanical settings are not exceeded.
<b>Backlash:</b>	Absolutely backlash-free due to frictional clamp connection.
<b>Brief overloads:</b>	Acceptable up to 1.5 times the value specified
<b>Tolerance:</b>	On the hub/shaft connection 0.01 to 0.05 mm
<b>Non-standard application:</b>	Custom designs with varied tolerances, keyways, non-standard material and ballkors are available upon request.



Model BK 2	Series																			
	15	30	60	80	150	200	300	500	800	1500										
Rated torque	Nm	15	30	60	80	150	200	300	500	800	1500									
Overall length	mm	A	59	69	77	85	93	94	105	95	107	106	117	111	125	133	136	140	166	
Outer diameter	mm	B	49	55	65	61	67	80	110	124	154	157								
Flange length	mm	D	22	27	31	36	36	43	43	51	45	55								
Inner diameter possible from 0 to 0.20"	mm	D	8-28	19-38	12-35	14-42	19-42	22-45	24-60	35-69	40-75	50-80								
ISO 4017 Torxkey screw		E	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	2xM16	2xM20								
Tightening torque of the fastening screw	Nm	F	9	15	40	50	70	120	130	200	250	470								
Distance between centers	mm	F	17	19	23	27	27	31	39	41	2x48	2x65								
	mm	G	6.5	7.5	9.5	11	11	12.5	17	18.5	16	22.5								
Minimum of bolts	10 <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup>	H	0.05	0.07	0.12	0.13	0.22	0.24	0.2	0.25	1.9	2	3.2	3.4	7.8	7.9	14.3	14.6	18.2	47.5
Hub material (standard) (steel on request)		I	Al	Al	Al	Al	steel	steel	steel	steel	steel	steel								
Approx. weight	kg	J	0.30	0.26	0.45	0.9	1.85	2.05	4	4.3	5.7	11.5								
Rotational stiffness (10 <sup>3</sup> Nm/rad)	K	L	20	15	29	29	76	54	129	91	175	130	181	180	460	250	519	500	780	1204
axial $\rightarrow$   $\leftarrow$	mm	M	1	2	1	2	1.5	2	2	2	2	2	2.5	2.5	2.5	2.5	3.5	3.5	3.5	5.5
lateral $\rightarrow$   $\leftarrow$	mm	N	0.15	0.2	0.2	0.25	0.2	0.25	0.25	0.2	0.25	0.3								
axial spring stiffness (N/mm)	O	P	25	15	30	30	72	49	46	32	42	52	38	69	106	71	70	46	100	120
lateral spring stiffness (N/mm)	Q	R	475	337	805	270	1200	403	820	230	1950	435	2040	670	1750	1020	1508	840	2060	5600

Units: 2.05 in./ft. max. angular misalignment see BK 1 \* two screws each hub, 180° apart

## BK3 Series

### Properties:

- high clamping forces
- high degree of operating dependability
- new drive off device suited for space restricted installations

### Material:

Bolts made of highly flexible high-grade stainless steel, the hub material is steel.

### Design:

With tapered conical sleeves and strong, soft-ISO 4017 drive-off screws.

### Temperature range:

-30 to +120° C (3.5 F - 270 F)

### Speeds:

Up to 10,000 rpm, in excess of 10,000 available with a finely balanced version.

### Service life:

These couplings are maintenance-free if the technical ratings are not exceeded.

### Backlash:

Absolutely backlash-free due to frictional clamp-connection.

### Brief overloads:

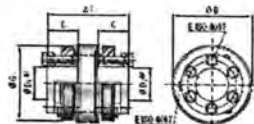
Acceptable up to 1.5 times the value specified.

### Tolerance:

On the hole/shaft connection 0.01 to 0.05 mm

### Non-standard application:

Custom designs with varied tolerances, keyways, non-standard material and bolts are available upon request.



Model BK 3		Series																		
		15	30	60	150	200	300	500	800	1500	4000	6000	10000							
Rated torque	#ft-lb	75	30	60	150	200	300	500	800	1500	4000	6000	10000							
Overall length	in	46	55	67	80	76	87	79	90	89	103	97	110	118	141	196	218	217		
Outer diameter of ballroom	in	4	5	6	8	9	10	11	12	13	15	17	20	23	28	33	39			
Fit length	in	39	22	27	32	32	41	41	50	61	80	95	92							
Inner diameter from B to QHC	in	18-22	12-23	12-20	15-28	15-44	24-56	24-60	38-48	35-70	50-180	80-180	70-180							
Fastening screw Is		M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M16	M16	M16							
Tightening torque of the fastening screw	#ft-lb	3	6	8	12	14	15	25	40	70	120	150	160							
ISO 4017 three-off screw 3c		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M8	M10	M10	M10	M10							
Outer diameter of hub	in	9	15	18	31	30	110	122	116	175	175	240	295							
Number of inserts (10 <sup>3</sup> kg)		0.12	0.59	0.7	0.24	0.54	0.72	1.2	1.8	2.5	5.1	5.9	9.1	9.9	12.2	24.9	35.5	24	62.9	
Approx. weight	#g	0.25	0.4	0.8	1.2	1.3	3	4.2	5.6	9.2	23	32.8	45.5							
Horizontal stiffness 130° flex-hub	N/mm	20	15	21	78	95	175	110	161	148	458	350	530	500	750	1304	1408	5708	10358	
axial	N/mm	1	2	1	2	1.5	2	3	2	3	2.5	2.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3	3		
lateral	N/mm	0.15	0.2	0.25	0.2	0.25	0.25	0.3	0.25	0.3	0.25	0.25	0.4	0.4	0.4	0.4				
axial spring stiffness	N/mm	25	15	50	30	72	48	32	52	90	185	71	78	48	100	320	595	1038	195	
lateral spring stiffness	N/mm	475	137	890	270	1280	420	1500	895	2040	618	3750	1050	2580	840	2000	5050	6078	13248	21988

(1 Nm = 3.05 in lbs) max. angular misalignment 5° BK 1

## Lampiran III

### METAL PROPERTY AND TRANSMISSION

St - 60	
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 : ASTM Handbook

Table 2

Mechanical properties at room temperature of the AISI D2 tool steel

0.2% offset yield strength	1532 MPa
Tensile strength	1736 MPa
Hardness (HRC)	57

Sumber :

Department of Mechanical Engineering, National United University, 1 Lien Du, Kuop-Ching Li, Miaoli 360, Taiwan

*Tabel 10.3 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

Table 10-2 Values for Lewis Factor

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14 1/2 deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14 1/2 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	0.225	0.071	0.261	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	0.513	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	0.032	0.396	0.126	0.509	0.062	0.572	0.183

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14 1/2 deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14 1/2 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	0.338	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 Top								Load Near Middle			
	15° $\phi$ a		20 deg Flr		20 deg. Stub		25 deg		14½ deg.		20 deg PD	
	Y	x	Y	x	Y	x	Y	x	Y	x	Y	x
20	0.946	0.119	0.606	0.140	0.474	0.181	0.477	0.182	0.588	0.187	0.694	0.221
35	0.852	0.112	0.415	0.132	0.480	0.183	0.484	0.184	0.596	0.190	0.706	0.224
50	0.753	0.113	0.221	0.136	0.484	0.184	0.491	0.185	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.658	0.114	0.025	0.135	0.488	0.185	0.496	0.188	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.560	0.115	0.420	0.136	0.492	0.187	0.501	0.180	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.561	0.115	0.433	0.138	0.496	0.188	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.563	0.116	0.426	0.137	0.499	0.189	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.566	0.117	0.442	0.141	0.503	0.190	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.568	0.117	0.446	0.142	0.506	0.191	0.521	0.166	0.622	0.198	0.751	0.240
150	0.575	0.119	0.458	0.146	0.518	0.195	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.576	0.120	0.463	0.147	0.524	0.197	0.545	0.174	0.640	0.206	0.787	0.250
300	0.582	0.122	0.471	0.150	0.534	0.199	0.554	0.176	0.640	0.207	0.801	0.255
400	0.590	0.124	0.484	0.154	0.550	0.195	0.566	0.180	0.640	0.210	0.823	0.262

Sumber : Deutchmann, Machine Design

Tabel 10.11. Wear load factor, K and Surface Endurance Limit

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, $S_{ps}$ , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear				
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	228
Cast iron and cast iron	90,000	193	234	327
Cast iron and phosphor bronze	83,000	170	234	288

Sumber : Deutchmann, Machine Design

Tabel 10.7. Strength of Spur, Helical, Herringbone, dan Bevel Gear

Material	Heat Treatment	Min. Minimal Hardness or Min. Tensile Strength	$S_n$ , 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	23,000
	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 $R_c$	45-55,000*	
		54 $R_c$ at Hardened surface	22,000	13,500
	Nitrided AISI 4140	53 $R_c$ , case <sup>b</sup> 300 BHN core	37-42,000*	20,000
Cast Iron				
	AGMA Grade 20		5,000	2,700
	AGMA Grade 30	175 BHN	8,500	4,600
AGMA Grade 40	200 BHN	13,000	7,000	
Nodular Iron	Annealed			
		ASTM Grade 60-40-18	15,000	8,000
ASTM Grade 80-35-06		20,000	11,000	
ASTM Grade 100-70-03	Normalized		26,000	14,000
		ASTM Grade 120-90-02	30,000	18,500
Bronze				
		AGMA 2: (10 <sup>3</sup> -15 <sup>3</sup> Tin)	40,000 psi	5,700
Aluminum Bronze				
		ASTM B-148-53		
Alloy 9C-N.T.		90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)

\* Values for S<sub>n</sub> 4 DP and finer



† For heavy gears these horizontal width to be known. Hence, these values of ultimate stress should be used.





*Table 10.8 Faktor Hidup,  $C_L$*

Number of Cycles	Surf. Helical and Herringbone				Bevel Gears	
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized†	Case Carburized†	
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	

*Table 10.9. 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

*Table 10.16. 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

*Sumber : Deutchmann, Machine Design*

Tabel 10.12. Koefisien Elastis,  $C_p$  (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 10.14. Tegangan Kontak yang Dijinkan,  $S_{ac}$

Material	Surface Hardness, $H_{RC}$	$S_{ac}$	Material	Surface Hardness, $H_{RC}$	$S_{ac}$			
Steel	Through hardened 180 Bhn 240 Bhn 300 Bhn 340 Bhn 440 Bhn	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			
			AGMA grade 20					
			AGMA grade 30					
			Case carburized	55 $R_c$ 60 $R_c$	180-200,000 200-225,000	Nodular iron	165 Bhn 210 Bhn 255 Bhn	90-100% of the $S_{ac}$ value of steel with the same hardness
						Annealed		
						Normalized		
	Oil quench and temper							
	Flame or induction hardened	50 $R_c$	170-190,000	Bronze	Tensile Strength psi (min)	$S_{ac}$		
				Tin bronze AGMA 2C (10- 12% Tin)	40,000	30,000		
				Aluminum bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000		

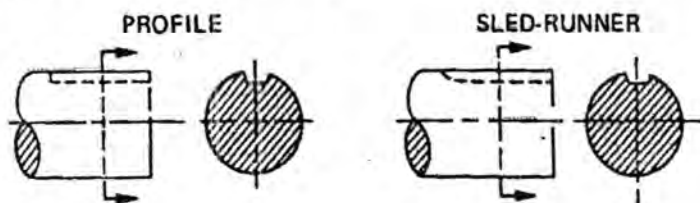
*Tabel A-2. Mechanical Properties Beberapa Material*

Material	Modulus of Elasticity in Tension, psi	Secar Modulus of Elasticity, psi	Poisson's Ratio	Density Ref. 1	Coefficient of Thermal Expansion, in./in./°F	Thermal Conductivity Btu/hr-ft <sup>2</sup> /°F-ft	Specific Heat Btu/lb-°F	Melting Point °F
Gray cast iron	See Table A-1	5.5 x 10 <sup>6</sup> C1.20 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	2280
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	11.5 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 steels	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>g</sup>	0.125	2750
Flame 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>	11.3 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	c	f, b	0.120	g
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	10.7 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>	d	0.090	d
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>	d	0.090	d
Nickel base alloys	See Table A-13	—	0.34	0.304	7.6 x 10 <sup>-6</sup>	d	0.100	d
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>	d	0.250	1200

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	30	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	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1050	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
1118	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	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, BHN	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
4640	N	83	53	29	67	174	—
	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
5120	N	123	87	19	51	248	—
	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	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	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
	A	119	64	17	42	241	—
E9310	N	132	83	19	58	269	—
	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
9440	N	110	72	25	58	223	—

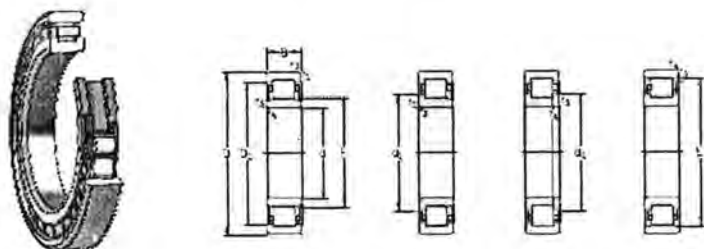
Figure B-1. Koefisien Bending dan Torsi pada Profil Poros



		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



## Cylindrical Rolling Bearing

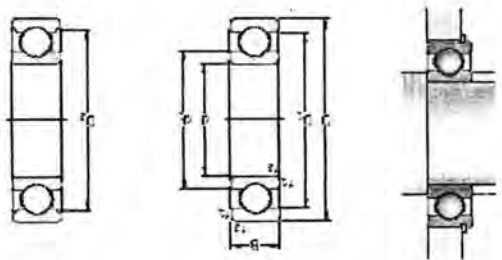


Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designations	Alternative		
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Reference speed	Limiting speed	Bearings with standard cage	cage design <sup>1)</sup>		
mm			mm		N	rpm	mm	-	-		
40	48	15	25.1	26	3	11 000	18 000	0.29	NJ 3098 ML	-	
	50	18	32	33	4.7	9 500	11 000	0.37	* NU 208 ECP	J, M, ML	
	52	18	32	33	4.7	9 500	11 000	0.39	* NU 208 ECP	J, M, ML	
	55	18	32	33	4.7	9 500	11 000	0.40	* NUP 208 ECP	J, M, ML	
	56	18	32	33	4.7	9 500	11 000	0.37	* N 208 ECP	-	
	60	22	21.5	25	9.45	9 500	11 000	0.49	* NU 2208 ECP	J, ML	
	62	22	21.5	25	9.45	9 500	11 000	0.50	* NU 2208 ECP	J, ML	
	63	22	21.5	25	9.45	9 500	11 000	0.51	* NUP 2208 ECP	J, ML	
	50	52	22	30	30	11.4	8 500	9 000	0.56	* NU 2210 ECP	J, M, ML
		54	22	30	30	11.4	8 500	9 000	0.57	* NU 2210 ECP	J, M, ML
		56	22	30	30	11.4	8 500	9 000	0.59	* NUP 2210 ECP	J, ML
		60	27	32.7	33.2	15	4 700	8 000	1.14	* NU 310 ECP	J, M, ML
62		27	32.7	33.2	15	4 700	8 000	1.17	* NU 310 ECP	J, M, ML	
63		27	32.7	33.2	15	4 700	8 000	1.20	* NUP 310 ECP	J, M, ML	
64		27	32.7	33.2	15	4 700	8 000	1.14	* N 310 ECP	M	

## Deep Groove Ball Bearing



Part	D		C		B		A		Material
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	
62	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
63	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
64	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
65	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
66	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
67	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
68	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
69	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
70	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
71	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
72	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
73	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
74	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
75	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
76	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
77	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
78	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
79	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
80	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
81	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
82	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
83	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
84	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
85	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
86	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
87	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
88	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
89	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808
90	44	1.7	44	1.7	15	0.6	15	0.6	61808



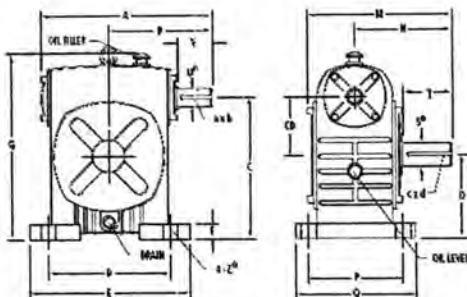
# Lampiran V

## MOTOR and REDUCER

Sizes 50 thru 175

# T Series

Worm Top | Single Reduction | Stock Ratios 5 thru 60



For Horsepower, Torque Capacity See Page 20  
For Overhung Load Capacity See Page 31  
For Lubrication Guide See Page 34

Dimensions in Inches | Stock Ratios 5 thru 60 | Other Standard Ratios Are Available

Size	CD	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	Z	High Speed Shaft			Low Speed Shaft		
																				B	V	ax b	S	T	cd
50	1.67	7.10	8.21	9.32	8.36	3.51	3.71	3.89	3.79	3.74	2.85	2.74	4.72	4.82	4.25	1.188	389 x .044	.750	1.625	185 x .044					
60	2.36	8.09	8.98	1.91	8.72	3.91	3.75	4.27	4.61	4.01	3.54	4.11	5.12	4.60	.750	1.560	389 x .044	1.000	1.830	250 x .025					
70	2.75	9.25	8.73	1.86	3.91	3.88	3.87	4.25	3.32	5.12	4.52	5.91	6.59	4.75	1.560	389 x .044	1.125	2.235	250 x .025						
80	3.15	10.40	8.73	3.97	3.94	4.05	3.94	39.39	8.5	5.51	4.72	5.11	4.69	6.59	1.125	2.640	389 x .044	1.375	2.641	311 x .016					
100	3.94	12.8	7.95	4.94	4.92	10.62	4.98	10.66	10.71	4.89	4.91	6.19	7.48	6.59	1.125	2.640	389 x .044	1.500	3.040	375 x .008					
120	4.52	15.71	6.936	11.81	11.8	12.5	1.18	10.63	11.66	3.89	3.89	3.89	3.86	8.71	1.250	2.560	250 x .025	1.750	3.235	375 x .008					
135	5.32	17.51	10.24	13.78	11.6	13.78	1.18	10.63	12.6	4.27	4.46	3.87	4.84	8.71	1.625	2.640	275 x .008	2.250	2.700	500 x .250					
155	6.19	18.86	11.66	15.35	12.5	15.75	1.26	21.62	14.88	4.52	4.25	4.66	11.62	6.79	1.625	3.235	275 x .008	2.500	2.800	425 x .212					
175	6.98	20.35	12.12	17.12	13.78	16.36	1.108	23.11	15	5.76	10.24	4.84	12.2	6.79	1.625	3.235	300 x .250	2.625	4.375	425 x .212					

Size 40 | Single Reduction | 2-240 Inch Center Distance

Ratio	1800 RPM Input Speed			1200 RPM Input Speed			900 RPM Input Speed			600 RPM Input Speed			300 RPM Input Speed			150 RPM Input Speed			50 RPM Input Speed		
	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque
10	2.2	2.9	9.94	2.89	2.29	7.65	2.26	1.99	1.96	1.72	1.40	1.52	1	0.42	11.37	0.24	0.29	18.54	0.2	0.15	10.87
15	2.29	2.68	9.62	2.92	1.71	7.06	1.72	1.42	1.62	1.62	1.21	1.06	1.04	0.36	10.72	0.29	0.21	16.66	0.35	0.31	20.64
20	1.91	1.59	11.16	1.62	1.21	3.72	1.48	1.08	1.21	1.16	0.87	0.62	0.45	0.30	10.24	0.36	0.26	14.60	0.32	0.26	21.25
25	1.47	1.16	9.66	1.27	0.96	1.65	1.1	0.81	1.11	0.86	0.6	0.44	0.32	0.23	11.52	0.21	0.12	10.80	0.31	0.46	16.14
30	1.29	1.07	11.24	1.19	0.88	1.62	1.02	0.73	1.02	0.8	0.58	0.40	0.28	0.2	10.00	0.26	0.11	10.18	0.1	0.05	0.46
40	1.11	0.8	11.81	0.86	0.68	1.68	0.85	0.58	1.15	0.65	0.4	0.32	0.18	0.16	10.00	0.36	0.16	10.00	0.16	0.14	25.28
50	0.85	0.56	1.57	0.76	0.46	1.95	0.67	0.39	1.05	0.59	0.29	0.31	0.32	0.36	10.05	0.38	0.06	10.12	0.08	0.07	10.48
60	0.78	0.49	1.62	0.68	0.4	1.89	0.6	0.29	1.06	0.48	0.25	0.36	0.2	0.34	12.12	0.32	0.05	10.00	0.07	0.07	10.64

## **Electric Motor**

**Manufacture : Morpower**

**20 Hp**

**1450 RPM**

**Three Phase**

**Motor is Reversible**

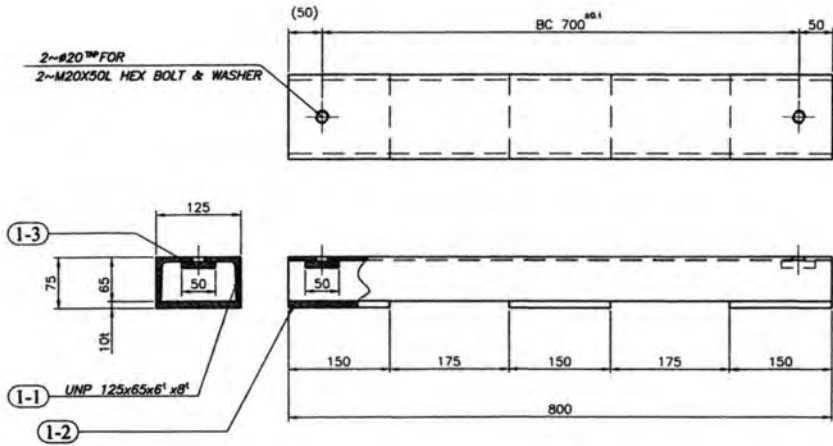
**240 Volts - 15 Amps**

**60 Hz**

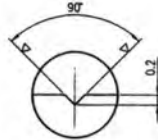
**Shaft Diameter 1 1/8 inches**

**Length 2 5/8 Inches**

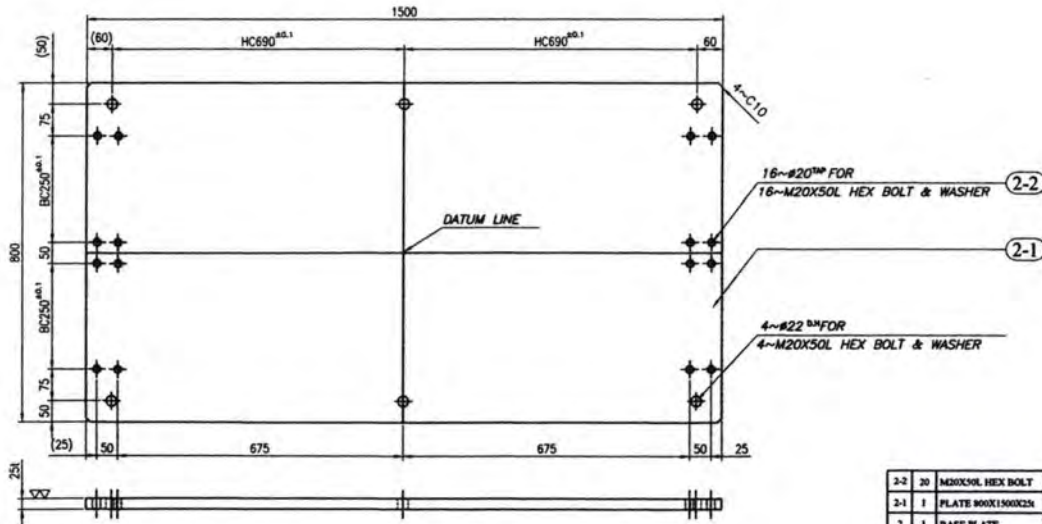




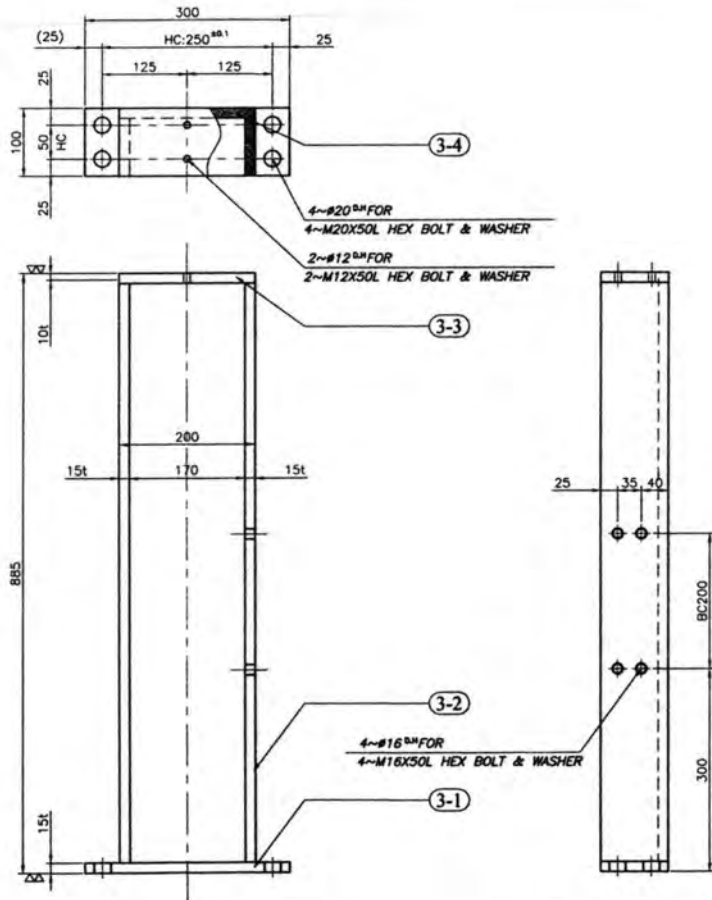
i-3	1	PLATE 50X50X10	SS 41		
i-3	2	PLATE 125X150X10	SS 41		
i-1	1	UNP 125X65X6 <sup>1</sup> xg <sup>1</sup>	SS 41		
1	3	SUPPORT BASEPLATE	SS 41		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
edk/mg		Toleransi		mm	
permmk/mg		angle	: 1:3	dicambar	-
		solus	mm	RP	-
		terasal	-	ditol	-
I T S			SUPPORT BASEPLATE		A4



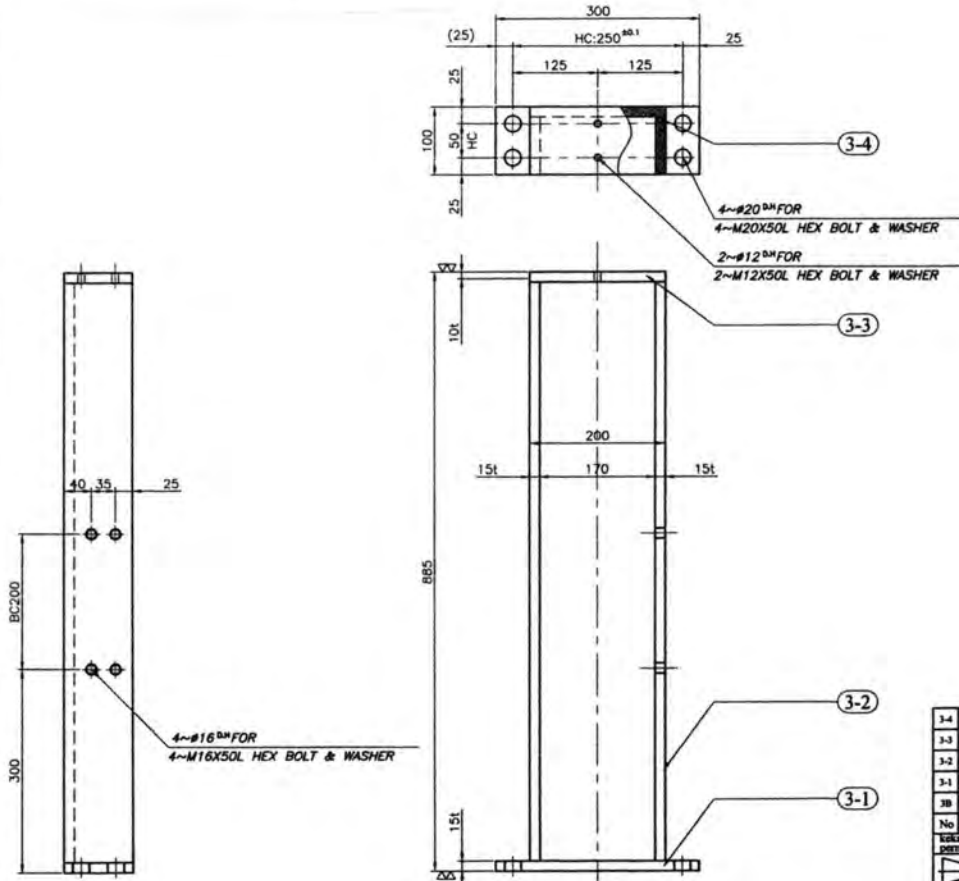
DATUM LINE DETAIL



2-2	20	M20X50L HEX BOLT	S 45 C		
2-1	1	PLATE 800X1500X25	SS 41		
2	1	BASE PLATE	-		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
toleransi	normalisasi	Toleransi	µm		
	scale	1:1	gambar	Denn Kusanto	peringatan
	revision	mm	rev	2199109030	
	tanggal		ditgl		
ITS		BASE PLATE			A4

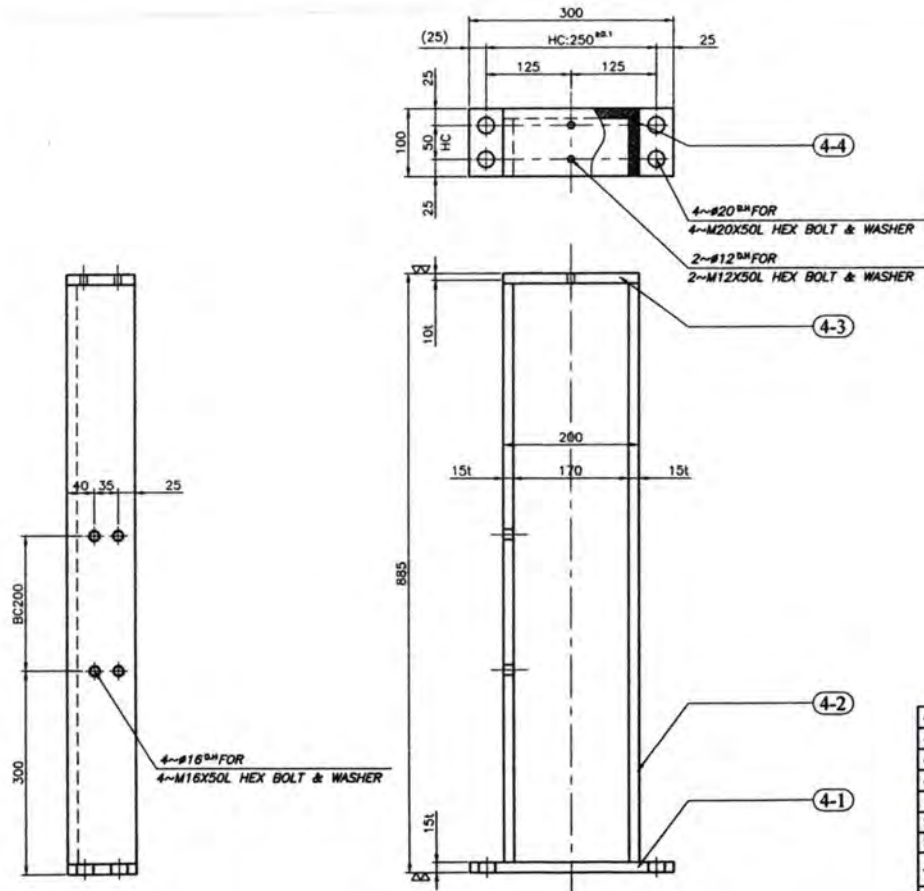


3-4	1	PLATE 200X860X15	SS 41		
3-3	1	PLATE 100X200X15	SS 41		
3-2	2	PLATE 100X860X15	SS 41		
3-1	1	PLATE 100X200X15	SS 41		
3A	1	SIDE FRAME	SS 41		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Kalkulasi perimbangan		Toleransi	jumlah		
	scale	: 1:3	digambar	-	peringatan
	edukasi	: mm	terp	-	
	tanpa	: -	dihot	-	
ITS		SIDE FRAME (FS)			A4

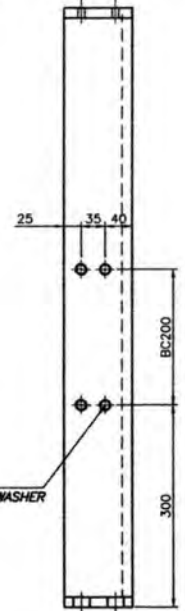
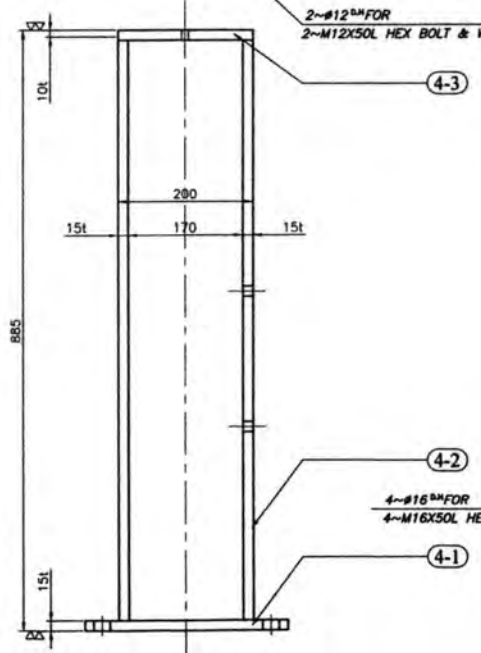
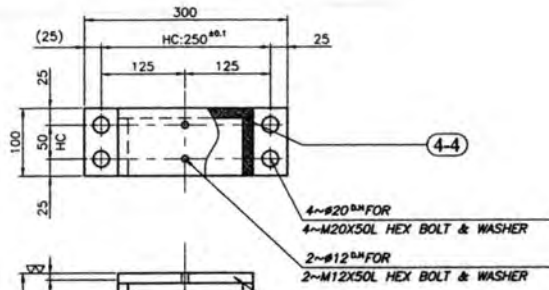


3-4	1	PLATE 200X860X15	SS 41		
3-3	1	PLATE 100X200X15	SS 41		
3-2	2	PLATE 100X860X15	SS 41		
3-1	1	PLATE 100X300X15	SS 41		
3B	1	SIDE FRAME	SS 41		
No Jml		Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Lokateran		Toleransi jml			
norma		Scale	1:3	Dimensi	
		toleran	mm	rup	peringatan
		tegapan	-	dibot	
		ITS			SIDE FRAME (FS)
					A4





4-4	1	PLATE 200X60X1.5	SS 41		
4-3	1	PLATE 100X200X1.5	SS 41		
4-2	2	PLATE 1000X60X1.5	SS 41		
4-1	1	PLATE 100X200X1.5	SS 41		
4A	1	SIDE FRAME	SS 41		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Keterangan		Toleransi per mm			
	axial	1.5	gambar	-	peringatan
	radial	mm	hrp	-	
	formosaal	-	dibuat	-	
ITS		SIDE FRAME (DS)			A4

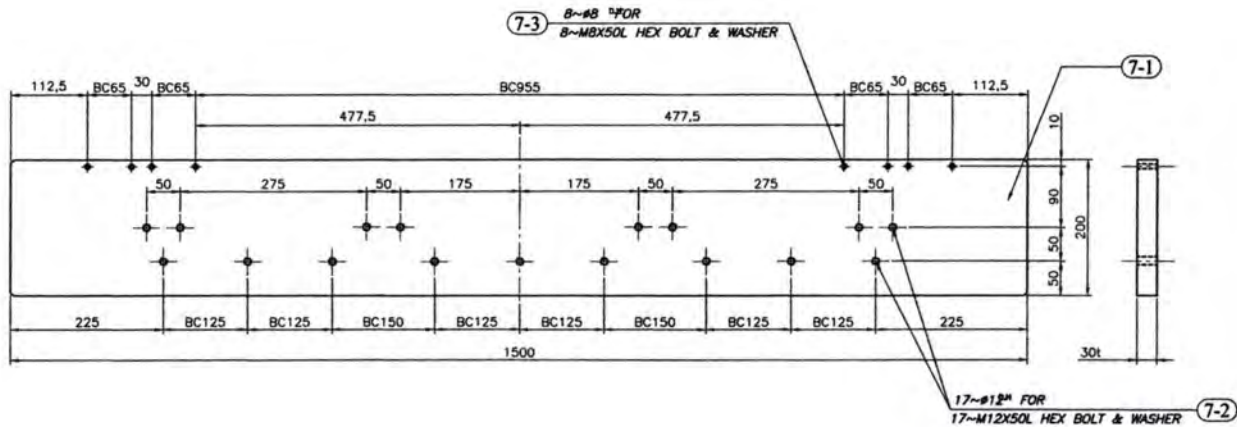


4-2  
4~#16 3H FOR  
4~M16X50L HEX BOLT & WASHER

4-4	1	PLATE 200X300X1.5	SS 41		
4-3	1	PLATE 100X200X1.5	SS 41		
4-2	2	PLATE 100X300X1.5	SS 41		
4-1	1	PLATE 100X300X1.5	SS 41		
4B	1	SIDE FRAME	SS 41		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Erlakirasan		Toleransi	jan		
	Acda	1.5	Daembar	-	peringatan
	Colon	mm	rup	-	
	tanpaol	-	dibat	-	
ITS		SIDE FRAME (DS)			A4

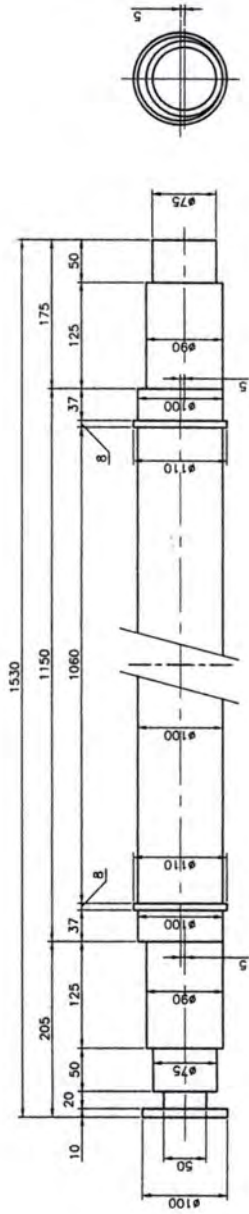






7-3	8	MBX50L HEX BOLT	S 45 C		
7-2	17	M12X50L HEX BOLT	S 45 C		
7-1	1	PLATE 200X1500X30	SS 41		
7	1	DUDUKAN BLADE	SS 41		
No	Jual	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Kekangan		Toleransi jam			
	scale	: 1:3	gambar	-	peringatan
	toleransi	mm	rap	-	
	toleransi	mm	rap	-	
	toleransi	mm	ditul	-	
ITS		DUDUKAN BLADE			A4

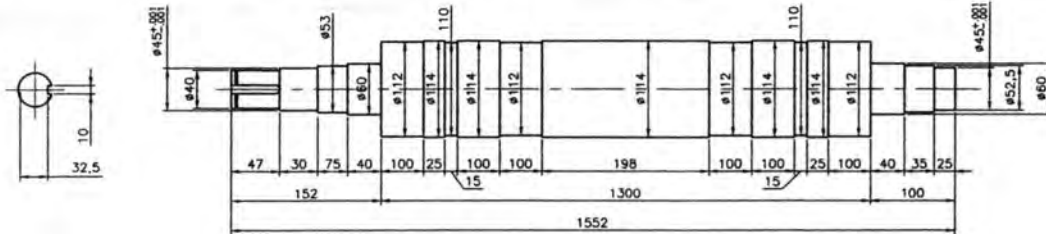




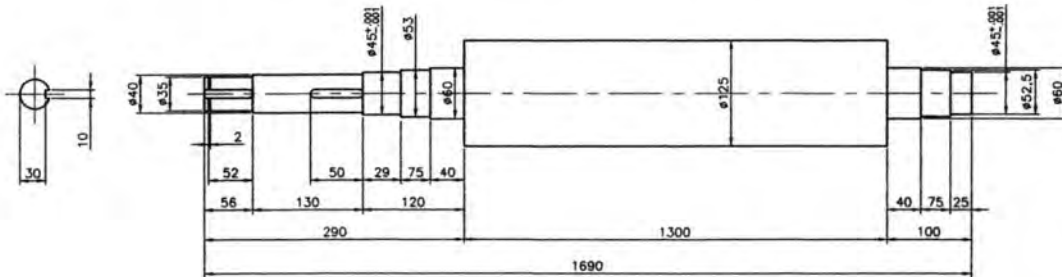
IT 5	SHAFT Ø100	A4			
9-1	1	ROUND BAR Ø100	SE 41		
9-1	1	SHAFT Ø100	SE 41		
No	1	Nama	Bahan	Normalisasi	perawatan
Ketahanan	Toleransi	µm	1/4	0,0001	perawatan
kelelahan	kelelahan	mm	1/4	0,0001	perawatan
kelelahan	kelelahan	mm	1/4	0,0001	perawatan
kelelahan	kelelahan	mm	1/4	0,0001	perawatan







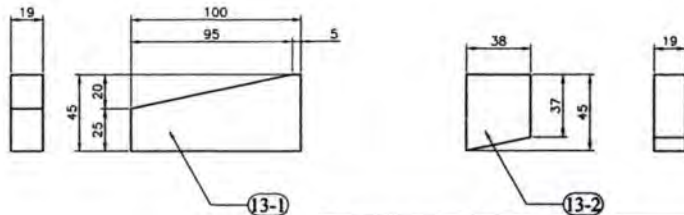
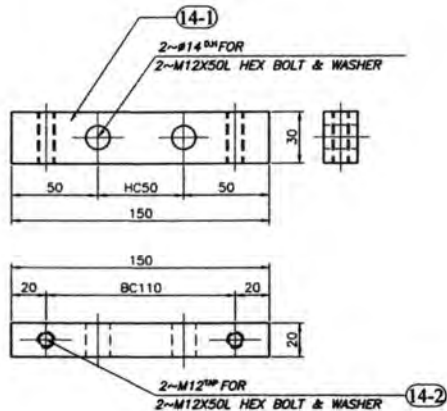
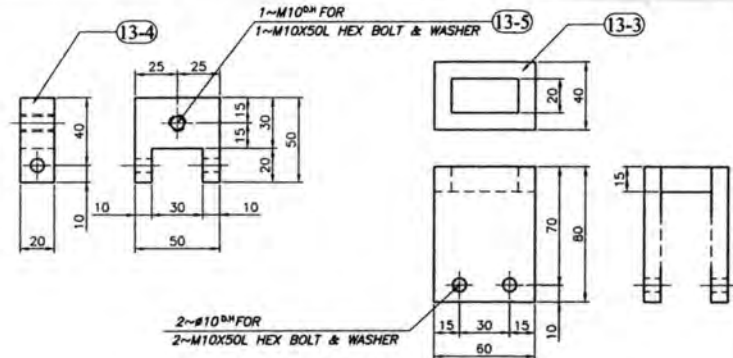
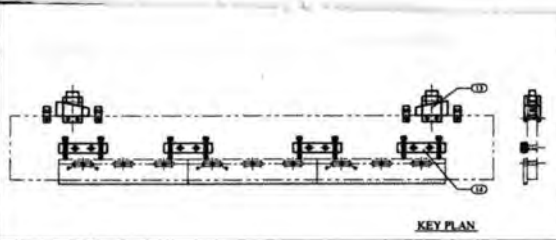
ROLL ATAS



ROLL BAWAH

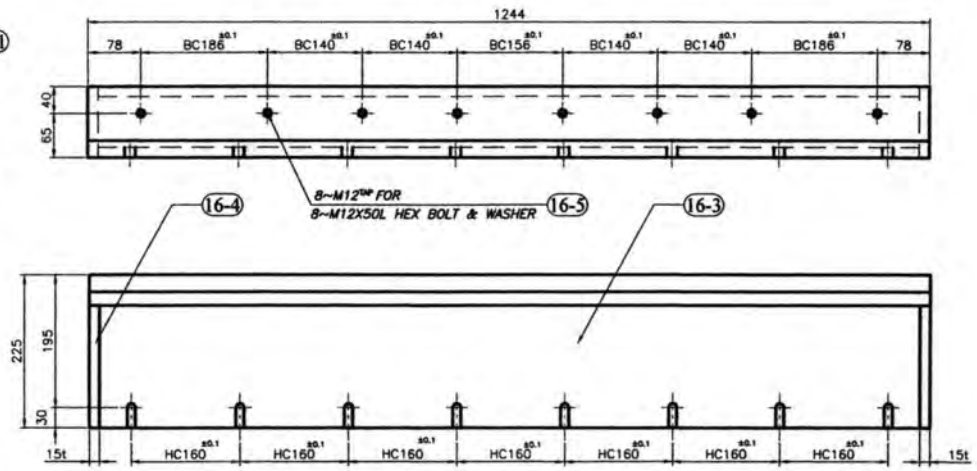
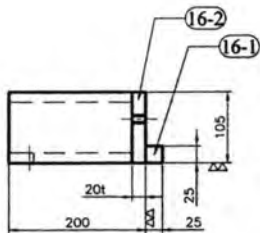


12-	1	ROUND BAR Ø125	SS 41		
12	1	ROLL BAWAH	SS 41		
11-	1	ROUND BAR Ø114	SS 41		
11	4	ROLL ATAS	SS 41		
No	Jual	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Toleransi		Toleransi $\mu$ m			
	hole	1:4	digambar	-	peringatan
	shaft	mm	rup	-	
	toleransi	-	dibuat	-	
ITS		ROLL Ø114 & Ø125			A4



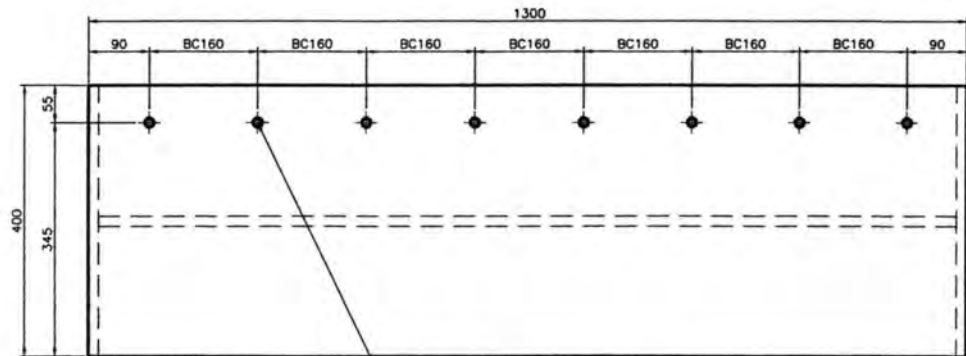
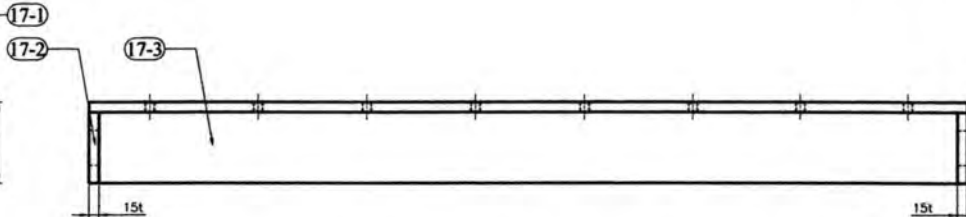
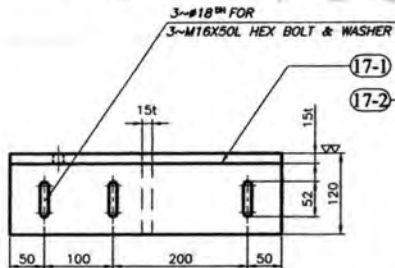
14-4	PLATE 90X150X2R	SS 41		
13-5	M10X50L HEX BOLT	SS 41		
13-4	PLATE 50X50X2R	SS 41		
13-3	PLATE 60X80X1R	SS 41		
13-2	PLATE 38X45X1R	SS 41		
13-1	PLATE 45X100X1R	SS 41		
13	ADJUSTER	SS 41		
No. Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
lokasi dan	Toleransi	jumlah		
scale	1:3	disember	-	peringatan
desain	mm	rup	-	
tersebut	-	-	-	
ITS		ADJUSTER		A4





8-M12<sup>DP</sup> FOR  
8-M12X50L HEX BOLT & WASHER

16-5	8	M12X50L HEX BOLT	S 45 C		
16-4	2	PLATE 105X180X15t	SS 41		
16-3	1	PLATE 180X1244X15t	SS 41		
16-2	1	PLATE 105X1244X20t	SS 41		
16-1	1	PLATE 25X1244X20t	SS 41		
16	1	SPPRKT LOWER KNIFE	SS 41		
No	Jud	Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Kekuatan		Toleransi	sum		
perhitungan		sumbu	diambang		peringatan
		posisi	mm		
		terhadap	ditandai		
ITS		SUPPORT LOWER KNIFE			A4



8-M12<sup>TH</sup> FOR  
8-M12X50L HEX BOLT & WASHER

17-4	8	M12X50L HEX BOLT	S 45 C		
17-3	1	PLATE 105X1300X15	SS 41		
17-2	2	PLATE 105X400X15	SS 41		
17-1	1	PLATE 400X1300X15	SS 41		
17	1	TIE BAR	SS 41		
No Jml		Nama	Bahan	Normalisasi	peringatan
Toleransi		Toleransi mm			
	scale	: 1:3	gambar	-	peringatan
	solusi	: mm	DRP	-	
	toleransi	: -	dibuat	-	
ITS		TIE BAR			A4

## RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan pada tanggal 28 April 1980 di Surabaya dan mulai mengenyam pendidikan di SDN Margerejo VII Surabaya ( 1987 – 1993), kemudian masuk SLTP Negeri 29 Surabaya( 1993 – 1996 ), dan masuk SMU Bhayangkari 1 Surabaya ( 1996 – 1999 ). Pada tahun 1999, penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin-FTI ITS. Di Jurusan Teknik Mesin penulis memilih Bidang Studi Manufaktur. Bidang Studi Manufaktur yang

dipilih penulis merupakan bidang studi yang sangat didambakan ini karena penulis menyukai tantangan untuk mengembangkan dan merekayasa mesin. Penulis memiliki hobi sepak bola dan kuliner. Selain itu penulis mempunyai jiwa pekerja keras juga aktif dalam kegiatan sosial. Sampai saat ini penulis masih bekerja di Perusahaan yang bergerak dibidang produk interior kamar mandi di departemen logam sebagai manager Produksi. Selain itu penulis merupakan Owner dari CV. Daffa Kreasi Pratama yang bergerak dibidang Machinning. Disela-sela Kesibukannya penulis aktif dalam Relawan Pengantar Perubahan (RPP) pada sebuah Partai Keadilan Sejahtera (PKS) sampai sekarang.