



**TUGAS AKHIR – TM090340**

**PERENCANAAN MEKANISME DAN ANALISA  
STRUKTUR PADA MESIN POWER HAMMER UNTUK  
PANDAI BESI**

**ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2111 030 066**

**Dosen Pembimbing 1  
Ir.Eddy Widiyono, MSc  
NIP. 19601025 198701 1 001**

**Dosen Pembimbing 2  
Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D  
NIP. 19751120 200212 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**



**TUGAS AKHIR – TM090340**

**PERENCANAAN MEKANISME DAN ANALISA  
STRUKTUR PADA MESIN POWER HAMMER UNTUK  
PANDAI BESI**

**ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2111 030 066**

**Dosen Pembimbing 1  
Ir.Eddy Widiyono, MSc  
NIP. 19601025 198701 1 001**

**Dosen Pembimbing 2  
Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D  
NIP. 19751120 200212 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2014**



**FINAL PROJECT – TM090340**

**MECHANISM PLANNING AND STRUCTURAL ANALYSIS  
OF POWER HAMMER MACHINE FOR BLACKSMITH**

**ICHROS SOFIL MUBAROT  
NRP. 2111 030 066**

**Academic Supervisor 2  
Ir.Eddy Widiyono, MSc  
NIP. 19601025 198701 1 001**

**Academic Supervisor 2  
Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D  
NIP. 19751120 200212 1 002**

**DEPARTEMENT OF D3 MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty Of Industrial Technology Faculty  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2014**

## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-NYA, sehingga penyusunan tugas Akhir yang berjudul :

**“PERENCANAAN MEKANISME DAN ANALISA STRUKTUR PADA MESIN POWER HAMMER UNTUK PANDAI BESI ”** dapat diselesaikan dengan baik.

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ir. Eddy Widiyoyno, MSc selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini serta tak lupa juga kesabarannya yang sangat besar.
2. Orang tua tercinta Bapak dan Ibu serta adik yang selalu memberikan doa kesuksesan serta dukungan dalam bentuk apapun.
3. Bapak Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D selaku dosen pembimbing di Laboratorium Mekatronika dan dosen penguji serta dosen wali yang telah banyak memberikan saran dan masukan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

5. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator Tugas Akhir.
6. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan banyak ilmu dan pengetahuan selama penulis menuntut ilmu di kampus ITS.
7. Sahabat-sahabat seperjuangan D3 Teknik Mesin 2k11 dan semua pihak yang telah memberikan bantuan, dukungan, motivasi dan doa kepada penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
8. Teman – teman yang tidak dapat saya sebutkan disini terima kasih atas kerjasama dan bantuan yang telah diberikan sehingga tugas akhir ini bisa terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, 11 Juli 2013

Penulis

## LEMBAR PENGESAHAN

### “PERENCANAAN MEKANISME DAN ANALISA STRUKTUR PADA MESIN POWER HAMMER UNTUK PANDAI BESI”

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Manufaktur  
Program Studi Diploma III Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ICHROS SOFIL MUBAROT**

**NRP. 2111 030 066**

Mengetahui dan Menyetujui  
**Dosen Pembimbing 1**

Ir. Eddy Widiyono, MSc

NIP. 19661025 198701 1 001

**Dosen Pembimbing 2**

Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D

NIP. 19751120 200212 1 002

**SURABAYA, 11 JULI 2014**

# PERENCANAAN MEKANISME DAN ANALISA STRUKTUR MESIN POWER HAMMER UNTUK PANDAI BESI

**Nama Mahasiswa** : Ichros Sofil Mubarot  
**NRP** : 2111 030 066  
**Jurusan** : D-3 Teknik Mesin FTI -ITS  
**Dosen Pembimbing 1** : Ir. Eddy Widiyono, MSc  
**Dosen Pembimbing 2** : Dr.Hendro Nurhadi, Diplm.Ing.,  
PhD.

## Abstrak

Dalam Usaha Kecil Menengah (UKM) kerajinan Keris masih menggunakan alat yang sederhana dan cara manual, untuk membentuk pamor keris. Salah satu alternatif untuk meningkatkan efisiensi dan kualitas produksi Kerajinan keris adalah membuat mesin power hammer.

Mesin penempa logam yang akan dirancang ini lebih sederhana, dengan gaya hasil tempa lebih besar dan konstan, sehingga diperlukan perhitungan gaya tumbukan, perhitungan tegangan pada pegas, analisa struktur dan perhitungan diameter poros agar mesin dapat berjalan dengan baik dan aman

Dari hasil perhitungan dan analisa, didapatkan data-data berikut: besar gaya tumbukan sebesar 195,77 N, dari perhitungan tegangan maksimum terjadi pada struktur bagian 2 adalah 29,80 N/mm<sup>2</sup> dan dari hasil simulasi besar tegangan maksimum sebesar 28,67 /mm<sup>2</sup>, selisih perhitungan manual dan hasil simulasi sebesar 3,79 %, sehingga tegangan yang terjadi lebih kecil dari yield strength material. Tegangan yang terjadi pada pegas sebesar 76,7 N/mm<sup>2</sup>, besar defleksi pegas yaitu 7,3mm, besar diameter minimal poros adalah 2,06 cm, sedangkan dari perencanaan dimensi diameter poros sebesar 3,5 cm, maka poros dinyatakan aman.

**Keyword:** baja, penempa, keris

# MECHANISM PLANNING AND STRUCTURAL ANALYSIS OF POWER HAMMER MACHINE FOR BLACKSMITH

**Student Name** : Ichros Sofil Mubarot  
**NRP** : 2110 030 066  
**Department** : D3 Teknik Mesin  
**Academic Supervisor 1** : Ir. Eddy Widiyono, MSc  
**Academic Supervisor 2** : Dr.Hendro Nurhadi,Dipl.-Ing.,PhD

## Abstract

In Small and Medium Enterprise Blade craft still using simple tools and manual way, to form a dagger prestige. One alternative to improve efficiency and production quality make machine Crafts blade is a power hammer.

Metal punch machine is designed to be simpler, with style wrought greater results and constant, so that the collision force is necessary calculations, stress calculations in the spring, structural analysis and calculation of the diameter of the shaft so that the engine can run properly and safely.

From the calculation and analysis, obtained the following data: the force of the collision was 195.77 N, from the calculation of the maximum stress occurs in the structure of part 2 is 29.80 N/mm<sup>2</sup> and from the simulation results of the voltage to a maximum of 28.67 / mm<sup>2</sup> , the difference between manual calculation and simulation results of 3.79%, so the stress is less than the yield strength of the material. The voltage that occurs in the spring of 76.7 N/mm<sup>2</sup>, large deflection of the spring is 7.3 mm, the minimum diameter of the shaft is a large 1.25 cm, while the diameter of the shaft of the planning dimension of 3.5 cm, then the shaft declared safe.

**Keyword:** *steel,hammer,blade*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xv
DAFTAR TABEL .....	xix
DAFTAR SIMBOL .....	xxii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 LatarBelakang.....	1
1.2 RumusanMasalah.....	1
1.3 Batasan masalah .....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat .....	3
1.6 SistematikaPenulisan.....	3

### BAB II DASAR TEORI

2.1 Perencanaan Gaya tumbukan.....	5
2.2 Gerak Translasi Dan Rotasi.....	6
2.3 Gaya Tumbukan .....	8
2.4 Kekekalan enegi mekanik tumbukan.....	9
2.5 Gaya Pegas Tekan .....	10
2.5.1 Kekuatan Pegas Tekan .....	11
2.6 Perhitungan Struktur .....	13
2.6.1 Hukum I Newton .....	13
2.6.2 Reaksi Tumpuan .....	14
2.7 Inersia Penampang Plat U .....	15
2.8 Tegangan .....	17
2.8.1 Tegangan Normal.....	18
2.8.2 Tegangan Tarik .....	19
2.8.3 Tegangan Tekan .....	19

2.8.4 Tegangan Geser .....	20
2.8.5 Tegangan Bending .....	21
2.8.6 Hubungan Tegangan Dan Faktor Keamanan...	22
2.9 Poros .....	23
2.9.1 Jenis Poros.....	24
2.9.2 Hal-hal Penting Perencanaan Poros .....	25
2.9.3 Bahan Poros .....	26
2.9.4 Bidang Horizontal Dan Vertikal poros .....	27
2.9.5 Momen resultan Pada Poros.....	28
2.9.6 Poros Dengan Beban Puntir .....	29
2.9.7 poros dengan momen bending dan momen puntir konstan .....	30
2.10 Metode Elemen Hingga .....	31
2.10.1 Meshing .....	32
2.10.2 Boundary Condition .....	33
2.10.3 Property Of Material .....	34

### BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir .....	35
3.2 Diagram Alir perencanaan Dan Perhitungan Gaya Tumbukan pada mesin power hammer .....	38
3.4 Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Pegas pada mesin power hammer.....	40
3.5 Diagram Alir Perencanaan dan perhitungan Struktur pada mesin power hammer .....	41
3.6 Diagram Alir Perencanaan dan perhitungan Poros pada mesin power hammer .....	42
3.7 Prosedur Tempa Menggunakan Power Hammer .....	43

### BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1 Perencanaan Gaya Tumbukan .....	45
4.2 Gerakan Translasi Dan Rotasi .....	46
4.3 Perhitungan Gaya Tumbukan .....	47
4.3.1 Gaya Tumbukan Di Posisi 1 .....	48
4.3.2 Gaya Tumbukan Di Posisi 2.....	49

4.3.3 Gaya Tumbukan Di Posisi 3 .....	50
4.4 Kekakuan Energi Mekanik Tumbukan .....	51
4.5 Perhitungan Gaya Pegas .....	52
4.5.1 Perhitungan Kekuatan Pegas .....	55
4.6 Perencanaan Dan Perhitungan Struktur .....	58
4.6.1 Perhitungan Struktur Bagian 1 .....	58
4.6.2 Perhitungan Struktur Bagian 2 .....	64
4.7 Inersia Penampang Plat U (C Channel) .....	68
4.8 Tegangan Maksimum Yang Terjadi .....	71
3.8.1. Tegangan Maksimum Struktur Bagian 1 .....	71
3.8.2. Tegangan maksimum Struktur Bagian 2.....	71
4.9 Perhitungan Poros .....	72
4.9.1 Gaya Flywheel Terhadap Poros .....	74
4.9.2 Bidang Poros Horizontal.....	74
4.9.3 Bidang Poros Vertikal .....	77
4.9.4 Diagram Momen Dan Geser Horizontal .....	81
4.9.5 Diagram Momen Dan Geser Vertikal .....	82
4.9.6 Momen Terbesar Poros .....	83
4.9.7 Momen Torsi poros .....	83
4.9.8 Bahan Poros .....	83
4.10 Analisa Numerik Struktur .....	84
4.10.1 Analisa Numerik Struktur Bagian 1 .....	84
4.10.2 Analisa Numerik Struktur Bagian 2.....	87

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan .....	91
5.2 Saran.....	92

## DAFTAR PUSTAKA.....93

## LAMPIRAN

## BIODATA

( Halaman ini sengaja dikosongkan )

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1.</b> Harga Faktor Keamanan Beberapa Material .....	23
<b>Table 2.2.</b> Baja Paduan Untuk Poros .....	26
<b>Tabel 4.1.</b> Total massa konstruksi penumbuk .....	47
<b>Table 4.2.</b> Total massa di struktur bagian 1 .....	58
<b>Tabel 4.3.</b> gaya momen pada potongan 1 .....	61
<b>Table 4.4.</b> gaya momen pada potongan 2 .....	63
<b>Tabel 4.5.</b> total massa pada struktur bagian 2.....	65

( halaman ini sengaja dikosongkan )

## DAFTAR SIMBOL

$t$	= Waktu
$r$	= Jari-jari
$s$	= Jarak
$v$	= Kecepatan
$P$	= Daya
$n$	= putaran
$\omega$	= kecepatan sudut
$L_0$	= Panjang Awal Pegas
$L_t$	= Panjang Akhir Pegas
$\Delta x$	= Selisih $L_0$ dengan $L_t$
$W$	= Beban
$F$	= Gaya
$F_s$	= Gaya Gesek
$\theta$	= sudut
$E$	= Energi
$m$	= Massa
$g$	= Percepatan Gravitasi
$h$	= ketinggian
$C$	= Spring Indeks
$c$	= Jarak dari sumbu netral ke titik yang diperhatikan
$D$	= Diameter luar kawat
$d$	= Diameter
$K$	= Faktor Tegangan Wahl
$k$	= konstanta pegas
$T$	= Torsi
$Z_p$	= Momen Tahanan Puntir Kawat Pegas
$\tau$	= Tegangan Geser
$\delta$	= Defleksi
$H$	= Tinggi Balok
$B$	= Lebar Balok
$A$	= Luasan
$I$	= Inersia
$\sigma$	= Tegangan
$\mu k$	= koefisien gesek

$M_b$	= Momen Bending
$M$	= Momen
$V$	= Gaya Geser
$M_t$	= Momen Torsi
$P$	= Daya
$N$	= Putaran
$K_s$	= Shear stress Factor
$S_{yp}$	= Strengt yield point
$S_f$	= Safety Factor
$G$	= modulus geser
$V$	= Internal Shear
$Q$	= First Momen Of Area
$Z$	= Modulus Permukaan
$d_s$	= Diameter Poros (inch )
$d_i$	= diameter dalam poros yang berlubang (inch)
$d_o$	= diameter luar poros berlubang (inchi)
$E_k$	= energi kinetik
$E_p$	= energy potensial

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1.</b> Tumbuka Lenting Sebagian .....	6
<b>Gambar 2.2.</b> Gerak Translasi .....	6
<b>Gambar 2.3.</b> Gerak Rotasi.....	7
<b>Gambar 2.4.</b> Posisi TMA Dan TMB .....	8
<b>Gambar 2.5.</b> Pegas Tekan .....	11
<b>Gambar 2.6.</b> Tumpuan Sendi Atau Engsel.....	14
<b>Gambar 2.7.</b> Tumpuan Rol.....	15
<b>Gambar 2.8.</b> Penampang Plat C Channel .....	16
<b>Gambar 2.9.</b> Tegangan Pada Balok.....	17
<b>Gambar 2.10.</b> Batang Prismati Yang Dibebani Gaya Aksial....	18
<b>Gambar 2.11.</b> Gaya Tarik Aksial .....	19
<b>Gambar 2.12.</b> Gaya Tekan Aksial.....	20
<b>Gambar 2.13.</b> Batang mengalami Tegangan Geser .....	21
<b>Gambar 2.14.</b> Akibat Momen Bending Pada Pipa .....	22
<b>Gambar 2.15.</b> Contoh Hasil Meshing .....	32
<b>Gambar 2.16.</b> Contoh Boundary Condition Pada Ansys .....	33
<b>Gambar 3.1.</b> Diagram alir penelitian secara umum .....	35
<b>Gambar 3.2.</b> Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Gaya Tumbukan.....	39
<b>Gambar 3.3.</b> Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Pegas .....	40
<b>Gambar 3.4.</b> Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Struktur.....	41
<b>Gambar 3.5.</b> Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Poros .....	42
<b>Gambar 3.6.</b> Sket Mesin .....	43
<b>Gambar 4.1.</b> Hammer.....	45
<b>Gambar 4.2.</b> Posisi Titik Mati Atas (TMA) Dan Titik Mati Bawah (TMB) .....	46
<b>Gambar 4.3.</b> Diagram benda bebas tuas posisi 1 .....	48
<b>Gambar 4.4.</b> Diagram benda bebas tuas posisi 2 .....	49
<b>Gambar 4.5.</b> Diagram benda bebas tuas posisi 3 .....	50
<b>Gambar 4.6.</b> Tuas pegas posisi Lo dan Lt.....	52

<b>Gambar 4.7.</b>	Diagram benda bebas tuas pengangkat .....	53
<b>Gambar 4.8.</b>	Pegas tekan.....	55
<b>Gambar 4.9.</b>	Analisa Struktur bagian 1 .....	59
<b>Gambar 4.10.</b>	Diagram benda bebas strktur bagian 1 .....	59
<b>Gambar 4.11.</b>	Diagram benda bebas potongan 1 .....	61
<b>Gambar 4.12.</b>	Diagram benda bebas Potongan 2 .....	62
<b>Gambar 4.13.</b>	Diagram gaya geser struktur Bagian 1 .....	63
<b>Gambar 4.14.</b>	Diagram gaya momen struktur bagian 1 .....	64
<b>Gambar 4.15.</b>	Analisa Struktur bagian 1 .....	64
<b>Gambar 4.16.</b>	Diagran benda bebas struktur bagian 2 .....	65
<b>Gambar 4.17.</b>	Potongan 1 struktur bagian 2.....	66
<b>Gambar 4.18.</b>	Potongan 2 struktur bagian 2.....	67
<b>Gambar 4.19.</b>	Diagram Gaya Geser Struktur bagian 2 .....	68
<b>Gambar 4.20.</b>	Diagram Gaya momen struktur bagian 2 .....	68
<b>Gambar 4.21.</b>	Penampang Plat C Channel .....	69
<b>Gambar 4.22.</b>	Diagram benda Bebas poros.....	72
<b>Gambar 4.23.</b>	Gaya Pada Pulley Terhadap poros .....	73
<b>Gambar 4.24.</b>	Diagram Benda bebas Flywheel.....	74
<b>Gambar 4.25.</b>	Diagram Benda bebas poros bidang horizontal..	74
<b>Gambar 4.26.</b>	Potongan 1 poros horizontal.....	75
<b>Gambar 4.27.</b>	Potongan 2 poros horizontal.....	76
<b>Gambar 4.28.</b>	Potongan 3 poros horizontal.....	76
<b>Gambar 4.29.</b>	Diagram benda bebas vertikal .....	77
<b>Gambar 4.30.</b>	Potongan poros vertikal.....	78
<b>Gambar 4.31.</b>	Potongan 1 poros vertikal.....	78
<b>Gambar 4.32.</b>	Potongan 2 poros vertikal.....	79
<b>Gambar 4.33.</b>	Potongan 3 poros vertical.....	80
<b>Gambar 4.34.</b>	Diagram momen horisontal .....	81
<b>Gambar 4.35.</b>	Diagram geser horisontal .....	81
<b>Gambar 4.36.</b>	Diagram momen vertikal.....	82
<b>Gambar 4.37.</b>	Diagram gesr vertikal .....	82
<b>Gambar 4.38.</b>	Geometri struktur bagian 1.....	85
<b>Gambar 4.39.</b>	Meshing struktur bagian 1.....	85
<b>Gambar 4.40.</b>	Free support struktur bagian 1.....	86
<b>Gambar 4.41.</b>	Fix support struktur bagian 1 .....	86

<b>Gambar 4.42.</b> Tegangan Pada struktur bagian 1 .....	87
<b>Gambar 4.43.</b> Geometri struktur bagian 2 .....	88
<b>Gambar 4.44.</b> Meshing struktur bagian 2 .....	88
<b>Gambar 4.45.</b> Free support struktur bagian 2 .....	89
<b>Gambar 4.46.</b> Fix support struktur bagian 2 .....	89
<b>Gambar 4.47.</b> Tegangan pada struktur bagian 2 .....	90

( halaman ini sengaja dikosongkan )

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Dengan semakin majunya perkembangan teknologi di era globalisasi. Masih banyak usaha kecil kerajinan keris yang memproduksi keris , yang masih menggunakan cara manual dan tradisional, yaitu besi yang dipanaskan kemudian dipukul dengan tangan menggunakan palu. Cara tempa seperti ini terkadang membutuhkan waktu yang cukup lama dan tidak efisien untuk menghasilkan produk yang diinginkan. dan banyak mengalami kendala serta permasalahan yang dapat merugikan bagi produsen maupun konsumen.

Oleh karena itu, kami melakukan upaya untuk merancang membuat alat dengan teknologi terbaru yaitu mesin tempa mekanik ( power hammer ) pada pandai besi untuk produksi keris. Yang nantinya diharapkan dengan adanya mesin ini, dapat meningkatkan efisiensi waktu dan biaya serta dapat mempermudah proses pembuatannya sehingga menghasilkan produk yang berkualitas.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Dalam perencanaan mesin tempa mekanik (Power Hammer) ini muncul permasalahan yaitu :

1. Bagaimana merencanakan dan menghitung gaya tumbukan pada mesin power hammer ?
2. Bagaimana menghitung dan menganalisa tegangan yang terjadi pada struktur mesin power hammer ?
3. Bagaimana menghitung tegangan dan defleksi pegas pada mesin power hammer ?
4. Bagaimana menentukan diameter poros yang sesuai dengan mesin power hammer?

### **1.3 Batasan Masalah**

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan masalahnya yaitu:

1. Pembahasan ada pada gaya yang bekerja pada proses tempa (forging). Dimana hasil benda kerja (keris) tidak dibahas atau dijelaskan dalam bab ini.
2. Kekuatan dan sambungan las tidak di bahas.
3. Tidak dilakukan perhitungan terhadap getaran yang terjadi pada mesin.
4. Faktor waktu pada saat operasi, seperti saat penyetingan, saat pergantian benda kerja, tidak diperhitungkan.
5. Kapasitas produksi diabaikan.
6. Perhitungan tranmisi tidak dibahas.
7. Tidak membahas tentang biaya produksi
8. Tidak membahas reaksi kimia yang terjadi
9. Tidak membahas perpindahan panas
10. Mesin menggunakan kerangka baja U AISI 1035
11. Simulasi kerangka menggunakan Static Structural pada Ansys Workbench 12.1

### **1.4 Tujuan**

Tujuan yang ingin dicapai pada Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui bagaimana merencanakan besar gaya tumbukan yang terjadi pada mesin power hammer .
2. Untuk mengetahui tegangan maksimal pada struktur mesin power hammer sehingga dapat diketahui apakah mesin aman untuk digunakan.
3. Untuk mengetahui besar tegangan maksimal dan defleksi pada pegas mesin power hammer.
4. Mengetahui besar diameter poros yang sesuai untuk mesin power hammer.

## **1.5 Manfaat**

Dengan adanya perencanaan mekanisme, perhitungan, dan analisa struktur pada mesin power hammer untuk pandai besi ini diharapkan dapat membantu untuk merancang mesin power hamer sehingga dapat bekerja dan menghasilkan produk dengan berkualitas.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Untuk dapat merancang sebuah Mesin Power Hammer, maka analisa dan perancangan tersebut menggunakan langkah-langkah sebagai berikut:

### **1. Studi literatur**

Upaya ini dilakukan dengan mendapatkan data dan keterangan-keterangan melalui buku-buku atau literatur-literatur dari buku-buku yang sudah diakui kebenarannya, melalui metode ini diperoleh teori-teori yang mendasar dalam setiap pembahasan untuk menunjang perencanaan mekanisme kerja mesin.

### **2. Studi lapangan**

Studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung di lokasi pembuatan pisau . Hal ini dilakukan untuk pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

## **1.7 Sistematika Penulisan**

Sistematika yang dipakai dalam penulisan laporan ini adalah:

### **BAB I Pendahuluan**

Berisikan tentang : latar belakang, rumusan permasalahan, batasan masalah, tujuan, metodologi, sistematika penulisan dan manfaat.

### **BAB II Dasar Teori**

Membahas tentang dasar-dasar teori yang digunakan sebagai dasar perhitungan dan pemikiran.

### **BAB III Metodologi**

Membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan mesin, serta mekanisme kerja mesin tempa (forging) logam.

#### **BAB IV Perhitungan gaya**

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan elemen mesin, beserta pengujian alat.

#### **BAB V Penutup**

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakng yang nantinya digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin dan mekanika teknik yaitu perencanaan gaya dan energi tumbukan, perhitungan pegas, perhitungan struktur, perhitungan poros, dan analisa struktur dengan ansys. Dalam mesin ini menggunakan 2 prinsip kerja yaitu Power Hammer dan Mechanical Press.

#### **2.1 Perencanaan Gaya Tumbukan**

Pada Penempaan terjadi tumbukan lenting sebagian, Hukum Kekekalan Energi Kinetik tidak berlaku karena ada perubahan energi kinetik terjadi ketika pada saat tumbukan. Perubahan energi kinetik bisa berarti terjadi pengurangan Energi Kinetik atau penambahan energi kinetik. Pengurangan energi kinetik terjadi ketika sebagian energi kinetik awal diubah menjadi energi lain, seperti energi panas, energi bunyi dan energi potensial. Hal ini yang membuat total energi kinetik akhir lebih kecil dari total energi kinetik awal. Kebanyakan tumbukan yang kita temui dalam kehidupan sehari-hari termasuk dalam jenis ini, di mana total energi kinetik akhir lebih kecil dari total energi kinetik awal. Tumbukan antara kelereng, tabrakan antara dua kendaraan, bola yang dipantulkan ke lantai dan lenting ke udara, begitu juga proses penempaan. Sebaliknya, energi kinetik akhir total juga bisa bertambah setelah terjadi tumbukan. Hal ini terjadi ketika energi potensial dilepaskan. Suatu tumbukan lenting sebagian biasanya memiliki koefisien elastisitas ( $e$ ) berkisar antara 0 sampai 1. Hukum Kekekalan Momentum tetap berlaku pada peristiwa tumbukan lenting sebagian, dengan anggapan bahwa tidak ada gaya luar yang bekerja pada benda-benda yang bertumbukan. Sehingga gaya tumbukan tanpa adanya gangguan akan menimbulkan gaya momentum yang sempurna.







$$\sum F = 0 \dots\dots\dots(2.3)$$

Besarnya F sudah direncanakan, sehingga besar gaya F diuraikan searah dengan batang tuas untuk mendapatkan besar gaya tumbukan akhir yang bekerja, dengan melakukan perhitungan di 3 percobaan. perencanaan gaya awal( F ) yaitu 370, gaya ini lebih besar dari beban konstruksi penumbuk, agar mudah untuk mengangkat konstruksi tuas dan penumbuk. Pada proses tumbukan ada gaya yang terbuang akibat bentuk losses dan gaya gesek. Karena pada selubung terjadi gaya gesek kinetik maka, Gaya gesek kinetis dapat dirumuskan.

$$F_s = . N \dots\dots\dots(2.4)$$

## 2.4 Kekekalan Energi Mekanik Tumbukan

prinsip umum kerja – energi.

$$\Delta EK + \Delta EP = 0 \dots\dots\dots(2.5)$$

atau

$$(EK_2 - EK_1) + (EP_2 - EP_1) = 0 \dots\dots\dots(2.6)$$

Sekarang kita definisikan suatu besaran *E*, yang disebut energi mekanik total dari sistem, sebagai jumlah energi kinetik dan potensial pada setiap saat.

$$E = EK + EP \dots\dots\dots(2.7)$$

$$E = \frac{1}{2} . m v^2 + m . g . h \dots\dots\dots(2.8)$$

Sekarang kita dapat menuliskan kembali Persamaan sebagai

$$EK_2 + EP_2 = EK_1 + EP_1 \dots\dots\dots(2.9)$$

$$E_2 = E_1 = \text{konstan} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dari Persamaan menyatakan prinsip yang berguna dan penting mengenai energi mekanik total yaitu, bahwa energi tersebut merupakan besaran yang kekal. Energi mekanik total  $E$  tetap konstan selama tidak ada gaya luar yang bekerja :  $(E_K + E_P)$  pada titik 1 awal sama dengan  $(E_K + E_P)$  pada titik 2 berikutnya. Dengan perkataan lain, ingat Persamaan 6-11a yang menyatakan  $\Delta E_P = -\Delta E_K$ . dengan demikian jika energi kinetik  $E_K$  bertambah, maka energi potensial  $E_P$  harus berkurang dengan besar yang sama untuk mengimbangnya. Dengan demikian, total  $E_K + E_P$  tetap konstan. Ini disebut prinsip kekekalan energi mekanik untuk gaya konservatif. Jika hanya gaya – gaya konservatif yang bekerja, energi mekanik total dari sebuah sistem tidak bertambah maupun berkurang pada proses apa pun. Energi tersebut tetap konstan kekal.

*(J.L Meriam, L.G Kraige, Engineering Mechanics Dynamics, 3th Edition)*

## 2.5 Gaya Pegas Tekan

pegas kompresi adalah pegas yang terbuat dari bahan kawat elastis dan dibentuk menjadi bentuk heliks, pegas yang akan kembali ke ukuran aslinya setelah di regangkan dan dilepas. Pegas helix juga sering disebut sebagai coil springs, yaitu alat mekanis yang biasa digunakan untuk menyimpan energi dan kemudian melepaskannya, dan dari tindakan tersebut dapat menghasilkan tekanan kejutan.

Material pegas yang ideal adalah material yang memiliki kekuatan *ultimate* dan *yield* yang tinggi dan memiliki modulus elastisitas yang rendah agar memiliki kemampuan penyimpanan energy yang maksimum.

Pada pegas yang menerima beban dinamik, maka kekuatan *fatigue* merupakan hal yang penting dan utama dalam mempertimbangkan pemilihan material yang digunakan. Kekuatan ultimate dan yield yang tinggi dapat ditemui pada material dengan baja karbon yang rendah, baja karbon tinggi, baja paduan, stainless steel merupakan material yang paling banyak dipergunakan sebagai pegas. Kelemahan yang dimiliki oleh baja karbon yaitu memiliki modulus elastisitas yang tinggi sehingga kemampuan menyerap



$$C = \frac{D}{2} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$T = W \cdot \frac{D}{2} \dots\dots\dots(2.14)$$

Jika diameter kawat adalah d(mm), maka besarnya momen puntir kawat yang berkorelasi dengan tegangan geser akibat torsi (kg/mm<sup>2</sup>) dapat dihitung dari :

$$\text{Torsi} = \tau_1 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \dots\dots\dots(2.15)$$

Sehingga;

$$\tau_1 = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \frac{DW}{2} \dots\dots\dots(2.16)$$

$$= \frac{8 \cdot W \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

Sedangkan tegangan geser langsung akibat beban W adalah :

$$\tau_2 = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{4W}{\pi d^2} \dots\dots\dots(2.17)$$

Sehingga, tegangan geser maksimum yang terjadi di permukaan dalam lilitan pegas ulir adalah :

$$\tau = \frac{8 \cdot W \cdot D}{\pi \cdot d^3} + \frac{4W}{\pi d^2} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$= \frac{8 \cdot W \cdot D}{\pi \cdot d^3} + \left(1 + \frac{d}{2D}\right)$$

$$= K_s \cdot \frac{8 \cdot W \cdot D}{\pi d^3} \dots\dots\dots( 2.19)$$

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

K<sub>s</sub> = Shear stress Factor

(Tegangan hanya mempertimbangkan pembebanan langsung)

$$\tau = \frac{K8WD}{\pi d^3} \dots\dots\dots(2.20)$$

(Tegangan dengan mempertimbangkan efek lengkungan pembebanan langsung ).

$$K = \frac{4C+1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \dots\dots\dots(2.21)$$

Defleksi pegas :

$$\delta = \frac{8WD^3n}{d^4.G} \dots\dots\dots(2.22)$$

$$= \frac{8WC^3n}{d.G}$$

*(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)*

## 2.6 Perhitungan Struktur

Perhitungan struktur mesin power hammer menggunakan reaksi tumpuan dengan gaya beban statis terpusat dan merata. Dengan persamaan hukum newton I. Dengan jumlah gaya vertikal = 0 dan jumlah gaya horizontal = 0

### 2.6.1 Hukum I Newton

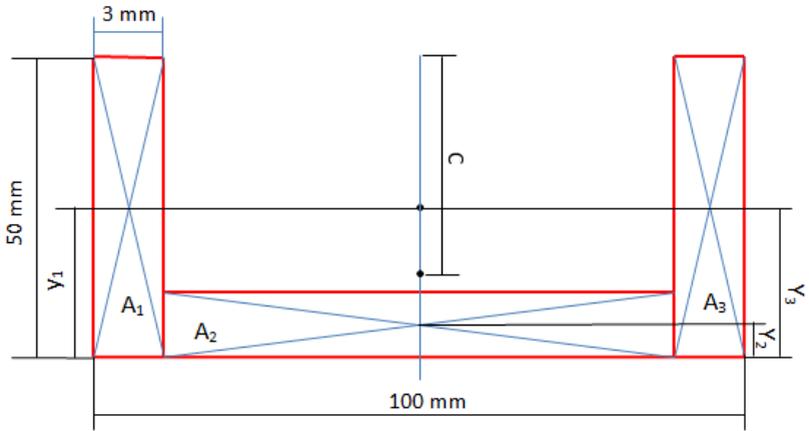
Hukum ini menyatakan bahwa jika resultan gaya (jumlah vektor dari semua gaya yang bekerja pada benda) bernilai nol, maka kecepatan benda tersebut konstan. Dirumuskan secara matematis menjadi:

$$\sum F = 0 \dots\dots\dots(2.23)$$

Dengan gaya horizontal Dan gaya vertikal sebagai berikut







**Gambar 2.8 Penampang Plat C Channel**

Pada Plat besi dengan profil U di bagi menjadi 3 bagian. Dengan dimensi sebagai berikut  $B_1=5$  dan  $H_1=50$ ,  $B_2=90$  dan  $H_2=5$ ,  $B_3=5$  dan  $H_3=50$ . perhitungan inersia pada plat C channel berfungsi untuk mencari tegangan maksimum yang terjadi yang nantinya digunakan untuk mengetahui apakah struktur kerangka yang digunakan sudah aman. Inersia pada plat c channel dapat menggunakan rumus inersia balok yaitu dapat dihitung sebagai berikut :

$$A_1 = B_1 \cdot H_1 \quad \dots\dots\dots(2.26)$$

$$A_2 = B_2 \cdot H_2 \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

$$A_3 = B_3 \cdot H_3 \quad \dots\dots\dots(2.28)$$

$$y_1 = \frac{1}{2} H_1 \quad \dots\dots\dots(2.29)$$

$$y_2 = \frac{1}{2} H_2 \quad \dots\dots\dots(2.30)$$

$$y_3 = \frac{1}{2} H_3 \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

$$\bar{y} = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3}{A_1 + A_2 + A_3} \dots\dots\dots(2.32)$$

Sehingga nilai c didapatkan sebesar :

$$c = 2y - \bar{y} \dots\dots\dots(2.33)$$

$$d_1 = y_1 - \bar{y} \dots\dots\dots(2.34)$$

$$d_2 = y_2 - \bar{y} \dots\dots\dots(2.35)$$

$$d_3 = y_3 - \bar{y} \dots\dots\dots(2.36)$$

$$I_{x_1} = \frac{bh^3}{12} + A_1 (d_1)^2 \dots\dots\dots(2.37)$$

$$I_{x_2} = \frac{bh^3}{12} + A_2 (d_2)^2 \dots\dots\dots(2.38)$$

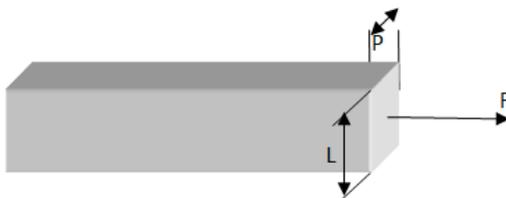
$$I_{x_3} = \frac{bh^3}{12} + A_3 (d_3)^2 \dots\dots\dots(2.39)$$

$$I_{x_{total}} = I_{x_1} + I_{x_2} + I_{x_3} \dots\dots\dots(2.40)$$

(R.C Hibbeler, *Enginering Mechanics Dynamic, 12 edition*)

## 2.8 Tegangan

Tegangan didefinisikan sebagai beban persatuan luasan penampang, dapat terjadi akibat adanya beban tarik/tekan, momen lentur (bending), geser, puntir, dan sebagainya

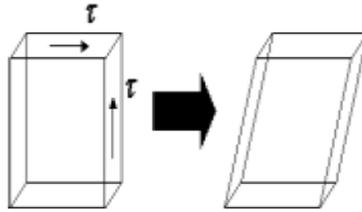


**Gambar 2.9 Tegangan Pada Balok**









**Gambar 2.13 Batang Mengalami Tegangan Geser**  
 (Sumber : Farid F, UI)

### 2.8.5 Tegangan Bending

$$\sigma_y = \frac{M_b \cdot c}{I} \dots\dots\dots(2.45)$$

Keterangan :

- M<sub>b</sub> : Momen bending pada sebuah penampang
- c : Jarak dari sumbu netral ke titik yang diperhatikan
- I : Momen inersia

Tegangan ini disebut tegangan bending (*bending stress*). Tegangan ini paling besar jika c = R<sub>0</sub>.

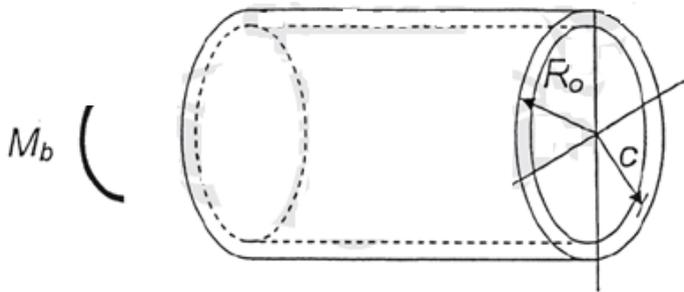
$$\sigma_y = \frac{M_b \cdot c}{I} = \frac{M_b \cdot c}{Z} \dots\dots\dots( 2.46)$$

Keterangan :

- c : Radius Luar pipa
- Z : Modulus permukaan
- : I / c

Pada referensi lain Z dapat pula di misalkan S.

(R. C. Hibbeler, 2009 *Mechanics of Material*, 3th Edition)



**Gambar 2.14 Akibat Momen Bending Pada Pipa**

**2.8.6 Hubungan Tegangan Dan Faktor keamanan ( SF )**

Faktor keamanan didefinisikan sebagai berikut :

- a. Perbandingan antara tegangan maksimum dan tegangan kerja aktual atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{kerja}} \dots\dots\dots(2.47)$$

- b. Perbandingan tegangan luluh  $\sigma_y$  dengan tegangan kerja atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_y}{\sigma_{kerja}} \dots\dots\dots(2.48)$$

- c. Perbandingan tegangan ultimate dengan tegangan kerja atau tegangan ijin

$$SF = \frac{\sigma_{uts}}{\sigma_{kerja}} \dots\dots\dots(2.49)$$

Dalam desain konstruksi mesin, besarnya angka keamanan harus lebih besar dari satu. Faktor keamanan diberikan agar desain konstruksi dan komponen mesin dengan tujuan agar desain tersebut mempunyai ketahanan terhadap bebabn yang diterima.



cakra tali, puli sabuk mesin, piringan kabel, tromol kabel, roda jalan, dan roda gigi, dipasang berputar terhadap poros dukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros dukung yang berputar. Contoh sebuah poros dukung yang berputar, yaitu poros roda kereta api, As gardan, dan lain-lain.

### **2.9.1 Jenis Poros**

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting, Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran. Macam – macam poros :

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok sebagaimana tersebut dibawah ini :

#### **1. Poros Transmisi ( line shaft ).**

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt rantai dan sebagainya

#### **2. Spindle.**

Poros yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

#### **3. Gandar ( axle )**

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar hanya mendapat beban lentur.

#### **4. Poros ( Shaft ).**

Yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

#### **5. Poros Luwes ( Flexible shaft ).**

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

#### 6. Jack shaft

Merupakan poros pendek, biasanya dipakai pada dongkrak "jack" mobil.

*(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)*

### 2.9.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

#### (1) Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

#### (2) Kekuatan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekuatannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

#### (3). Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu

maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

(4). Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

**2.9.3 Bahan poros**

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising ( misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain ).

Poros bisa dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145,8650 dsb. Yang biasa disebut bahan komersial.Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburising, misalnya ASME :1020, 1117, 2315, 4320, 8620, atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya.Untuk poros-poros yang memiliki bentuk sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor. Pada material poros ada material khusus yang biasanya digunakan untuk pembuatan poros pejal maupun poros lubang.

**Tabel 2.2 Baja paduan untuk poros**

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja	SNC 2	-	85

<b>Khrom Nikel (JIS G4102)</b>	SND 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan Kulit	80
	SNC22	-	100
<b>Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)</b>	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan Kulit	90
	SNCM 23	-	100
<b>Baja Khrom (JIS G4104)</b>	SNCM 25	-	120
	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pengerasan Kulit	80
<b>Baja Khrom Molibden (JIS G4103)</b>	SCR 22	-	85
	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan Kulit	85
	SCM 22	-	95
SCM 23	-	100	

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 2)

#### 2.9.4 Bidang Horisontal dan Vertikal Poros

Gaya yang bekerja pada tiap titik poros dan jarak antara titik satu dan titik yang lain dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan  $\sum M = 0$  dan  $\sum F = 0$ , dimana suatu momen bending dan gaya yang bekerja pada poros pada bidang horisontal dan bidang vertikal dapat diketahui. dengan melakukan perhitungan gaya dan momen bending maka dibuat suatu bidang lintang/gaya untuk mengetahui perhitungan diatas sudah benar atau belum dan untuk membantu membuat suatu diagram bidang momen.

Dari hasil analisa bahan poros yang diketahui, maka kemudian akan diperoleh *yield point* (Syp) pada lampiran, dari data tersebut kemudian dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus perhitungan:

$$\tau_{max} = \frac{0,58Syp}{N} \dots\dots\dots( 2.50)$$

Keterangan :

- $\tau_{max}$  : tegangan geser maximum pada poros (Psi)
  - Syp : Strength Yield Point (Psi)
  - N : angka keamanan
- ( Sularso, Kiyokatsu Suga; 2002. )

$$\tau_{maks} \geq \frac{5,1}{D^3} \sqrt{Mc^2 + T^2} \dots\dots\dots(2.51)$$

Keterangan :

- $\tau_{max}$  :Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (psi)
- Mc : Momen bending pada poros (lb.in)
- T : Torsi yang terjadi pada poros (lb.in)
- D : Diameter poros (inch)

( Sularso, Kiyokatsu Suga; 2002 )

Setelah tegangan maksimum dan Syp diketahui, maka akan ditentukan bahan poros yang sesuai dengan tegangan geser dan Syp yang terbesar dari poros yang direncanakan.

### 2.9.5 Momen Resultan Pada Poros

Untuk mencari momen resultan pada poros maka momen bending arah vertikal dan horizontal dimasukkan kedalam persamaan sebagai berikut :

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots( 2.52)$$

Keterangan :

- $M_r$  = Momen resultan pada poros ( kg.mm )
- $M_h$  = Momen pada bidang horizontal ( kg.mm )
- $M_v$  = Momen pada bidang vertikal ( kg.mm )

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 2002 )

### 2.9.6 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Dengan melihat metarial properties maka diameter poros dapat di tentukan.Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi,tegangan kombinasi,dan sebagainya. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan, maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (Mt) dibagi dengan momen tahanan puntir (Wt).dalam perncanaan poros tidak dilakukan perhitungan tegangan,tetapi hanya untuk menentukan diameter poros.

( Sularso, Kiyokatsu Suga; 2002. )

$$Mt = 63.000 \frac{P}{n} \dots\dots\dots( 2.53)$$

Keterangan :

- Mt = momen torsi (lbf.inch)
- N = daya yang ditransmisikan (HP)
- n = putaran poros (rpm)
- ds = diameter poros (inch)

(Aaron, Deutschman, 1975: Machine Design Theory and Practice , hal. 338)

### 2.9.7 Poros dengan beban Momen Bending dan Momen Puntir Konstan.

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui : belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan porosakan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \dots\dots\dots(2.54)$$

$$\sigma_x = \frac{32}{\pi \cdot d_s^3} \text{ dan } \tau = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_s^3} \text{ (untuk poros pejal) } \dots\dots\dots(2.55)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_o^3 \left(1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)} \dots\dots\dots(2.56)$$

Dari persamaan diatas maka dapat dicari ukuran diameter poros yang sesuai untuk mesin power hammer dengan hasil tegangan yang terjadi pada poros dan syarat aman diameter poros dapat dinyatakan dengan persamaan:

#### a. Pada poros pejal

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot d_s^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_s^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \dots\dots\dots(2.57)$$

Kemudian Diameter poros dapat dicari dengan persamaan 2.58 sebagai berikut

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 \cdot Mb^2 + 16^2 \cdot Mt^2}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot Syp}{sf}\right)^2}} \dots\dots\dots(2.58)$$

Keterangan :

- ds = diameter poros (inch)
- di = diameter dalam poros yang berlubang (inch)
- do = diameter luar poros berlubang (inchi)
- Mb = momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in)
- Mt = momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in)

(Aaron, Deutschman, 1975: Machine Design Theory and Practice , hal. 338)

## 2.10 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang menyangkut pada tegangan struktur, natural frekuensi yang bertujuan untuk menyelesaikan masalah - masalah dalam bidang industri. Ada 4 tipe analisa *engineering* yang biasa dilakukan dengan menggunakan (*Finite Element Method*) FEM, yaitu :

- a. *Struktural* , terdiri dari model linier dan non-linier. Linier menggunakan parameter yang sederhana dan mengasumsikan bahwa material tidak terdeformasi secara plastis. Non-linier cenderung menekankan pada pemberian beban hingga melampaui kemampuan elastis suatu material. Pada analisa ini umumnya digunakan pembebanan *statis*, yang bisa berupa beban akibat dari gaya, beban suatu benda, orang, dan berat dari struktur itu sendiri
- b. Getaran, digunakan untuk menguji suatu desain terhadap sebuah getaran acak, beban kejut, dan impact. Masing - masing hal yang disebutkan tersebut bisa terjadi dan mempengaruhi frekuensi natural dari benda, yang akan menyebabkan resonansi, dan pada akhirnya kegagalan.





sangat besar, tidak hanya itu tetapi juga dipengaruhi oleh fix support atau bagian yang menumpu. dengan penumpu semakin banyak maka besar tegangan juga akan semakin kecil. semakin besar luasan tegangan akan semakin kecil.

### ***2.10.3 Property of Material***

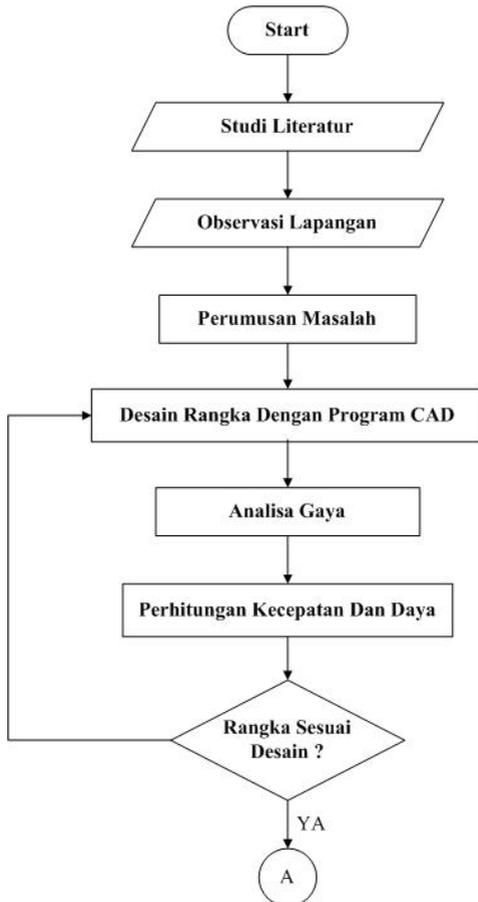
Dalam merancang suatu struktur, harus ditetapkan prosedur pemilihan suatu material yang sesuai dengan kondisi aplikasinya. Kekuatan bahan sangat berpengaruh terhadap hasil dari simulasi. Selain itu juga kekuatan bahan dapat di jadikan acuan pembandingan terhadap tegangan yang terjadi di hasil simulasi. Dengan membandingkan kekuatan material dengan tegangan yang terjadi pada di hasil simulasi, dapat diambil kesimpulan gagal tidaknya rancangan yang sudah di buat.

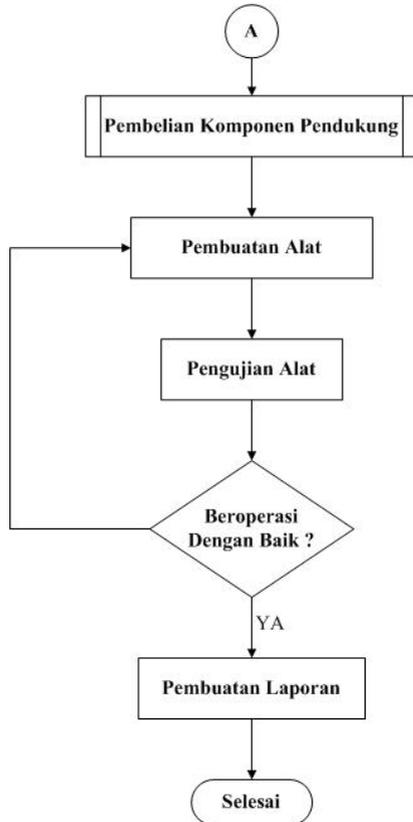
*(<http://www.imechanica.org>)*

## BAB III METODOLOGI

### 3.1. Diagram Alir Penelitian Secara Umum

Metode yang digunakan dalam suatu analisa harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam tugas akhir ini digunakan metode simulasi yang dapat diuraikan seperti diagram alir berikut ini:





**Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas akhir**

Tahapan Proses Pengerjaan Tugas Akhir Perencanaan mekanisme Dan Analisa Struktur Pada Mesin Power Hammer Untuk Pandai Besi.

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

**1. Studi literatur**

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai

perencanaan mesin tempa ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survei mengenai komponen-komponen di pasaran. agar nantinya dapat membantu dalam proses pembuatan alat yang efisien dan efektif.

## **2. Observasi Lapangan**

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang berkaitan dalam pembuatan mesin power hammer, yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

## **3. Perumusan Masalah**

Pada perumusan masalah meliputi perancangan bagaimana mendesain rangka mesin power hammer yang sesuai dengan dimensi benda kerja yang akan ditempa, serta mempunyai struktur yang mampu menahan beban yang diberikan sehingga didapat rangka yang aman.

## **4. Desain Rangka**

Pada proses ini, meliputi proses mendesain dengan program bantu CAD dan solidwork. Dengan fasilitas ini diharapkan bentuk desain semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan dan tidak terjadi kesalahan dalam dimensi alat.

## **5. Perencanaan dan perhitungan**

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin power hammer untuk produksi keris dengan tujuan. Untuk membantu proses penempaan pada UKM pembuatan keris, sehingga lebih efisien tenaga dan waktu.

## **6. Pembuatan Alat**

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan dan pengerjaan .untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

## **7. Uji peralatan**

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam satu kali proses tempa, sehingga dapat diketahui kapasitas produk yang dihasilkan selama 1 jam.

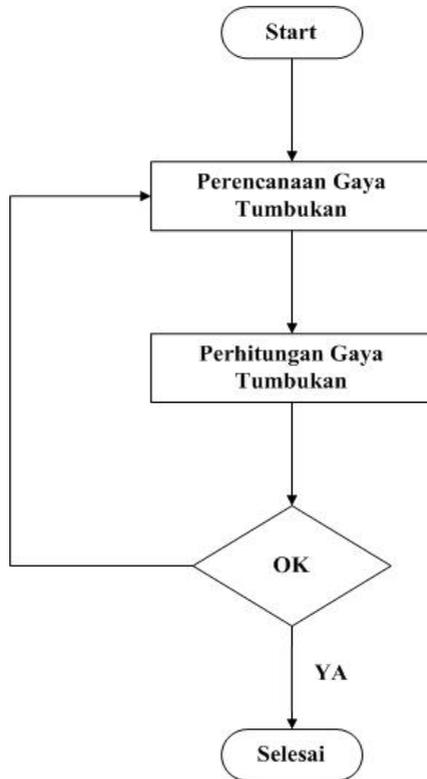
## **8. Pembuatan laporan**

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin tempa logam, yaitu dengan melakukan penelitian dan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

## **9. Selesai**

### **3.2 Diagram Alir Penelitian Perencanaan dan perhitungan gaya tumbukan pada mesin power hammer**

Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses perencanaan dan perhitungan gaya tumbukan yang bekerja pada mesin power hammer sehingga didapatkan besar gaya yang nantinya akan digunakan untuk melakukan penempaan benda kerja sesuai dengan kebutuhan. dan menghasilkan benda kerja dengan kualitas yang baik.



**Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Gaya Tumbukan**

### 1. Perencanaan Gaya Tumbukan

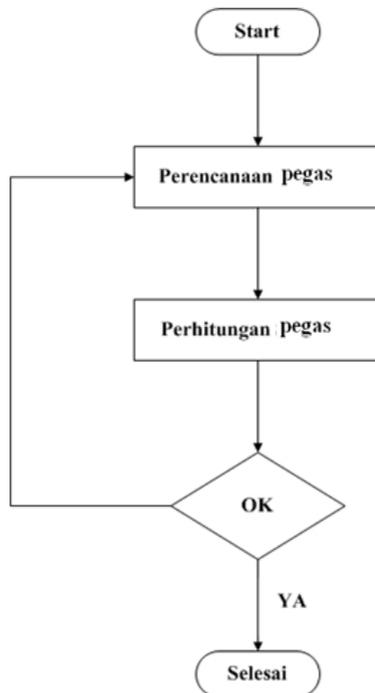
Pada bagian ini akan dilakukan perencanaan besarnya gaya tumbukan pada mesin power hammer yang nantinya digunakan untuk proses penempaan material benda kerja berupa logam baja. dengan tujuan gaya yang dihasilkan dari proses penempaan sesuai dengan kriteria yang diinginkan sehingga menghasilkan benda kerja dengan kualitas yang baik.

## 2. Perhitungan Gaya Tumbukan

Setelah menentukan dan merencanakan gaya tumbukan yang terjadi, maka dilakukan perhitungan untuk mengetahui apakah gaya yang direncanakan sesuai. Dengan mengacu pada perhitungan elemen mesin dan kinematika dinamika.

### 3.3 Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Pegas Pada Mesin Power Hammer .

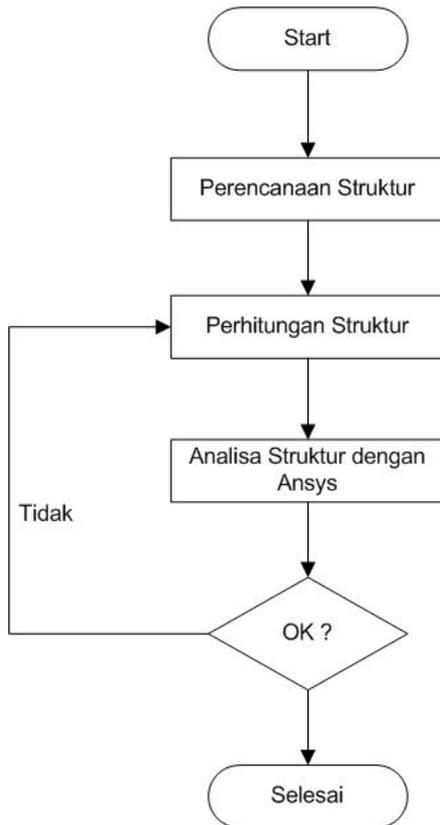
Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses Perencanaan dan perhitungan pegas yang dibutuhkan pada mesin tempa mekanik (power hammer ). Sehingga dengan pegas yang sesuai. Diharapkan mesin dapat berjalan dengan baik dan aman.



*Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan dan Perhitungan Pegas*

### 3.4 Diagram Alir Untuk Perencanaan Dan Perhitungan Struktur Pada Mesin Power Hammer.

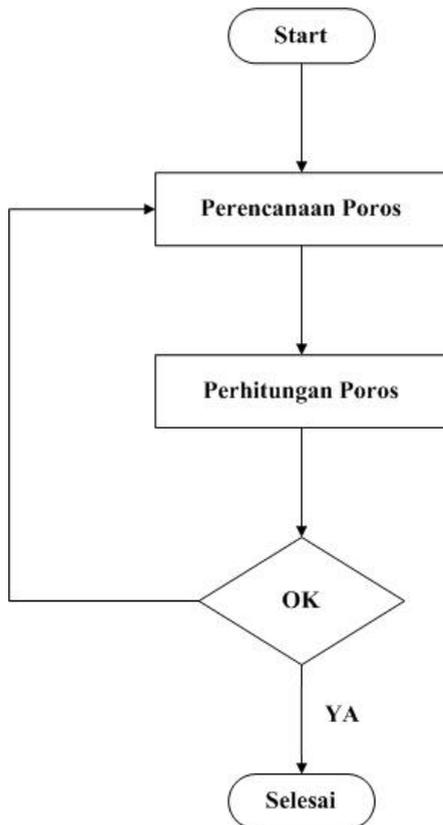
Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses Perencanaan dan perhitungan struktur kerangka pada mesin tempa mekanik (power hammer). Serta analisa menggunakan simulasi dengan Ansys, Sehingga dapat ditentukan bentuk kerangka yang sesuai. Dan diharapkan mesin dapat berjalan dengan baik dan aman.



**Gambar 3.4 Diagram Alir Perencanaan Dan Perhitungan Struktur**

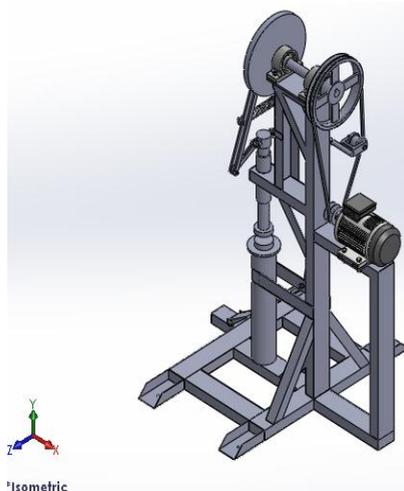
### 3.5 Diagram Alir Untuk Perencanaan Dan Perhitungan Poros Pada Mesin Power Hammer.

Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses Perencanaan dan perhitungan untuk menentukan besar diameter poros yang akan digunakan pada mesin tempa mekanik (power hammer). Sehingga dengan dimensi poros yang sesuai. Diharapkan mesin dapat berjalan dengan lancar, baik dan aman.



*Gambar 3.5 Diagram Alir Perencanaan dan Perhitungan poros*

### 3.6 Prosedur Tempa Menggunakan Power Hammer.



**Gambar 3.6 Sket Mesin**

Setelah mesin power hammer selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses tempa (forging) dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Benda kerja berupa plat baja dan campuran bahan untuk pembuatan keris yang telah dipotong dengan dimensi persegi panjang dengan panjang  $150\text{mm}$  dan lebar  $20\text{mm}$  dan tebal  $10\text{mm}$ .
2. Benda kerja yang sudah dipanaskan hingga temperature austenit diletakkan diatas meja, motor listrik diputar ditransmisikan oleh belt dan pulley menggerakkan flywheel agar bisa menarik kontruksi tuas pengangkat dan menurunkan baja penumbuk, sehingga melakukan penempaan dengan berulang-ulang untuk membuat pamor keris.

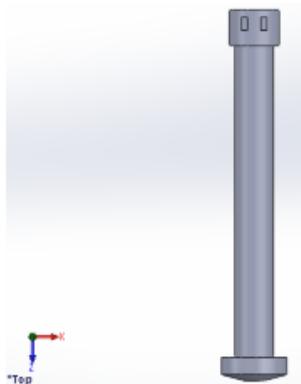
3. Setelah pamor sudah terbentuk dan dianggap sudah cukup, ambil plat yang sudah ditempa dan matikan mesin.
4. Apabila pada waktu penempaan, material benda kerja menjadi keras maka perlu dipanaskan dan di tempa lagi.
5. Selesai.

## BAB IV

### PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

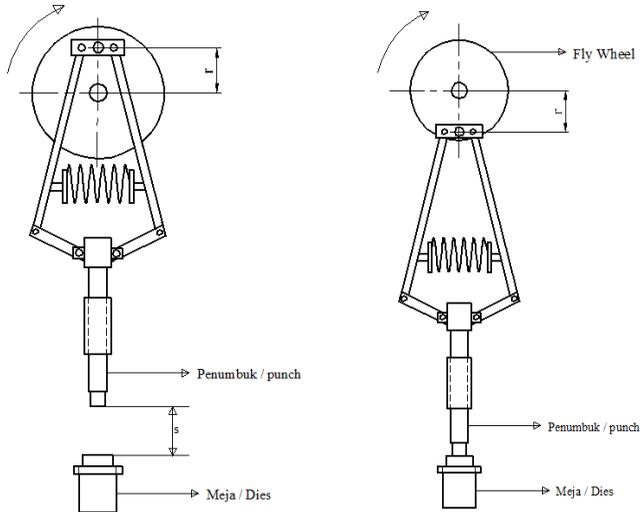
#### 4.1 Perencanaan Gaya Tumbukan

Pada bab ini akan membahas tentang perhitungan dan perencanaan mesin penempa logam, antara lain menghitung kecepatan flywheel, menghitung gaya yang dihasilkan untuk melakukan penempaan material benda kerja, menghitung gaya dan tegangan maksimal pada struktur mesin power hammer. berbekal dari perhitungan elemen mesin dan mekanika teknik. Mesin power hammer mempunyai tuas pengangkat yang berfungsi untuk mengangkat penumbuk berbentuk silinder dengan massa 20 kg, panjang 480 mm, tuas pengangkat terbuat dari plat strip dengan ketebalan 10 mm . mempunyai massa 2 kg. perhitungan gaya tumbukan pada mesin power hammer sangat penting karena sistem mekanik dapat berjalan dengan baik dan aman. Pada umumnya di UKM pembuatan keris menggunakan tangan dalam proses tempa. Dan menghasilkan gaya tempa yang sangat kecil. Sehingga membutuhkan banyak waktu dan tenaga. Diharapkan dari hasil perhitungan gaya tumbukan yang dihasilkan lebih besar dari pada tumbukan menggunakan tangan.



*Gambar 4.1 Hammer*

## 4.2 Gerakan Translasi Dan Rotasi



**Gambar 4.2 Posisi Titik Mati Atas (TMA) dan Titik Mati Bawah (TMB)**

Untuk menghitung kecepatan rotasi digunakan Prinsip kerja dan energy:

$$(E_1) + (U_{1-2}) = (E_2) \dots\dots\dots(2.1)$$

Perhitungan kecepatan menggunakan prinsip kerja dan energi :

Mencari momen inersia flywheel berbentuk silinder pejal :

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot (0,10)^2 \\ &= 0,1 \text{ kg m}^2 \end{aligned}$$

Kemudian menghitung energi yang digunakan untuk mengetahui besar kecepatan sudut

$$\begin{aligned} E_2 &= \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot \omega^2 \end{aligned}$$

$$= 0,05 \omega^2$$

Kerja pada putaran flywheel adalah

$$\begin{aligned} \Delta y &= 0,1 \text{ m} - 0,1 \cos 180 \\ &= 0,2 \text{ m} \end{aligned}$$

Prinsip kerja dan energi

$$\begin{aligned} (E_1) + (U_{1-2}) &= (E_2) \\ 0 + 20 \text{ kg} (0,2 \text{ m}) &= 0,05 \omega^2 \\ \omega &= 9,94 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Sehingga kecepatan penumbuk dapat dihitung dengan persamaan (2.14)

$$\begin{aligned} v &= \omega \times r \\ &= 9,94 \times 0,10 \\ &= 0,994 \text{ m/s} \end{aligned}$$

### 4.3 Perhitungan Gaya Tumbukan

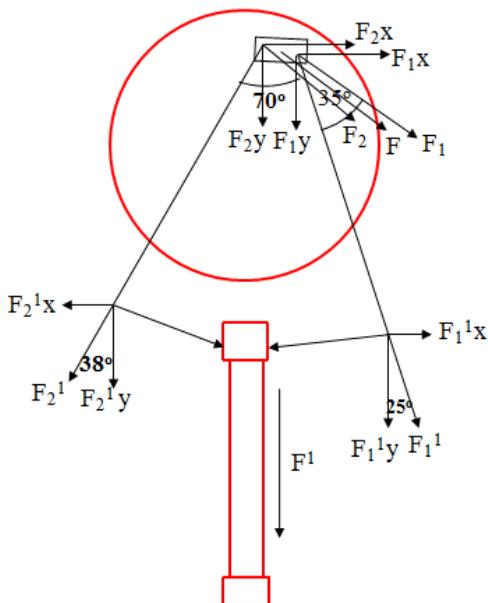
Dari total massa pada konstruksi yang digerakkan oleh flywheel. Direncanakan gaya sebesar 370 N.

**Tabel 4.1 Total Massa Konstruksi Penumbuk**

No	Nama Part	Jumlah	Massa (kg)	Keterangan
1	baja Penumbuk	1	20	solidwork
2	Pegas	1	0,5	catalog
3	Tuas pengangkat	3	5	Solidwork
4	Poros tuas pengangkat	1	0,5	solidwork
<b>Jumlah</b>			21	

Berdasarkan bahan dan bentuk konstruksi tuas, gaya tumbukan yang telah direncanakan tidak akan 100% sempurna. dan dikurangi gaya gesekan pada selubung. Sehingga gaya yang dihasilkan akan lebih kecil dari besar gaya perencanaan.

### 4.3.1 Gaya Tumbukan Di Posisi 1



**Gambar 4.3 Diagram Benda Bebas Tuas Posisi 1**

Besar  $F$  pada tuas poros pengangkat dibagi oleh 2 bagian yaitu  $F_1$  dan  $F_2$

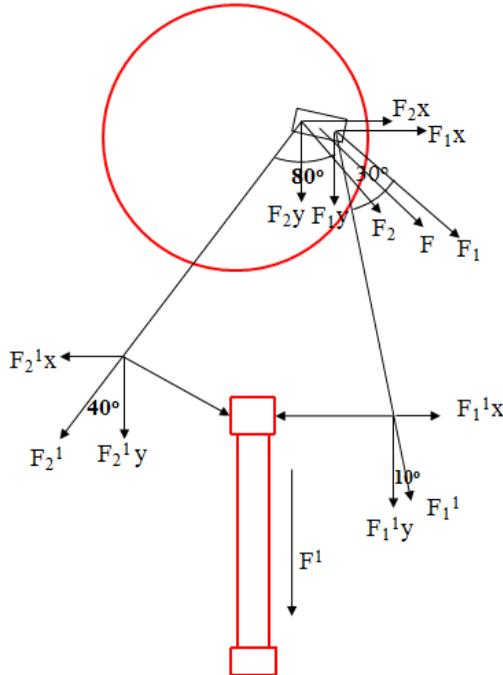
$F_1 = 185 \text{ N}$	$F_2 = 185 \text{ N}$
$F_1^1 = F_1 \cos 35^\circ$	$F_2^1 = F_2 \cos 70^\circ$
$= 185 \cos 35^\circ$	$= 185 \cos 70^\circ$
$= 151 \text{ N}$	$= 63,27 \text{ N}$
$F_1^1x = F_1^1 \sin 25^\circ$	$F_2^1x = F_2^1 \sin 38^\circ$
$= 151 \sin 25^\circ$	$= 63,27 \sin 38^\circ$
$= 63,81 \text{ N}$	$= 38,95 \text{ N}$
$F_1^1y = F_1^1 \cos 25^\circ$	$F_2^1y = F_2^1 \cos 38^\circ$
$= 151 \cos 25^\circ$	$= 63,27 \cos 38^\circ$
$= 136,85 \text{ N}$	$= 49,85 \text{ N}$

$$\sum \downarrow + Fy = F_1^1y + F_2^1y$$

$$= 136,85 \text{ N} + 49,85 \text{ N}$$

$$= 186,7 \text{ N}$$

### 4.3.2 Gaya Tumbukan Di Posisi 2



**Gambar 4.4 diagram benda bebas tuas posisi 2**

$$\sum F = 370$$

$$F_1 = 185 \text{ N}$$

$$F_1^1 = F_1 \cos 30^\circ$$

$$= 160,21 \text{ N}$$

$$F_1^1x = F_1^1 \sin 10^\circ$$

$$= 160,21 \sin 10^\circ$$

$$= 27,82 \text{ N}$$

$$F_1^1y = F_1^1 \cos 10^\circ$$

$$= 157,77 \text{ N}$$

$$\sum F = F_1 + F_2$$

$$F_2 = 185 \text{ N}$$

$$F_2^1 = F_2 \cos 80^\circ$$

$$= 32,12 \text{ N}$$

$$F_2^1x = F_2^1 \sin 40^\circ$$

$$= 32,12 \sin 40^\circ$$

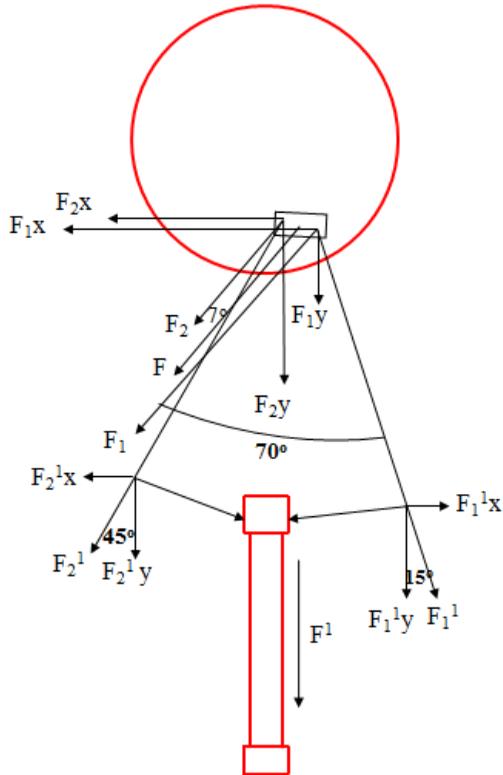
$$= 20,64 \text{ N}$$

$$F_2^1y = F_2^1 \cos 40^\circ$$

$$= 24,60 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 \Sigma \downarrow +Fy &= F_1^1y + F_2^1y \\
 &= 157,77 \text{ N} + 24,60 \text{ N} \\
 &= 182,37 \text{ N}
 \end{aligned}$$

### 4.3.3 Gaya Tumbukan Di Posisi 3



**Gambar 4.5 diagram benda bebas tuas posisi 3**

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= F_1 + F_2 \\
 \Sigma F &= 370
 \end{aligned}$$

$F_1$	$= 185 \text{ N}$	$F_2$	$= 185 \text{ N}$
$F_1^1$	$= F_1 \cos 70^\circ$	$F_2^1$	$= F_2 \cos 7$
	$= 63,27 \text{ N}$		$= 183,6 \text{ N}$

$$\begin{aligned}
 F_1^1x &= F_1^1 \sin 15^\circ & F_2^1x &= F_2^1 \sin 45^\circ \\
 &= 16,37 \text{ N} & &= 129,82 \text{ N} \\
 F_1^1y &= F_1^1 \cos 15^\circ & F_2^1y &= F_2^1 \cos 45^\circ \\
 &= 61,11 \text{ N} & &= 129,82 \text{ N} \\
 \Sigma \downarrow +Fy &= F_1^1y + F_2^1y \\
 &= 61,11 \text{ N} + 129,82 \text{ N} \\
 &= 201,82 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi besar gaya tumbukan terbesar ketika tuas diposisi ketiga yaitu 201,82 N. Besar gaya gesek pada selubung dapat dihitung dengan rumus (2.4)

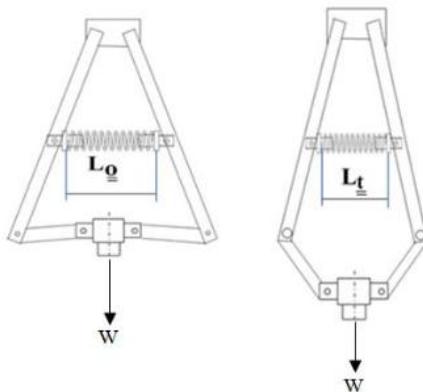
$$\begin{aligned}
 F_s &= \mu k \cdot N & \dots\dots\dots(2.4) \\
 &= (0,03) (201,82) \\
 &= 6,05 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Maka gaya tumbukan total adalah

$$\begin{aligned}
 F_{\text{total}} &= F_{\text{tumbukan}} - F_s \\
 &= 195,77 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### 4.5 Perhitungan Gaya Pegas

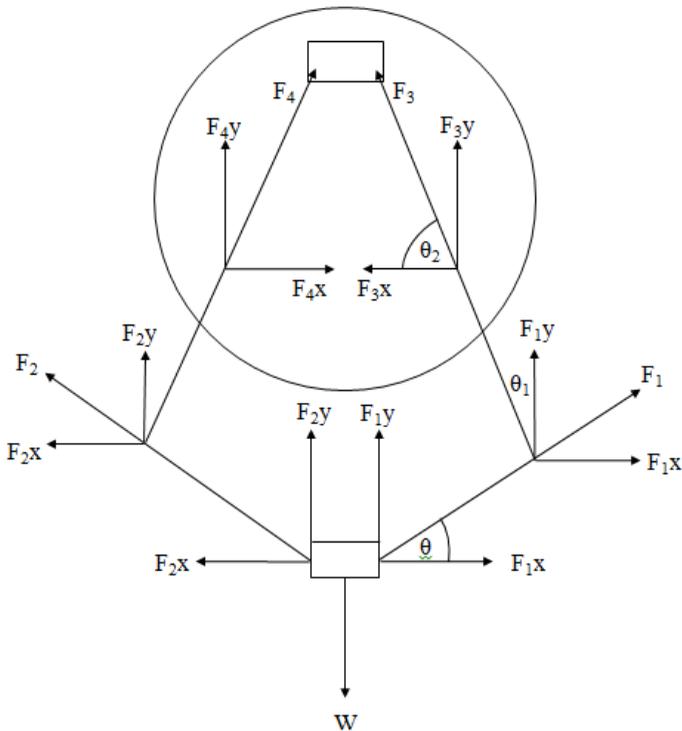
Dari gambar diatas dapat diketahui posisi pegas ketika tuas belum terangkat dan pegas ketika tuas sudah terangkat. Dengan beban penumbuk. yang nantinya massa beban digunakan untuk menghitung gaya pegas . sehingga didapatkan data - data berikut ini



**Gambar 4.6 Tuas Pegas Posisi  $L_o$  dan  $L_t$**

$L_0$	$= 170 \text{ mm}$	
$L_t$	$= 160 \text{ mm}$	
$t$	$= 0,4 \text{ s}$	
$\Delta x$	$= L_0 - L_t$	.....(2.12)
	$= 170 \text{ mm} - 160 \text{ mm}$	
	$= 10 \text{ mm}$	

Untuk menghitung gaya pegas, maka harus menggambar diagram benda bebas pada tuas untuk menguraikan gaya-gaya pada tuas yang diakibatkan oleh beban penumbuk dan tuas. Digambarkan sebagai berikut.



**Gambar 4.7 Diagram Benda Bebas Tuas Pengangkat**

Dari diagram benda bebas diketahui massa penumbuk ( $W$ ) sebesar = 20 kg (196 N), besar sudut  $\theta = 40^\circ$ ,  $\theta_1 = 30^\circ$ ,  $\theta_2 = 60^\circ$ . gaya pegas dihitung sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\sum \uparrow + F_y &= 0 \\ F &= \frac{W}{2}\end{aligned}$$

Besarnya  $F_{1y}$  dan  $F_{2y}$  sama besar :

$$F_{1y} + F_{2y} = W - 0$$

$$F_{1y} + F_{2y} = W$$

$$F_{1y} + F_{2y} = 196 \text{ N}$$

$$\sum F_y = \frac{196 \text{ N}}{2}$$

$$\begin{aligned}F_{1y} &= F_{2y} \\ &= 98 \text{ N}\end{aligned}$$

$$F_{1y} + F_{2y} = 196 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \sin \theta$$

$$\begin{aligned}F_1 &= \frac{F_{1y}}{\sin \theta} \\ &= \frac{98 \text{ N}}{\sin 40} \\ &= 152,64 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_2 &= F_1 \\ &= 152,64 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_3 &= \frac{F_{1y}}{\cos \theta_1} \\ &= \frac{98 \text{ N}}{\cos 30} \\ &= 113,95 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_4 &= F_3 \\ &= 113,95 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{3x} &= 113,95 \cos 60^\circ \\ &= 56,975 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{4x} &= F_{3x} \\ &= 56,975 \text{ N}\end{aligned}$$

Maka besarnya gaya pegas didapatkan sebagai berikut :

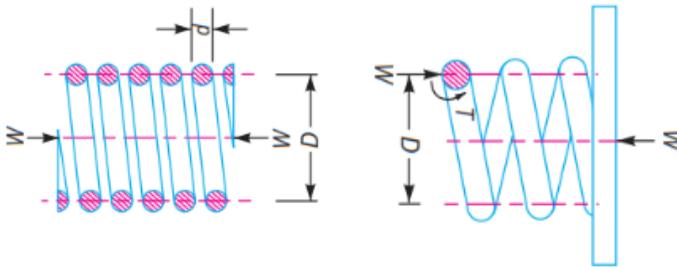
$$\begin{aligned}F_{\text{pegas}} &= F_{4x} + F_{3x} \\ &= 56,975 + 56,975 \\ &= 113,95 \text{ N}\end{aligned}$$

Setelah gaya pegas didapatkan, maka konstanta pegas dapat dihitung dengan rumus ( 2.11 )

$$\begin{aligned}
 F_{\text{pegas}} &= k \cdot x && \dots\dots\dots(2.11) \\
 113,95 \text{ N} &= k \cdot 10 \text{ mm} \\
 k &= \frac{113,95 \text{ N}}{10 \text{ mm}} \\
 &= 11,395 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

#### 4.5.1 Perhitungan Kekuatan Pegas

Pegas pada tuas pengangkat mesin power hammer berfungsi untuk penyeimbang dan sebagai peredam tumbukan. Disini material pegas yang digunakan mempunyai data berikut adalah pegas terkena beban penumbuk sebesar 13 kg,  $W = 13 \times 9,81 = 127,53 \text{ N}$ , diameter luar pegas sebesar  $D_o = 38 \text{ mm}$ , diameter kawat 5 mm



**Gambar 4.8 Pegas Tekan**

a. Besar momen Torsi disepanjang batang kawat dapat dihitung dengan rumus (2.14)

$$\begin{aligned}
 T &= W \cdot \frac{D}{2} && \dots\dots\dots(2.14) \\
 &= 113,95 \cdot \frac{33}{2}
 \end{aligned}$$

$$= 1880,1 \text{ Nmm}$$

b. Spring Indeks dicari dengan persamaan (2.13):

$$\begin{aligned} C &= \frac{D}{d} \dots\dots\dots(2.13) \\ &= \frac{33}{5} \\ &= 6,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Faktor tegangan dari Wahl :

$$\begin{aligned} K &= \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \dots\dots\dots(2.21) \\ &= \frac{4(6,6)-1}{4(6,6)-4} + \frac{0,615}{6,6} \\ &= 0,83 + 0,09 \\ &= 0,92 \end{aligned}$$

d. Momen tahanan puntir pada kawat :

$$\begin{aligned} Z_p &= \frac{\pi}{16} d^3 \\ &= \frac{3,14}{16} 5^3 \\ &= 24,40 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

e. Tegangan pada pegas

Pada saat mesin power hammer berjalan akan terjadi tegangan geser yang diakibatkan karena torsi dan gaya geser. Tegangan geser maksimum dapat dihitung dengan persamaan (2.16).

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{T}{Z_p} \\
&= \frac{8 W D}{\pi d^3} \dots\dots\dots(2.16) \\
&= \frac{8 \cdot 33 \cdot 113,95}{3,14 \cdot 5^3} \\
&= 76,7 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

tegangan yang terjadi di permukaan dalam lilitan pegas ulir dapat dihitung dengan persamaan (2.20)

$$\begin{aligned}
\tau &= K \frac{8 \cdot D \cdot W}{\pi d^3} \dots\dots\dots(2.20) \\
&= K \frac{8}{\pi} \left( \frac{D}{d} \right) \cdot \frac{W}{d^2} \\
&= (0,92) \left( \frac{8}{3,14} \right) (6,6) \left( \frac{113,95}{5^2} \right) \\
&= (0,92)(2,54)(6,6)(4,55) \\
&= 70,17 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

Pada saat pegas terkena beban besar dengan berulang-ulang maka akan terjadi defleksi yang dapat dihitung dengan persamaan (2.22) Dari katalog jumlah lilitan efektif adalah 11.

$$\begin{aligned}
\delta &= \frac{8nD^3W}{d^4G} \dots\dots\dots(2.22) \\
&= \frac{(8)(11)(33)^3(113,95N)}{(5^4) \cdot (8 \times 10^3)} \\
&= \frac{(8)(11)(35937)(11,61Kg)}{(625)(8 \times 10^3)}
\end{aligned}$$

$$= \frac{360361861,2}{5000000}$$

$$= 7,3 \text{ mm}$$

Pada mesin power hammer ini menggunakan pegas helix tekan, didapatkan data - data dari table. Mempunyai spring rate 100000N/m, diameter kawat adalah sebesar 5 mm dan mempunyai spring index sebesar 5,0. Bahan pegas digunakan memiliki modulus elastisitas sebesar 80 Gpa dan tegangan geser material pegas yang diijinkan adalah 480 N/mm<sup>2</sup>. Dari hasil perhitungannilai tegangan geser maksimum yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin material pegas. Dapat disimpulkan bahwa material pegas yang digunakan. Pada mesin tempa mekanik ( power hammer ) aman untuk digunakan.

#### 4.6 Perencanaan Dan Perhitungan Struktur

Struktur kerangka pada mesin power hammer dengan plat U ( C Channel ) atau baja aisi 1035 . Analisa gaya pada struktur kerangka mesin power hammer tersebut diawali pada bagian yang paling vital yaitu kerangka bagian atas (*upper frame*). analisa gaya statis dan Perhitungan pada struktur kerangka menggunakan reaksi tumpuan engsel dengan total beban keseluruhan yang terpusat di tengah. Sehingga dilakukan perhitungan gaya dan momen maksimum pada bagian atas struktur kerangka.

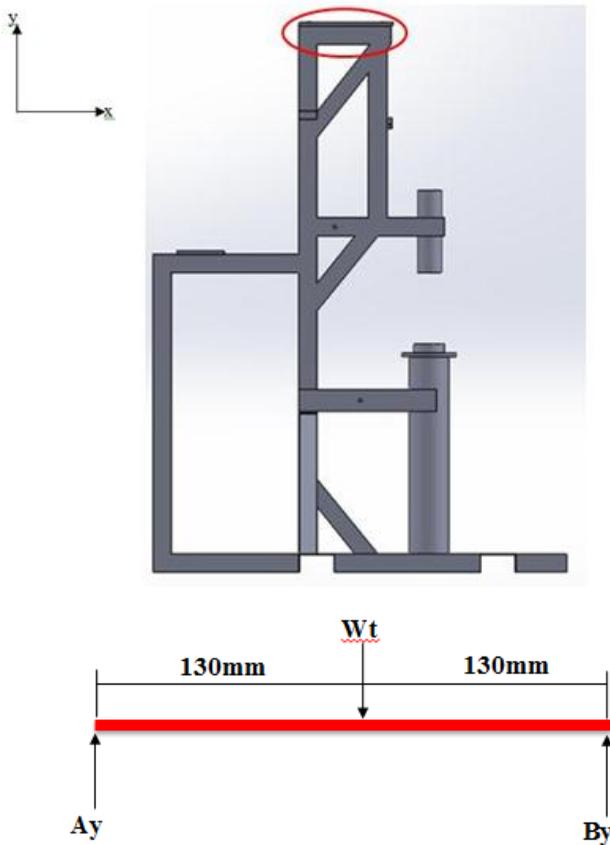
##### 4.6.1 Perhitungan Struktur Bagian 1

**Tabel 4.2 Total Massa Di Struktur Bagian 1**

No	Nama Part	Jumlah	Massa (kg)	Keterangan
1	Poros utama	1	9	Solidwork
2	Pulley	1	3	Solidwork
3	Flywheel	4	22	Solidwork
4	baja Penumbuk	1	20	solidwork
5	Ball Bearing	1	0,5	Catalog

6	Tuas pengangkat	3	5	Solidwork
7	Poros tuas pengangkat	1	0,5	solidwork
<b>Jumlah</b>			60	

Dari tabel diatas Distribusi gaya pada kerangka mesin bagian atas yang terkena beban  $60 \text{ kg} = 60 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 588 \text{ N}$ . bagian yang terkena beban pada struktur bagian 1 mempunyai dimensi seperti gambar dibawah ini .



**Gambar 4.10 Diagram Benda Bebas Struktur Bagian 1**

Kemudian dicari dengan reaksi tumpuan ditinjau dari Ay, dibawah ini

$$\begin{aligned}
 \rightarrow + \sum F_x &= 0 \\
 \uparrow + \sum F_y &= 0 \\
 &= A_y - W_t + B_y \\
 W_t &= A_y + B_y \\
 588 &= A_y + B_y \dots \dots \dots (4.1) \\
 \curvearrowright + \sum M_A &= 0 \\
 &= A_y \cdot l + W_t \cdot l - B_y \cdot l \dots \dots \dots (4.2) \\
 &= A_y (0) + 588 (0,13) - B_y (0,26) \\
 &= 0 + 76,44 - 0,26 B_y \\
 &= -0,26 B_y + 76,44 \\
 0,26 B_y &= 76,44 \\
 B_y &= 294 \text{ N}
 \end{aligned}$$

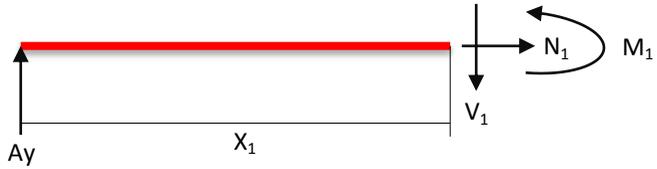
Didapatkan nilai By disubtitusikan ke persamaan (4.1)

$$\begin{aligned}
 W_t &= B_y + A_y \\
 588 &= B_y + A_y \\
 &= 294 + A_y \\
 &= 294 + A_y \\
 A_y &= 588 - B_y \\
 &= 588 - 294 \\
 &= 294 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sudah di dapatkan nilai By, maka nilai Ay dan By dimasukkan ke persamaan 4.2

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_A &= 0 \\
 &= A_y \cdot l + W_t \cdot l - B_y \cdot l \dots \dots \dots (4.2) \\
 &= 294 (0) + 588 (0,13) + 294 (0,26) \\
 &= 152,88 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Analisa berdasarkan potongan Kiri



**Gambar 4.11 Diagram Benda bebas Potongan 1**

$$(+\rightarrow)\Sigma F_x = 0$$

$$(+\uparrow)\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Ay} - V_1 = 0$$

$$V_1 = 294 \text{ N}$$

$$(\curvearrow +)\Sigma M_1 = 0$$

$$F_{Ay}(x_1) - M_1 = 0$$

$$294 \text{ N} \cdot x_1 - M_1 = 0$$

$$M_1 = 294 \text{ N} \cdot x_1$$

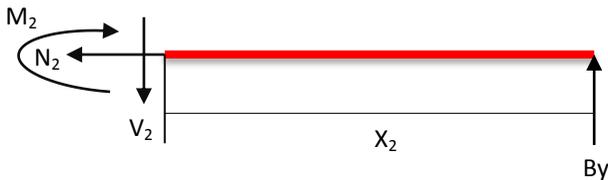
**Tabel 4.3 Gaya Momen Pada Potongan 1**

$X_1(\text{m})$	$M_1(\text{Nm})$
<b>0</b>	<b>0</b>
<b>0,01</b>	<b>2,94</b>
<b>0,02</b>	<b>5,88</b>
<b>0,03</b>	<b>8,82</b>
<b>0,04</b>	<b>11,76</b>
<b>0,05</b>	<b>14,7</b>
<b>0,06</b>	<b>17,64</b>
<b>0,07</b>	<b>20,58</b>
<b>0,08</b>	<b>23,52</b>
<b>0,09</b>	<b>26,46</b>
<b>0,10</b>	<b>29,4</b>

<b>0,11</b>	<b>32,34</b>
<b>0,12</b>	<b>35,28</b>
<b>0,13</b>	<b>38,22</b>

Dari analisa potongan 1 momen terbesar pada  $x_1 = 0,13$  dengan momen bending maksimum sebesar 38,22 Nm.

Analisa Berdasarkan potongan



**Gambar 4.12 Diagram benda bebas potongan 2**

$$(+\rightarrow)\Sigma F_x = 0$$

$$(+\uparrow)\Sigma F_y = 0$$

$$F_{By} - V_2 = 0$$

$$294 \text{ N} - V_2 = 0$$

$$V_2 = 294 \text{ N}$$

$$(\curvearrow +)\Sigma M_2 = 0$$

$$F_{By}(x_2) - M_2 = 0$$

$$294 \text{ N} \cdot x_2 - M_2 = 0$$

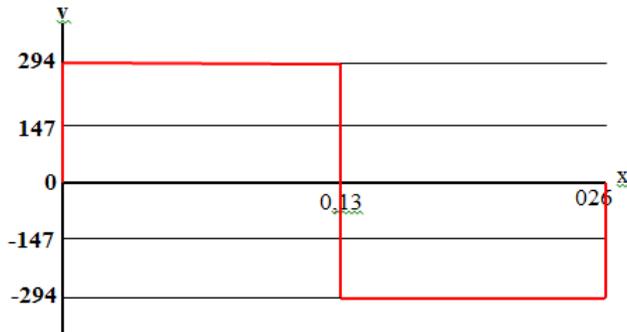
$$M_2 = 294 \text{ N} \cdot x_2$$

**Tabel 4.4 Gaya Momen Pada Potongan 2**

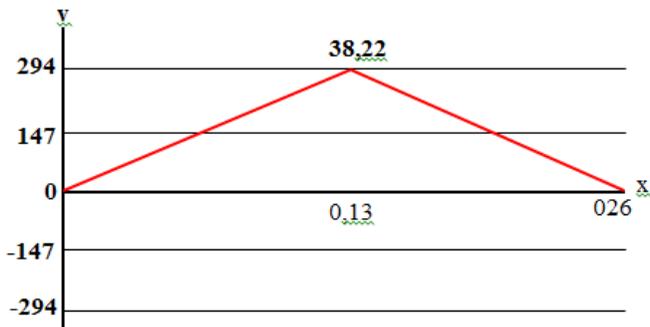
$x_2(\text{m})$	$M_2(\text{Nm})$
<b>0</b>	<b>0</b>
<b>0,01</b>	<b>2,94</b>
<b>0,02</b>	<b>5,88</b>
<b>0,03</b>	<b>8,82</b>
<b>0,04</b>	<b>11,76</b>
<b>0,05</b>	<b>14,7</b>

0,06	17,64
0,07	20,58
0,08	23,52
0,09	26,46
0,10	29,4
0,11	32,34
0,12	35,28
0,13	38,22

Dari perhitungan pada Struktur bagian 1. dapat digambarkan dalam bentuk diagram gaya geser dan momen untuk mengetahui gaya geser dan momen maksimum seperti dibawah ini.



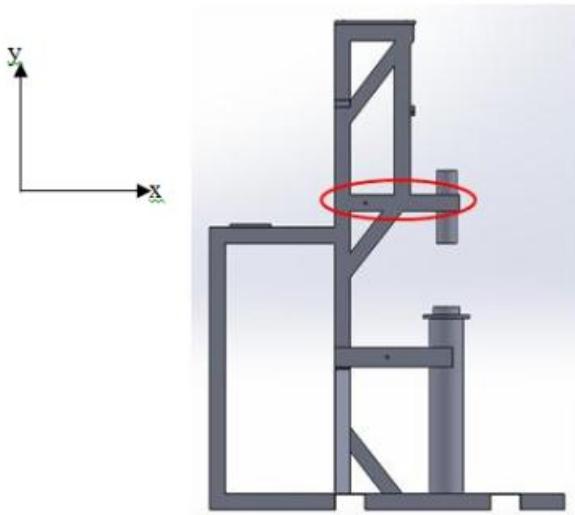
**Gambar 4.13 Diagram Gaya Geser Struktur Bagian 1**



**Gambar 4.14 Diagram Gaya Momen Struktur Bagian 1**

Dari diagram diatas ditunjukkan besarnya gaya geser maksimum adalah 294 N dan Gaya momen maksimum adalah 38,22Nm. Yang nanti besar momen maksimum akan digunakan menghitung tegangan maksimum karena momen bending.

#### 4.6.2 Perhitungan Struktur Bagian 2



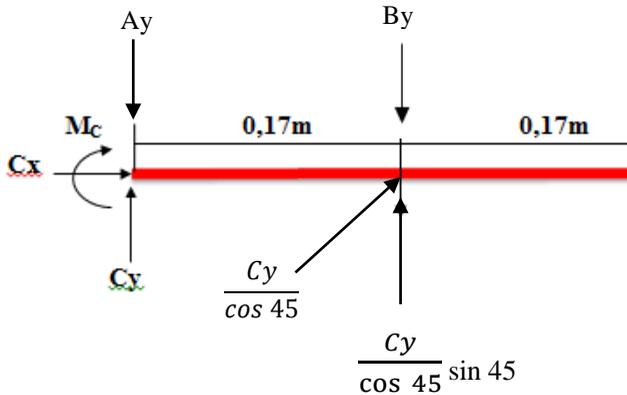
*Gambar 4.15 Analisa Struktur Bagian 2*

Pada Bagian 2 terletak di tengah, disini batang berfungsi sebagai tempat peletakkan selubung yang digunakan untuk tempat bergerak penumbuk agar bisa melakukan gerakan tumbukan dengan akurat dan juga berfungsi sebagai penumpu beban yang ada di atasnya. Pada bagian ini dihitung dengan reaksi tumpuan jepit yang mempunyai reaksi vertikal, horizontal dan momen dengan beban terpusat sebesar 686 N . gambar arah gayanya seperti dibawah ini.

**Tabel 4.5 Total massa pada struktur bagian 2**

No	Nama Part	Jumlah	Massa (kg)	Keterangan
1	Poros utama	1	9	Solidwork
2	Pulley	1	3	Solidwork
3	Flywheel	1	22	Solidwork
4	baja Penumbuk	1	20	solidwork
5	Ball Bearing	2	0,5	Catalog
6	Tuas pengangkat	1	5	Solidwork
7	Poros tuas pengangkat	1	0,5	solidwork
8	Kerangka bagian atas	1	10	solidwork
<b>Jumlah</b>			<b>70</b>	

Total beban = 70 x 8,91 = 686 N



**Gambar 4.16 Diagram Benda Bebas Struktur Bagian 2**

$$\rightarrow \sum F_x = 0$$

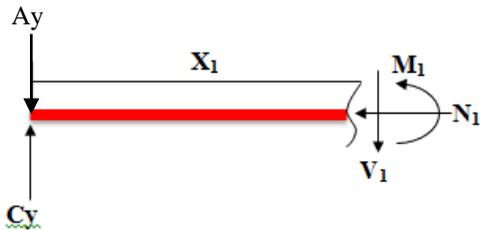
$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$= -C_y - A_y - B_y - \frac{C_y}{\cos 45} \sin 45 = 0$$

$$\begin{aligned}
 &= -C_y - 322 - 364 - C_y = 0 \\
 2C_y &= 686 \\
 C_y &= 343 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma MC &= 0 \\
 &= B_y \cdot l - \frac{C_y}{0,7071} \cdot 0,7071 \cdot l \dots\dots\dots(4.2) \\
 &= 364 (0,17) - 343 (0,17) \\
 &= 61,88 \text{ Nm} - 58,31 \text{ Nm} \\
 &= 3,57 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

- Potongan 1-1, kiri  $0 \text{ mm} \leq X_1 \leq 0,17 \text{ m}$

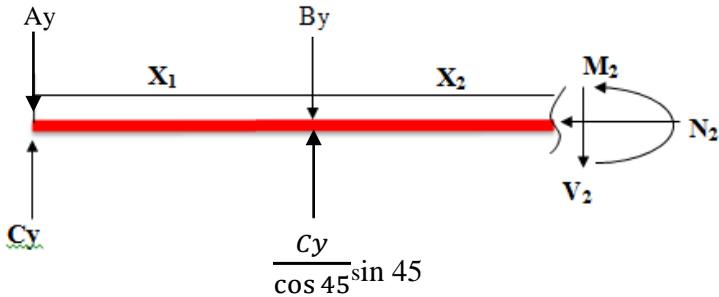


**Gambar 4.17 potongan 1 Struktur Bagian 2**

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma M_1 &= 0 \\
 -M_2 + C_y \cdot x_1 &= 0 \\
 \text{Nilai } x_1 &= 0,21 \\
 M_1 &= C_y \cdot x_1 - A_y \cdot x_1 \\
 &= (343 \text{ N}) (0,17 \text{ m}) - (322 \text{ N}) (0,17 \text{ m}) \\
 &= 58,71 \text{ Nm} - 54,74 \text{ Nm} \\
 &= 9,98 \text{ Nm} \\
 \uparrow +\Sigma F_y &= 0 \\
 &= -V_1 + C_y - A_y \\
 V_1 &= C_y - A_y
 \end{aligned}$$

$$= 21 \text{ N}$$

- Potongan 2-2, kiri  $0 \text{ m} \leq X_2 \leq 0,34 \text{ m}$

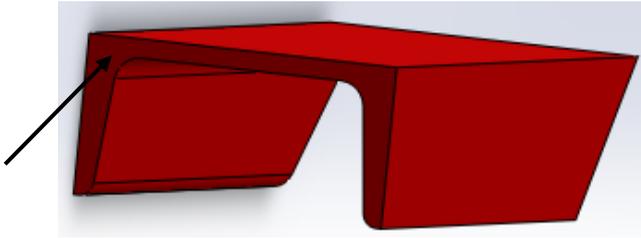


**Gambar 4.18 potongan 2 Struktur Bagian 2**

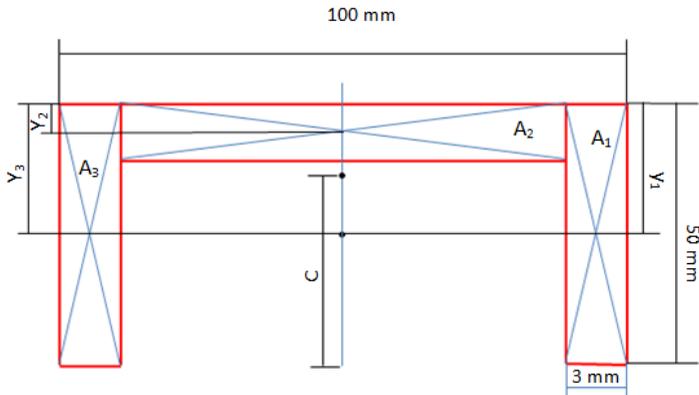
$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_2 &= 0 \\ M_2 &= C_y \cdot (x_1 + x_2) - A_y \cdot (x_1 + x_2) - B_y \cdot x_2 + C_y \cdot x_2 \\ &= (343)(0,34) - (322)(0,34) - 364(0,17) + 343(0,17) \\ &= 116,62 \text{ Nm} - 109,48 \text{ Nm} - 61,88 + 58,71 \\ &= 3,97 \text{ Nm} \\ \uparrow +\Sigma F_y &= 0 \\ &= -V_2 + C_y + C_y - A_y - B_y \\ V_2 &= 0 \end{aligned}$$

Dari perhitungan analisa gaya pada kerangka bagian 2 maka hasilnya dapat digambarkan dalam bentuk diagram gaya geser dan gaya momen seperti dibawah ini. diketahui gaya geser maksimum sebesar 686 N pada dan gaya momen maksimum sebesar 116,62 pada. sehingga data momen bending maksimum akan digunakan untuk menghitung tegangan maksimum karena momen bending pada struktur.

## 4.7 Inersia Penampang Plat U



*Gambar 4.21 Penampang Plat C Channel*



$$\begin{aligned}
 A_1 &= 150 \text{ mm}^2 \\
 A_2 &= 282 \text{ mm}^2 \\
 A_3 &= 150 \text{ mm}^2 \\
 y_1 &= 25 \text{ mm} \\
 y_2 &= 1,5 \text{ mm} \\
 y_3 &= 25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\bar{y} = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3}{A_1 + A_2 + A_3} \dots\dots\dots(2.32)$$

$$= \frac{150 \cdot 25 + 282 \cdot 1,5 + 150 \cdot 25}{150 + 282 + 150}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{3750 + 423 + 3750}{150 + 282 + 150} \\
 &= 13,613 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai c didapatkan sebesar :

$$\begin{aligned}
 c &= 50 - 13,613 \\
 &= 36,387 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 25 - 13,613 \\
 &= 11,387 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_2 &= 13,613 - 1,5 \\
 &= 12,113 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_3 &= 25 - 13,613 \\
 &= 11,387 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ix_1 &= \frac{bh^3}{12} + A_1 (d_1)^2 \\
 &= \frac{3 \text{ mm} (50 \text{ mm})^3}{12} + 150 \text{ mm}^2 (11,387 \text{ mm})^2 \\
 &= 31250 \text{ mm}^4 + 19449 \text{ mm}^4 \\
 &= 50699 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ix_2 &= \frac{bh^3}{12} + A_2 (d_2)^2 \\
 &= \frac{94 \text{ mm} (3 \text{ mm})^3}{12} + 282 \text{ mm}^2 (12,113 \text{ mm})^2 \\
 &= 211,5 \text{ mm}^4 + 41376,168 \text{ mm}^4 \\
 &= 41587,668 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ix_3 &= \frac{bh^3}{12} + A_3 (d_3)^2 \\
 &= \frac{3 \text{ mm} (50 \text{ mm})^3}{12} + 150 \text{ mm}^2 (11,387 \text{ mm})^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 31250 \text{ mm}^4 + 19449 \text{ mm}^4 \\
&= 50699 \text{ mm}^4 \\
I_{x_{\text{total}}} &= 142985,668 \text{ mm}^4
\end{aligned}$$

## 4.8 Tegangan Maksimum Yang Terjadi

pada bagian ini dilakukan perhitungan tegangan pada permukaan kerangka bagian 1 dan 2.

### 4.8.1 Tegangan Maksimum Struktur Bagian 1

Pada kerangka bagian 1 momen bending maksimum sebesar  $38,22 \text{ Nm} = 38220 \text{ Nmm}$ . maka besar tegangan akibat momen bending pada kerangka bagian 1 dapat dihitung dengan persamaan (2.45)

$$\begin{aligned}
\sigma_{\text{max}} &= \frac{M_b \times c}{I} \\
&= \frac{38220 \text{ Nmm} \times 36,387 \text{ mm}}{142985,668 \text{ Nmm}^4} \\
&= 9,72 \text{ Nmm}^2
\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan tegangan maksimum yang terjadi pada baja kerangka adalah  $9,72 \text{ Nmm}^2$ . dari katalog baja plat u atau C channel memiliki besar yield strength sebesar 310 Mpa. tegangan yang terjadi lebih kecil maka dapat disimpulkan bahwa struktur rangka aman untuk digunakan.

### 4.8.2 Tegangan Maksimum Struktur Bagian 2

Pada struktur kerangka bagian 1 momen bending maksimum sebesar  $116,620 \text{ Nm} = 116620 \text{ Nmm}$ . maka besar tegangan akibat momen bending pada kerangka bagian 1 dapat dihitung dengan persamaan (2.45)

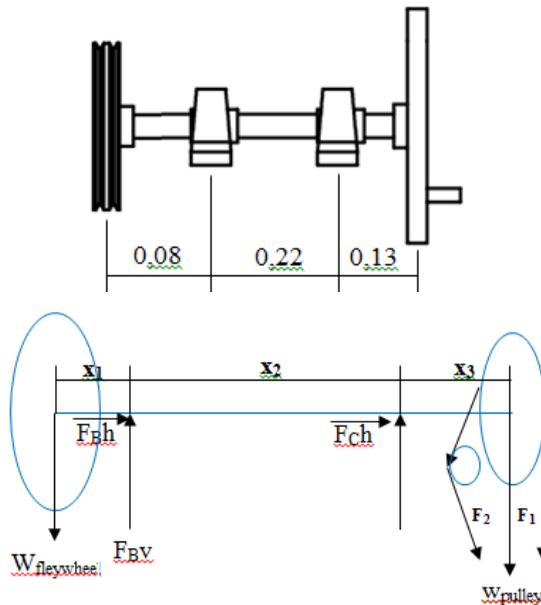
$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_b \times c}{I}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{9980 \text{ Nmm} \times 36,387 \text{ mm}}{142985,668 \text{ Nmm}^4} \\
 &= 2,53 \text{ Nmm}^2
 \end{aligned}$$

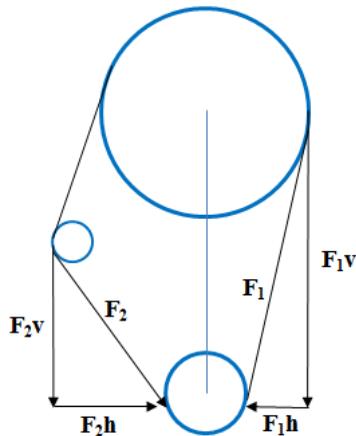
Dari hasil perhitungan didapatkan tegangan maksimum yang terjadi pada struktur bagian 1 adalah  $0,22 \text{ Nmm}^2$ . dari katalog baja plat u atau C channel memiliki besar yield point sebesar 310 Mpa. tegangan yang terjadi lebih kecil maka dapat disimpulkan bahwa struktur rangka aman untuk digunakan.

#### 4.9 Perhitungan Poros

Poros yang digunakan pada mesin power hammer ini terkena dua beban di semua bagian ujungnya. Pada ujung yang pertama ada beban pulley dengan massa 5kg dan beban pada ujung yang kedua terdapat flywheel sebesar 25 kg.



**Gambar 4.22 Diagram benda bebas poros**



**Gambar 4.23 Gaya Pada Pulley Terhadap Poros**

Besarnya Gaya  $F_1$  dan  $F_2$  di dapatkan dari perhitungan Nurhadi.  $F_1 = 493,6$  dan  $F_2 = 218,394$  Sehingga dapat dihitung besar gaya vertical dan horizontal pada pulley. yang akan digunakan untuk perhitungan poros.

$$\begin{aligned} F_{1v} &= F_1 \cos \theta \\ &= 493,56 \text{ N} \cos 18^\circ \\ &= 468,882 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{1h} &= F_1 \sin \theta \\ &= 493,56 \text{ N} \sin 18^\circ \\ &= 148,068 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{2v} &= F_2 \cos \theta \\ &= 218,394 \text{ N} \cos 36^\circ \\ &= 176,68 \text{ N} \end{aligned}$$

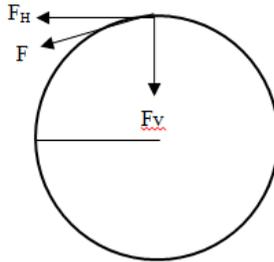
$$\begin{aligned} F_{2h} &= F_2 \sin \theta \\ &= 218,394 \text{ N} \sin 36^\circ \\ &= 128,36 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{Dv} &= F_{1v} + F_{2v} \\ &= 468,22 \text{ N} + 176,68 \text{ N} \\ &= 644,90 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{Dh} &= F_{1h} + F_{2h} \\ &= 148,06 \text{ N} + 128,36 \text{ N} \\ &= 276,42 \text{ N} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan besar gaya pada pulley terhadap poros pada bidang horizontal dan bidang vertikal, yang digunakan untuk data perhitungan poros.

## 2.9.1 Gaya Flywheel Terhadap Poros

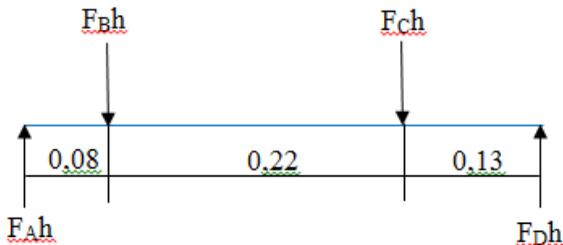


**Gambar 4.24 Diagram Benda Bebas Flywheel**

$$\begin{aligned} \text{Gaya berat pulley (} W_p \text{)} &= 29,43 \text{ N} \\ \text{Gaya berat Flywheel (} W_f \text{)} &= 215,82 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F &= 370 \text{ N} \\ F_{Ah} &= F \cos 7^\circ & F_{Av} &= F \sin 7^\circ \\ &= 370 \text{ N} \cos 7^\circ & &= 370 \sin 7^\circ \\ &= 366,3 \text{ N} & &= 44,77 \text{ N} \end{aligned}$$

## 4.9.2 Bidang Poros Horizontal



**Gambar 4.25 Diagram Benda Bebas Poros bidang horizontal**

$$\curvearrowright +\Sigma M_B = 0$$

$$-F_{Dh} \cdot 0,35 + F_{Ch} \cdot 0,22 + F_{Ah} \cdot 0,08 = 0$$

$$-276,42 \text{ N} \cdot 0,35 \text{ m} + F_{Ch} \cdot 0,22 \text{ m} + 366,3 \text{ N} \cdot 0,08 = 0$$

$$-96,74 \text{ Nm} + F_{Ch} \cdot 0,22 \text{ m} + 29,30 \text{ Nm} = 0$$

$$-96,74 \text{ Nm} + F_{Ch} \cdot 0,22 \text{ m} + 29,30 \text{ Nm} = 0$$

$$F_{Ch} \cdot 0,22\text{m} = 96,74 \text{ Nm} - 29,30 \text{ Nm}$$

$$F_{Ch} \cdot 0,22\text{m} = 67,44 \text{ Nm}$$

$$F_{Ch} = \frac{67,44 \text{ Nm}}{0,22 \text{ m}}$$

$$F_{Ch} = 306,54 \text{ N}$$

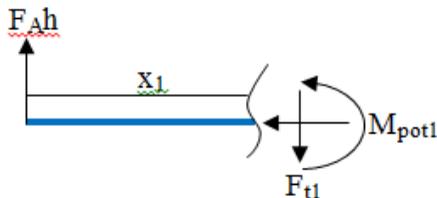
$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$F_{Ah} - F_{Bh} - F_{Ch} + (F_{1h} + F_{2h}) = 0$$

$$\begin{aligned} F_{Bh} &= F_{Ah} - F_{Ch} + F_{Dh} \\ &= 366,3 \text{ N} - 306,54 \text{ N} + 276,42 \text{ N} \\ &= 642,72 \text{ N} - 306,09 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{Bh} = 336,63 \text{ N}$$

- Potongan 1-1, kiri =  $0 \leq X \leq 0,08 \text{ m}$

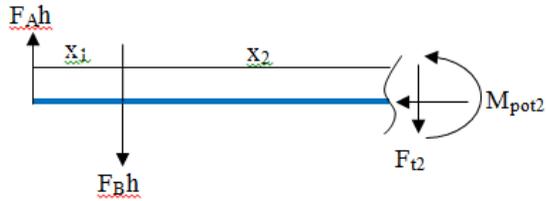


**Gambar 4.26 Potongan 1 Poros Horizontal**

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \Sigma M_{pot_1} &= 0 \\ F_{Ah} \cdot x_1 - M_{pot_1} &= 0 \\ M_{pot_1} &= F_{Ah} \cdot x_1 \\ &= 366,3 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m} \\ &= 29,304 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \Sigma F_y &= 0 \\ F_{Ah} - F_{t1} &= 0 \\ F_{t1} &= F_{Ah} \\ &= 366,3 \text{ N} \end{aligned}$$

- Potongan 2-2, kiri  $= 0 \leq X \leq 0,30$  m



**Gambar 4.27 Potongan 2 Poros Horizontal**

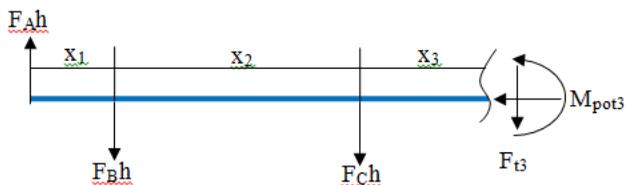
$$\begin{aligned} \uparrow +\Sigma M_{pot2} &= 0 \\ F_{AH} \cdot (0,08 + x_2) - F_{BH} \cdot x_2 - M_{pot2} &= 0 \\ F_{AH} \cdot (0,08 + x_2) - F_{BH} \cdot x_2 &= M_{pot2} \end{aligned}$$

Misal  $x_2 = 0,22$  m

$$\begin{aligned} M_{pot2} &= 366,3 \text{ N} (0,30 \text{ m}) - 336,63 \text{ N} (0,22 \text{ m}) \\ M_{pot2} &= 109,89 \text{ Nm} - 74,05 \text{ Nm} \\ M_{pot2} &= 35,84 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow +\Sigma F_y &= 0 \\ F_{AH} - F_{BH} - F_{t2} &= 0 \\ F_{t2} &= F_{AH} - F_{BH} \\ F_{t2} &= 366,3 \text{ N} - 336,63 \text{ N} \\ F_{t2} &= 29,67 \text{ N} \end{aligned}$$

- Potongan 3-3, kiri  $0 \text{ mm} \leq X_3 \leq 0,43$  m



**Gambar 4.28 Potongan 3 Poros Horizontal**

$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_{pot_3} &= 0 \\ F_{Ah} (x_1 + x_2 + x_3) - F_{Bh} (x_2 + x_3) - F_{Ch} \cdot x_3 - M_{pot_3} &= 0 \end{aligned}$$

Misal  $x_3 = 0,13 \text{ m}$

$$F_{Ah} (0,08 + 0,22 + 0,13) - F_{Bh} (0,22 + 0,13) - F_{Ch} (0,13) - M_{pot_3} = 0$$

$$F_{Ah} (0,43) - F_{Bh} (0,35) - F_{Ch} (0,13) = M_{pot_3}$$

$$366,3 (0,43) - 336,63 (0,35) - 306,54 (0,13) = M_{pot_3}$$

$$M_{pot_3} = 157,50 \text{ Nm} - 117,82 \text{ Nm} - 39,85 \text{ Nm}$$

$$= 0 \text{ Nm}$$

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

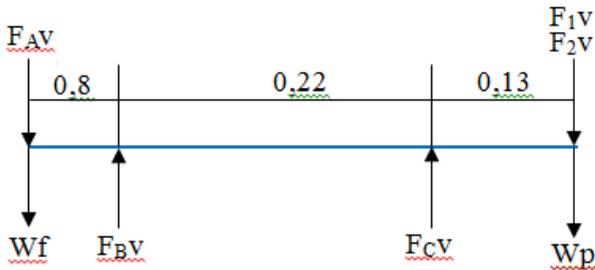
$$F_{Ah} - F_{Bh} - F_{Ch} - F_{t3} = 0$$

$$F_{t3} = F_{Ah} - F_{Bh} - F_{Ch}$$

$$F_{t3} = 366,3 \text{ N} - 336,63 \text{ N} - 306,54 \text{ N}$$

$$F_{t3} = -276,87 \text{ N}$$

### 4.9.3 Bidang Poros Vertikal



*Gambar 4.29 Diagram Benda Bebas Vertikal*

$$\curvearrowright +\Sigma M_B = 0$$

$$-W_f (0,08) - F_{Av} (0,08) - F_{Cv} (0,22) + (W_p + F_{Dv}) (0,35) = 0$$

$$-215,82 (0,08) - 44,77 \text{ N} (0,08) - F_{Cv} (0,22) + (29,43 + 291,54) (0,35) = 0$$

$$-17,26 \text{ Nm} - 3,58 \text{ Nm} - F_{Cv} (0,22) \text{ Nm} + 112,33 \text{ Nm} = 0$$

$$F_{CV} \cdot 0,22 = 112,33 \text{ Nm} - 17,26 \text{ Nm} - 3,58 \text{ Nm}$$

$$F_{CV} \cdot 0,22 = 91,49 \text{ Nm}$$

$$F_{CV} = \frac{91,49}{0,22}$$

$$F_{CV} = 415,86 \text{ N}$$

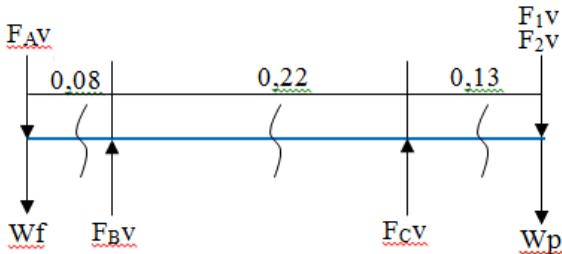
$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-W_f - F_{AV} + F_{BV} + F_{CV} - F_{DV} - W_p = 0$$

$$F_{BV} = W_f + F_{AV} - F_{CV} + F_{DV} + W_p$$

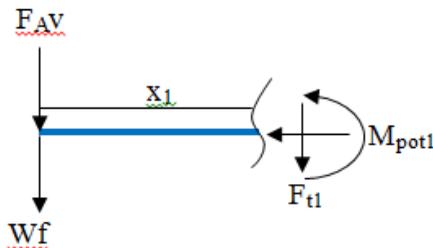
$$F_{BV} = 215,82 \text{ N} + 44,77 \text{ N} - 415,86 \text{ N} + 291,54 \text{ N} + 29,43 \text{ N}$$

$$F_{BV} = 165,7 \text{ N}$$



**Gambar 4.30 Potongan Poros Vertikal**

- Potongan 1-1, kiri =  $0 \leq X_1 \leq 0,08\text{m}$



**Gambar 4.31 Potongan 1 Poros Vertikal**

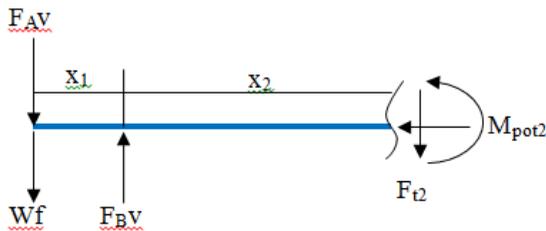
$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma M_{pot1} &= 0 \\
 -M_{pot1} - F_{AV} \cdot x_1 - Wf \cdot x_1 &= 0 \\
 -M_{pot1} &= F_{AV} \cdot x_1 + Wf \cdot x_1
 \end{aligned}$$

Misal  $x_1 = 0,08 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 -M_{pot1} &= 44,77 \text{ N} (0,08) + 215,82 \text{ N} (0,08) \\
 -M_{pot1} &= 3,58 \text{ Nm} + 17,26 \text{ Nm} \\
 M_{pot1} &= -20,84 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow +\Sigma Fy &= 0 \\
 -F_{t1} - F_{AV} - Wf &= 0 \\
 -F_{t1} &= F_{AV} + Wf \\
 -F_{t1} &= 44,77 \text{ N} + 215,82 \text{ N} \\
 F_{t1} &= -260,59 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Potongan 2-2, kiri  $0 \leq X_2 \leq 0,22 \text{ m}$



**Gambar 4.32 Potongan 2 Poros Vertikal**

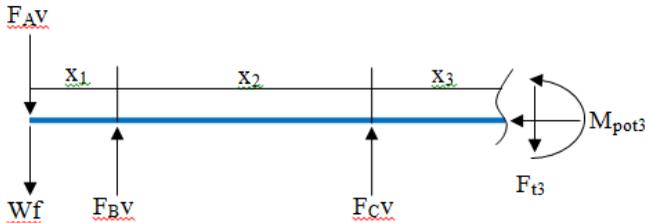
$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma M_{pot2} &= 0 \\
 -M_{pot2} - F_{AV} \cdot (0,08 + x_2) - Wf \cdot (0,08 + x_2) + F_{BV} \cdot x_2 &= 0 \\
 -M_{pot2} &= F_{AV} \cdot (0,08 + x_2) + Wf \cdot (0,08 + x_2) - F_{BV} \cdot x_2
 \end{aligned}$$

Misal  $x_2 = 0,22 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 -M_{pot2} &= 44,77 \text{ N} (0,30) + 215,82 \text{ N} (0,30) - 165,7 \text{ N} (0,13) \\
 -M_{pot2} &= 13,43 \text{ Nm} + 64,74 \text{ Nm} - 21,54 \text{ Nm} \\
 M_{pot2} &= -56,63 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow +\Sigma F_y &= 0 \\
 -F_{I2} - F_{AV} - Wf + F_{BV} &= 0 \\
 -F_{I2} &= F_{AV} + Wf - F_{BV} \\
 -F_{I2} &= 44,77 \text{ N} + 245,25 \text{ N} - 165,7 \text{ N} \\
 F_{I2} &= -124,32 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Potongan 3-3, kiri  $0 \leq X_3 \leq 260\text{mm}$



**Gambar 4.33 Potongan 3 Poros Vertikal**

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright +\Sigma M_{pot3} &= 0 \\
 -M_{pot3} - F_{AV}(x_1 + x_2 + x_3) - Wf(x_1 + x_2 + x_3) + F_{BV}(x_2 + x_3) + F_{CV} \cdot x_3 &= 0 \\
 -M_{pot3} - F_{AV}(0,30 + x_3) - Wf(0,30 + x_3) + F_{BV}(0,22 + x_3) + F_{CV} \cdot x_3 &= 0 \\
 -M_{pot3} &= F_{AV}(0,30 + x_3) + Wf(0,30 + x_3) - F_{BV} \cdot (0,22 + x_3) - F_{CV} \cdot x_3
 \end{aligned}$$

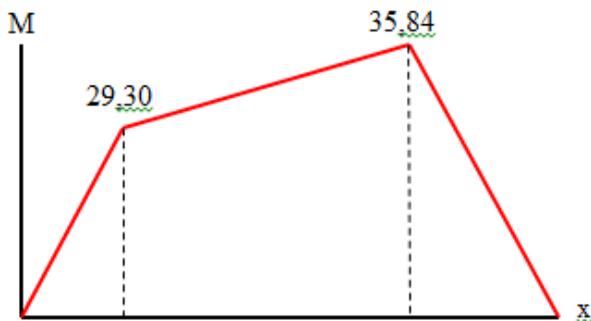
Misal  $x_3 = 0,13 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 -M_{pot3} &= 44,77 \text{ N}(0,43 \text{ m}) + 215,82 \text{ N}(0,43 \text{ m}) - 165,7 \text{ N}(0,35 \text{ m}) - 415,86 \text{ N}(0,13 \text{ m}) \\
 -M_{pot3} &= 19,25 \text{ Nm} + 92,80 \text{ Nm} - 57,99 \text{ Nm} - 54,06 \text{ Nm} \\
 M_{pot3} &= 0 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

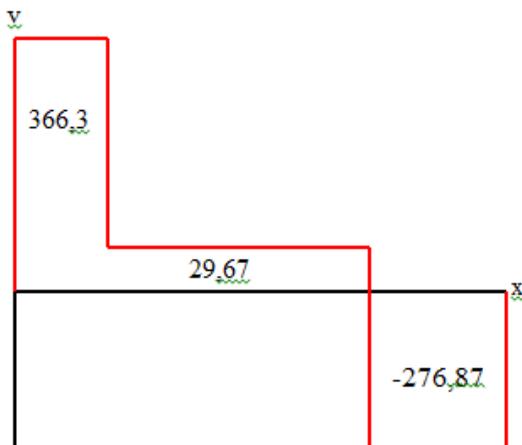
$$\begin{aligned}
 \uparrow +\Sigma F_y &= 0 \\
 -F_{I3} - F_{AV} - Wf + F_{BV} + F_{CV} &= 0 \\
 -F_{I3} &= F_{AV} + Wf - F_{BV} - F_{CV} \\
 -F_{I3} &= 44,77 \text{ N} + 215,82 \text{ N} - 165,7 \text{ N} - 415,86 \text{ N} \\
 F_{I3} &= 320,97 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan gaya pada poros bidang horizontal dan vertikal, maka hasilnya dapat digambarkan dalam bentuk diagram geser dan momen. sebagai berikut,

#### 4.9.4 Diagram Momen Horizontal Dan Geser Horizontal



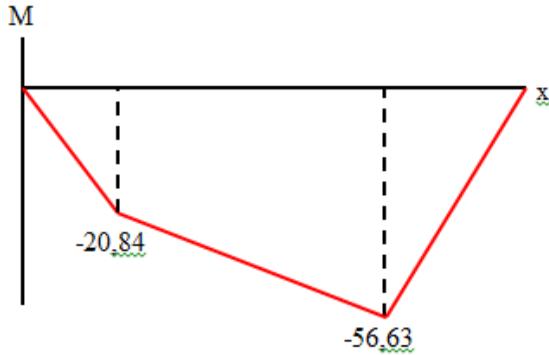
*Gambar 4.34 Diagram Momen Horizontal*



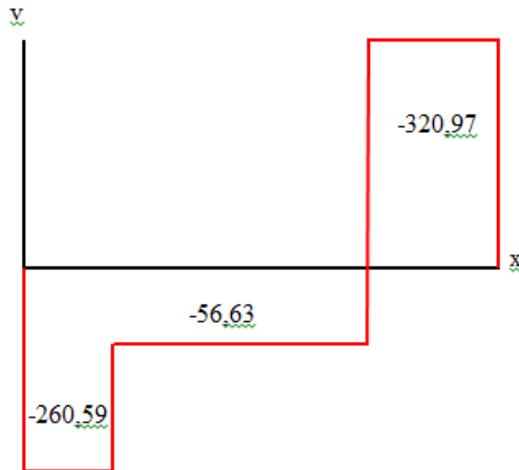
*Gambar 4.35 Diagram Geser Horizontal*

Dari gambar diagram momen bending dan geser horizontal ditunjukkan besar momen bending maksimum sebesar 29,304 Nm dan gaya geser maksimum sebesar 366,3 Nm. data tersebut digunakan menghitung tegangan maksimum yang terjadi pada poros.

#### 4.9.5 Diagram Momen Vertikal Dan Geser Vertikal



*Gambar 4.36 Diagram Momen Vertikal*



*Gambar 4.37 Diagram Geser Vertikal*

Dari gambar diagram momen bending dan geser Vertikal ditunjukkan besar momen bending maksimum sebesar -54,27 Nm dan gaya geser maksimum sebesar -443,2 Nm data tersebut digunakan untuk menghitung tegangan maksimum pada poros.

#### 4.9.6 Momen Terbesar Poros

Selanjutnya adalah perhitungan momen terbesar yang terjadi pada bidang horisontal dan vertikal. Nilainya bisa di lihat dari diagram momen yang ada di atas dimana nilainya adalah :

$$M_H = 35,84 \text{ Nm} \qquad V_H = 366,3 \text{ N}$$

$$M_V = -56,63 \text{ Nm} \qquad V_V = 320,97 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan :

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.52)$$

$$M = \sqrt{(35,84)^2 + (-56,63)^2}$$

$$M = \sqrt{4491,4}$$

$$M = 67,01 \text{ Nm} = 593,09 \text{ lbf.in}$$

#### 4.9.7 Momen Torsi Poros

$$M_t = 63000 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.53)$$

$$= 63000 \cdot \frac{1,5 \text{ HP}}{200 \text{ rpm}}$$

$$= 472,5 \text{ lbf.in}$$

#### 4.9.8 Bahan Poros

Pemilihan bahan poros Bahan poros direncanakan menggunakan bahan AISI 1040 dengan yield strength = 415 Mpa = 60200  $\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$ . Setelah diperoleh  $M_t$  dan  $M_b$ , maka kembali ke persamaan diameter poros (2.58)

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 \cdot Mb^2 + 16^2 \cdot Mt^2}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot S_{yp}}{sf}\right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 \cdot (593,09)^2 + 16^2 \cdot (472,5)^2}{\pi^2 \left(\frac{60200}{2}\right)^2}} \text{ in}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{256 \cdot 351755,74 + 256 \cdot 223256,25}{(3,14)^2 \left(\frac{60200}{2}\right)^2}} \text{ in}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{90049469,44 + 57153600}{(9,85)(906010000)}} \text{ in}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{0,290} \text{ in}$$

$$ds \geq 0,81 \text{ in}$$

$$ds \geq 2,06 \text{ cm}$$

jadi diameter poros minimum adalah 2,06 cm. Pada alat ini menggunakan diameter poros 3,5 cm.

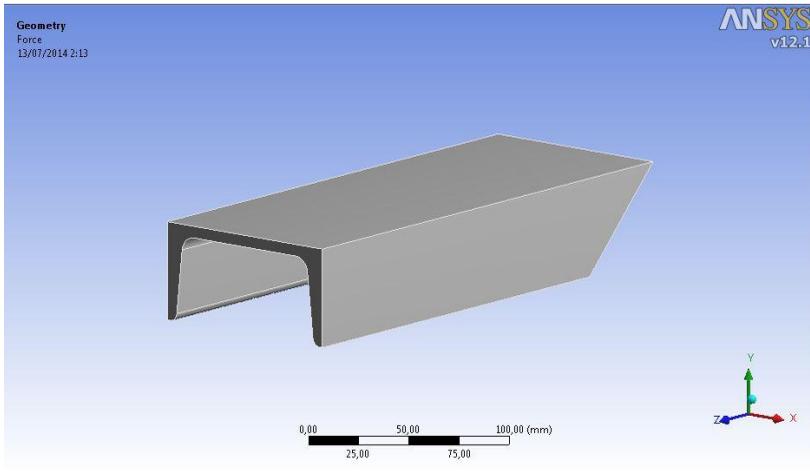
#### 4.10 Analisa Numerik Pada Struktur

Pada analisa numerik dengan menggunakan ansys hanya dilakukan pada struktur kerangka, untuk mengetahui besar tegangan maksimum yang terjadi pada struktur, yaitu memilih bagian yang menanggung gaya paling besar dan bagian yang kritis. yaitu pada kerangka bagian atas ( upper frame) karena pada bagian ini menerima beban cukup besar. Material yang digunakan untuk pembuatan struktur kerangka adalah baja AISI 1035.

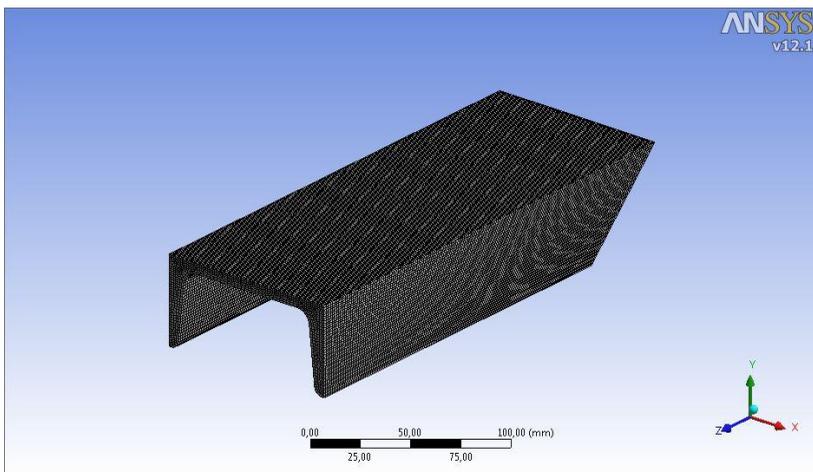
##### 4.10.1 Analisa Numerik Struktur Bagian 1

Tahapan untuk analisa tegangan, pertama kita membuka membuka software dan memilih desain yang telah dibuat dengan

solidwork. Kita pilih potongan permukaan struktur bagian 1. Kemudian melakukan mesing dengan sizing 2 mm. meshing bertujuan untuk menentukan kerapatan, sehingga hasil tegangan juga akan semakin detail. Dari hasil meshing didapatkan hasil pada gambar 4.33.

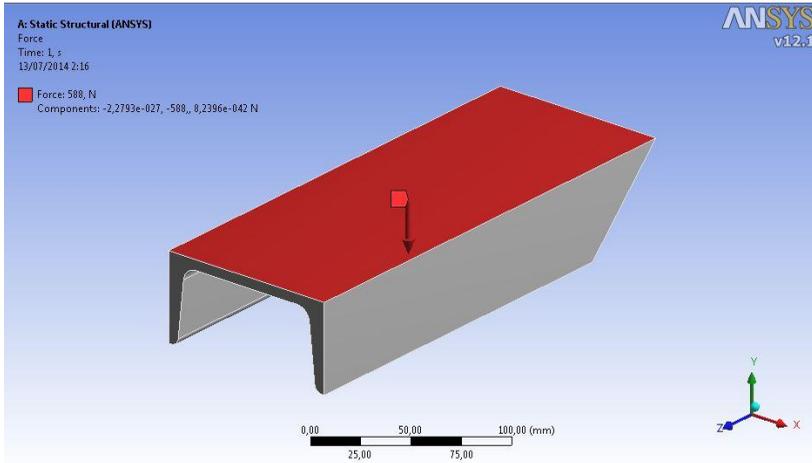


**Gambar 4.38 Geometri Struktur Bagian 1**

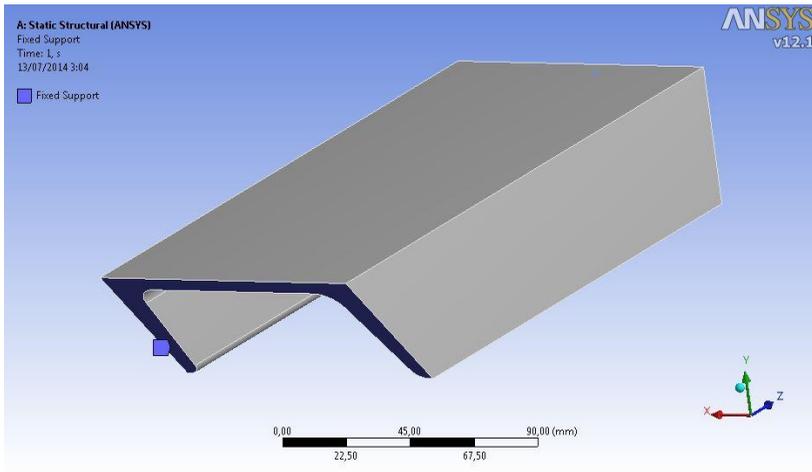


**Gambar 4.39 Meshing Struktur Bagian 1**

*Boundary condition* terdiri dari *fix support* dan *free support*. Untuk *fix support* menggunakan bagian kedua ujung yang bersentuhan dengan plat penumpu dan *Free support* terdapat pada permukaan atas. Permukaan diberi beban sebesar 588 N.



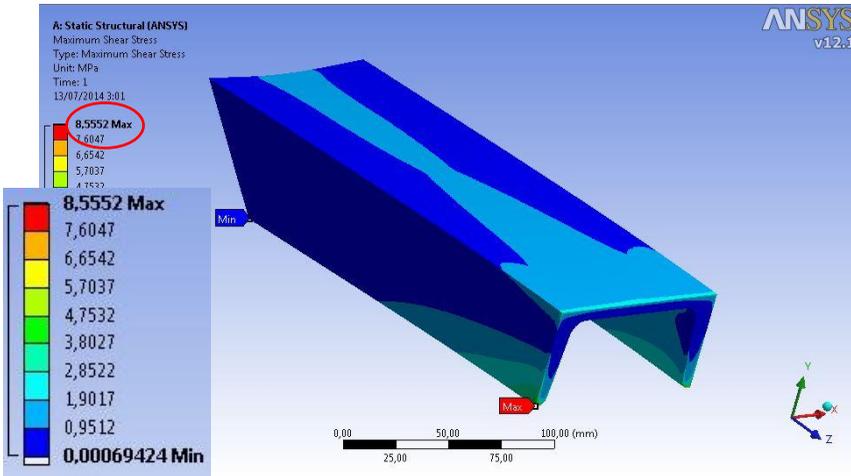
**Gambar 4.40 Free Support Struktur Bagian 1**



**Gambar 4.41 Fix Support Struktur Bagian 1**

Pada bagian fix support diberikan sizing lebih didetailkan yaitu dengan ukuran 5 mm karena pada bagian ini dianggap kritis.

Setelah *boundary condition* ditentukan selanjutnya yaitu menganalisa hasil tegangan untuk mengetahui seberapa besar tegangan maksimum yang terjadi.



**Gambar 4.42 Tegangan Pada Struktur Bagian 1**

Dari hasil analisa yang telah dilakukan didapat tegangan maksimum yang terjadi sebesar 8,5552 Mpa. Jika dibandingkan dengan *yield strength* dari material sebesar 310 N/mm<sup>2</sup>, tegangan yang terjadi lebih kecil maka dapat disimpulkan bahwa desain struktur bagian atas aman untuk digunakan.

Sedangkan untuk presentase selisih tegangan maksimum yang terjadi antara perhitungan manual dengan hasil simulasi sebesar :

$$\begin{aligned} \% \text{ selisih} &= \frac{9,72 \frac{N}{mm^2} - 8,55 \frac{N}{mm^2}}{9,72 \frac{N}{mm^2}} \times 100\% \\ &= 12,03 \% \end{aligned}$$

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perhitungan dan analisa mesin Power Hammer untuk pandai besi, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Besar gaya tumbukan yang direncanakan adalah 370 N, dari perhitungan gaya yang dihasilkan lebih kecil dikarenakan ada gaya yang terbuang akibat gaya gesek dan bentuk konstruksi, maka didapatkan besar gaya setelah terjadi losses sebesar 195,77 N
2. Dari hasil perhitungan manual tegangan maksimum terjadi di struktur bagian 2 mesin power hammer sebesar 29,80 N/mm<sup>2</sup>. Kemudian dari hasil simulasi besar tegangan maksimum yang terjadi pada struktur bagian 2 adalah 28,67 N/mm<sup>2</sup> = 28,67 Mpa presentasi selisih perhitungan manual dan hasil simulasi adalah 3,79%. Dari data katalog, plat U (C channel) baja AISI 1035 memiliki besar yield strength sebesar 310 Mpa. Maka tegangan yang terjadi pada struktur mesin power hammer lebih kecil dari tegangan yield strength material maka dapat disimpulkan bahwa struktur pada mesin power hammer aman untuk digunakan.
3. Dari hasil perhitungan besar tegangan maksimum pada pegas sebesar 76,7 N/mm<sup>2</sup> dan besar defleksi adalah 7,3 mm, maka pegas dinyatakan aman.
4. Direncanakan besar diameter poros sebesar 3,5 sesuai dengan kebutuhan. kemudian didapatkan dari hasil perhitungan besar diameter poros minimal untuk mesin power hammer adalah 2,06 cm. maka dapat disimpulkan besar diameter poros yang direncanakan dinyatakan aman untuk digunakan.

## **5.2 Saran**

Dari hasil penelitian ini diharapkan ada penelitian lebih lanjut mengenai mesin power hammer mulai dari perhitungan hingga pembuatan alat yang dapat menunjukkan hasil yang lebih baik lagi, serta merancang konstruksi alat mesin power hammer yang lebih efektif dan efisien. Misalnya untuk memperbesar gaya tumbukan.

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 20 agustus 1993 di Kediri, Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi SDN GADUNGAN 4, SMPN 2 PARE, dan MAN KANDANGAN. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Manufaktur di Institut Teknologi

Sepuluh Nopember pada tahun 2011. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif di beberapa kegiatan, seperti, mengikuti pelatihan – pelatihan tingkat kampus. Menjadi panitia kegiatan seminar, pelatihan dan organisasi kemahasiswaan, serta mengikuti penelitian – penelitian tentang mekatronika. Pada masa berorganisasi, penulis pernah menjabat sebagai Staff Humas himpunan mahasiswa D3 teknik mesin FTI-ITS. Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Gudang Garam Tbk, Jawa Timur. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail : [Ichrossofilmubarot.mmm@gmail.com](mailto:Ichrossofilmubarot.mmm@gmail.com) dan no. telp : 087858595085

## DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Kiyokatsu Suga.1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10.
2. Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin menurut standar ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
3. R. C. Hibbeler. 2010. *Engineering Mechanics Dynamics*. Twelfth Edition
4. R. C. Hibbeler. 2008. *Engineering Mechanics Statics*. Eighth Edition
5. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
6. Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow.
7. F. P. Beer and E. R. Johnston Jr., 2007. *Vector Mechanics for Engineers: Statics, SI Metric Edition, Mcgraw-hill, 3rd Edition*.
8. R. C. Hibbeler, 2009 *Mechanics of Material, 3th Edition, Person Prentice-Hall*.
9. Edition. McGraw-Hill Book Co. Singapore. 1985.
10. 2. Beer, Ferdinand P., E. Russell Johnston. *Vector Mechanics for Engineers : STATICS*. 2<sup>nd</sup> edition. McGraw Hill. New York. 1994.
11. El Nashie M. S. *Stress, Stability and Chaos in Structural Analysis : An Energy*
12. Ghali. A. M. Neville. *Structural Analysis. An Unified Classical and Matrix*
13. *Approach*. Third Edition. Chapman and Hall. New York. 1989.
14. Khurmi, R.S. J.K. Gupta. *A Textbook of Machine Design*. S.I. Units. Eurasia
15. Shigly, Joseph Edward. *Mechanical Engineering Design*. Fifth Edition.
16. Spotts, M.F. (1981) *Design of machine elements*. Fifth Edition. New Delhi : Prentice-Hall of India Private Limited.

( halaman ini sengaja dikosongkan )

## Lampiran 1.

### Konversi Satuan

#### Information Storage

- 1 bit = 0.125 byte (computers)
- 1 byte = 8 bit

#### Satuan panjang

- feet, meters, centimeters, kilometers, miles, furlongs, yards, micrometers, inches, angstrom, cubit, fathom, foot, hand, league, light year, micron, mil, nautical mile, rod,
- 1 m (meter) = 3.2808 ft = 39.37 in = 1.0936 yd =  $6.214 \times 10^{-4}$  mile
- 1 km = 0.6214 mile = 3281 ft = 1094 yds
- 1 in (inch) = 25.4 mm = 2.54 cm = 0.0254 m = 0.08333 ft = 0.02778 yd =  $1.578 \times 10^{-5}$  mile
- 1 ft (foot) = 0.3048 m = 12 in = 0.3333 yd =  $1.894 \times 10^{-4}$  mile = 30.48 cm = 304.8 mm
- 1 mm =  $10^{-3}$  m
- 1 cm =  $10^{-2}$  m = 0.3937 in = 0.0328 ft =  $1 \times 10^8$  Angstrom = 0.03281 foot = 0.0984 hand (horses) = 0.3937 inch =  $1 \times 10^{-5}$  kilometer

#### Massa atau berat:

- 1 kg = 1,000 gram = 2.2046 lb =  $6.8521 \times 10^{-2}$  slug
- 1 lb = 16 oz = 0.4536 kg = 453.6 g = 7000 grains = 0.03108 slug
- 1 carat (metric) = 3.0865 grain = 0.2 gram = 200 milligram
- 1 Gal. H<sub>2</sub>O = 8.33 Lbs. H<sub>2</sub>O
- 1 g = 15.43 grains = 0.0353 oz = 0.002205 lb

## Satuan Power tenaga:

- horsepower, kilowatt, watt, btu/second, calorie/second, foot lbf/second, kilocalorie/second
- $1 \text{ W} = 1 \text{ kg m}^2/\text{s}^3 = 1 \text{ Nm/s} = 1 \text{ J/s}$
- $1 \text{ kW} = 1,000 \text{ Watts} = 3,412 \text{ Btu/h} = 737.6/550 \text{ British hp} = 1.341 \text{ British hp} = 103/9.80665 \text{ kgf m/s} = 737.6 \text{ ft lbf/s} = 103/(9.80665 \cdot 75) \text{ metric hp}$
- $1 \text{ hp (English horse power)} = 745.7 \text{ W} = 0.746 \text{ kW} = 550 \text{ ft lb/s} = 2,545 \text{ Btu/h} = 33.000 \text{ ft lb/m} = 1.0139 \text{ metric horse power} \approx 1.0 \text{ KVA}$

### Horse power – btu

- $1 \text{ horsepower (boiler)} = 33445.6 \text{ Btu (mean)/hr} = 140671.6 \text{ calorie/min (thermo)}$

### Horse power – calorie

- $1 \text{ horsepower (mech)} = 2542.47 \text{ Btu (mean)/hr} = 42.375 \text{ Btu (mean)/min} = 0.7062 \text{ Btu (mean)/sec} = 6.416 \times 10^5 \text{ calorie/hr (termo)} = 6.412 \times 10^5 \text{ calorie (IST)/hr} = 6.4069 \times 10^5 \text{ calorie (mean)/hr} = 10694 \text{ calorie/min (thermo)} = 10686 \text{ calorie}$

## Satuan Pressure- tekanan

- Standard Atmospheric Pressure  $1 \text{ atm} = 101.325 \text{ kN/m}^2 = 1.01325 \text{ bar} = 101.325 \text{ kPa} = 14.7 \text{ psia} = 0 \text{ psig} = 29.92 \text{ in Hg} = 760 \text{ torr} = 33.95 \text{ Ft.H}_2\text{O} = 407.2 \text{ In.W.G (Water Gauge)} = 2116.8 \text{ Lbs./Sq.Ft.}$
- $1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa} = 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lb/in}^2 = 1 \times 10^{-5} \text{ bar} = 4.03 \times 10^{-3} \text{ in water} = 0.336 \times 10^{-3} \text{ ft water} = 0.1024 \text{ mm water} = 0.295 \times 10^{-3} \text{ in mercury} = 7.55 \times 10^{-3} \text{ mm mercury} = 0.1024 \text{ kg/m}^2 = 0.993 \times 10^{-5} \text{ atm}$

- $1 \text{ Pa} = 10^{-6} \text{ N/mm}^2 = 10^{-5} \text{ bar} = 0.1020 \text{ kp/m}^2 = 1.02 \times 10^{-4} \text{ m H}_2\text{O} = 9.869 \times 10^{-6} \text{ atm} = 1.45 \times 10^{-4} \text{ psi (lbf/in}^2)$

### **Tekanan ban dan injektor diesel:**

- $1 \text{ atm} = 101.325 \text{ kN/m}^2 = 1.01325 \text{ bar} = 101.325 \text{ kPa} = 14.7 \text{ psia}$
- $\text{TEKANAN BAN} = 45 \text{ PSI} = 45 \text{ Lb/In}^2 = 45 \times 1.01325 \text{ BAR} = 45 \times 0.101325 \text{ MPa} = 45 \times 1.01325 \text{ Kg/Cm}^2$
- $1400 \text{ Psi} = 10 \text{ MPa (INJEKTOR DIESEL)}$

### **Konversi Psi ke N/m<sup>2</sup>**

- $1 \text{ psi (lbf/in}^2) = 144 \text{ psf (lbf/ft}^2) = 6,894.8 \text{ Pa (N/m}^2) = 6.895 \times 10^{-3} \text{ N/mm}^2 = 6.895 \times 10^{-2} \text{ bar} = 27.71 \text{ in H}_2\text{O at } 62^\circ\text{F (16.7}^\circ\text{C)} = 703.1 \text{ mm H}_2\text{O at } 62^\circ\text{F (16.7}^\circ\text{C)} = 2.0416 \text{ in mercury at } 62^\circ\text{F (16.7}^\circ\text{C)} = 51.8 \text{ mm mercury at } 62^\circ\text{F (16.7}^\circ\text{C)} = 703.6 \text{ kg/m}^2 = 0.06895 \text{ atm} = 2.307 \text{ Ft. H}_2\text{O} = 16 \text{ ounces}$

### **Kaliber-kecepatan cahaya:**

- $1 \text{ caliber} = 0.01 \text{ inch} = 0.254 \text{ mm}$
- $1 \text{ chain (Gunter or US Survey)} = 2011.7 \text{ centimeter} = 66.00013 \text{ foot} = 66 \text{ foot (US Survey)} = 0.1 \text{ Furlong (US Survey)} = 792 \text{ inch (US Survey)} = 100 \text{ link (Gunter)} = 66.00013 \text{ link (Ramden)} = 20.117 \text{ meter} = 0.0125 \text{ mile (US statute)} = 4 \text{ rod (US Survey)} = 22 \text{ yard (US Survey)}$
- $1 \text{ light year} = 63241.08 \text{ astronomical unit} = 9.46073 \times 10^{12} \text{ kilometer} = 5.8786 \times 10^{12} \text{ mile (US statute)} = 0.306601 \text{ parsec}$

## Lampiran 2

### **AISI 1040 Carbon Steel (UNS G10400)**

<b>Properties</b>	<b>Metric</b>	<b>Imperial</b>
Tensile strength	620 MPa	89900 psi
Yield strength	415 MPa	60200 psi
Bulk modulus (typical for steels)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (typical for steels)	80 GPa	11600 ksi
Elastic modulus	190-210 GPa	27557- 30458 ksi
Poisson's ratio	0.27- 0.30	0.27-0.30
Elongation at break (in 50 mm)	25%	25%
Reduction of area	50%	50%
Hardness, Brinell	201	201
Hardness, Knoop (converted from Brinell hardness)	223	223
Hardness, Rockwell B (converted from Brinell hardness)	93	93
Hardness, Rockwell C (converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only)	13	13
Hardness, Vickers (converted from Brinell hardness)	211	211
Izod impact (annealed at 790°C (1450°F))	45 J	33.2 ft-lb
Izod impact (as rolled)	49 J	36.1 ft-lb
Izod impact (normalized at 900°C (1650°F))	65 J	47.9 ft-lb



## Lampiran 4

Tambahan koefisien gesek dari berbagai material yg biasa ditemukan dlm bidang sipil/struktural.

Concrete to Soil / Rock	0.30
Concrete to Steel	0.45
Steel to Steel	0.30
Steel to Teflon Plate	0.10
Brick Masonry on moist clay	0.33
Brick Masonry on dry clay	0.50
Brick Masonry on sand	0.40
Brick Masonry on gravel	0.60
Brick Masonry to Brick	0.70
Brick Masonry on rock	0.75
Granite on Granite	0.60
Limestone on Limestone	0.75
Cement Blocks on Cement Blocks	0.65
Cement concrete on dry clay	0.40
Cement concrete on wet clay	0.20
Cement concrete on wet sand	0.40
Cement concrete on dry sand	0.50 - 0.60
Cement concrete on dry gravel	0.50 - 0.60
Cement concrete on dry rock	0.60 - 0.70
Cement concrete on wet rock	0.50
Brick on Brick	0.65
Wood on Wood	0.48
Note: Friction is more on dry surfaces of the same material compared to wet surface.	

## Lampiran 5

### Design Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A cm <sup>2</sup>	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1500; 1560; 1600; ;1800; 1814; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000

				5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23, 5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

## LAMPIRAN 6

### Spesifikasi Bearing P207



#### Self-aligning bearing units

#### P207

Cast iron pillow block bearing unit with 2 holes for attachment bolts, relubricatable (JIS Standard)

Schema



Main characteristics

Shaft diam. (d)	
Housing	
Insert bearing	No end cap
ISO dynamic load rating (C)	
ISO static load rating (Co)	
Weight	1.31 kg

Dimensions

A	48 mm
A1	31 mm
G	M6X1 mm
H	47.6 mm
H1	19 mm
H2	94 mm
J	127 mm
L	167 mm
L1	54 mm
N	17 mm
N1	21 mm

## LAMPIRAN 7

Tabel Koefisien gesek antara belt dan pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35 0.50	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound		0.45	0.40	0.40
	0.28			
<u>Cotton :</u>	0.25	0.25	0.22	0.22
Solid woven	0.45	0.23	0.20	0.20
Stitched	0.35	0.40	0.35	0.35
<u>Woolen</u>		0.32	0.30	0.30
<u>Rubber</u>				

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)



LAMPIRAN 9

Tabel B<sub>1</sub> Konversi Satuan

# Appendix

TABLE I  
DEFINITIONS AND CONVERSION FACTORS†

	g gram	J joule	m meter	N newton	s second	W watt				
Prefix.....	mega	kilo	hecto	deka	deci	centi	milli	micro	nano	pico
Symbol.....	M	k	h	da	d	c	m	μ	n	p
Factor.....	10 <sup>6</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>2</sup>	10	10 <sup>-1</sup>	10 <sup>-2</sup>	10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-9</sup>	10 <sup>-12</sup>

- IT International Steam Table units (otherwise, thermochemical).
- int International units of 1948 (obsolete).

First entry in each of the following groups is the basic SI definition. Asterisk (\*) denotes exact definition.

*Length*

(The *meter*\* m, the basic unit of length, is equal to 1,650,763.73 wavelengths of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of krypton 86.) (Sec. 4-16)

1 m = 3.280840 ft = 39.37008 in. = (10<sup>10</sup>)\* angstrom

1 ft = 0.3048\* m = 12\* in.      1 in. = 0.0254\* m

1 U.S. mile = 1,609.344\* m = 5,280\* ft = 0.8689762 U.S. (and international) nautical mile.

*Mass‡*

(The *kilogram*\* kg, the basic unit of mass, is equal to a particular cylinder of platinum-iridium alloy, called the International Prototype Kilogram, which is preserved in a vault at Sèvres, France.)

1 kg = 2.204623 lb = 0.06852177 slug = (10<sup>-3</sup>)\* metric ton

1 lb = 453.59237\* g = 16 oz = 7,000 grain

1 slug = 14.59390 kg = 32.1740 lb

1 ton = 2,000\* lb = 0.9071847 metric ton

†Abridged from E. Mechtly, "The International System (SI) of Units." NASA SP-7012 (1964), and R. Wilhoit, W. Hathaway: API Research Project 44 (December 1966).

‡Symbols kg, lb, etc. for mass units, and kg<sub>f</sub>, lb<sub>f</sub>, etc. for force units.

$$1 \text{ IT cal} = 4.1868 \text{ J} = 1.000669 \text{ cal} = 0.003968321 \text{ IT Btu} = 3.088025 \text{ ft-lb}_f$$

$$1 \text{ IT Btu} = 1055.056 \text{ J} = 251.9958 \text{ IT cal} = 252.1644 \text{ cal} = 778.1693 \text{ ft-lb}_f = 10.41259 \text{ liter-atm}$$

$$1 \text{ ft-lb}_f = 1.355818 \text{ J} = 0.3240483 \text{ cal} = 0.001285067 \text{ IT Btu} = 0.1382549 \text{ kg}_f\text{-m}$$

$$1 \text{ kw-hr} = 3,600,000 \text{ J} = 3412.142 \text{ IT Btu} = 1.341022 \text{ hp-hr} = 2,655,224 \text{ ft-lb}_f$$

$$1 \text{ hp-hr} = 1,980,000 \text{ ft-lb}_f = 2,684,519 \text{ J} = 2544.433 \text{ IT Btu}$$

### Power

(The *watt*\* W, the basic unit of power, is equal to the energy rate of 1 joule per second.)

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ m} \cdot \text{N/s} = (10^7) \text{ erg/sec}$$

$$1 \text{ cal/s} = 4.184 \text{ W} = 3.08596 \text{ ft-lb}_f/\text{s} = 0.426649 \text{ m-kg}_f/\text{s}$$

$$1 \text{ m-kg}_f/\text{s} = 9.80665 \text{ W} = 7.23298 \text{ ft-lb}_f/\text{s}$$

$$1 \text{ hp (mech)} = 745.69987 \text{ W} = 550 \text{ ft-lb}_f/\text{s} = 33,000 \text{ ft-lb}_f/\text{min} = 2544.433 \text{ IT Btu/hr} = 1.01387 \text{ hp (metric)} = 0.999598 \text{ hp (elect)}$$

$$1 \text{ hp (elect)} = 746 \text{ W} = 1.00040 \text{ hp (mech)} = 1.01428 \text{ hp (metric)}$$

$$1 \text{ hp (metric)} = 735.499 \text{ W} = 75 \text{ m-kg}_f/\text{s} = 542.476 \text{ ft-lb}_f/\text{s}$$

$$1 \text{ hp (boiler)} = 13.1548 \text{ hp (mech)}$$

### Specific Energy

$$1 \text{ cal/g} = 4.1840 \text{ J/g} = 1.798796 \text{ IT Btu/lb}$$

$$1 \text{ IT cal/g} = 4.1868 \text{ J/g} = 1.8 \text{ IT Btu/lb}$$

### Specific Energy per Degree

$$1 \text{ cal/g}^\circ\text{K} = 4.1840 \text{ J/g}^\circ\text{K} = 0.9993312 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R}$$

$$1 \text{ IT cal/g}^\circ\text{K} = 4.1868 \text{ J/g}^\circ\text{K} = 1 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R} \text{ (Definition† of IT Btu).}$$

$$1 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R} = 1.000669 \text{ cal/g}^\circ\text{K}$$

### Speed

$$1 \text{ ft/s} = 0.3048 \text{ m/s}$$

$$1 \text{ mile (U.S.)/hr} = 0.44704 \text{ m/s} = 1.609344 \text{ km/hr} = 0.8689762$$

$$\text{knot} = 1.466667 \text{ ft/s}$$

### Area

$$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 \quad 1 \text{ ft}^2 = 929.0304 \text{ cm}^2 = 144 \text{ in.}^2$$

†A "thermochemical" Btu is also found in the literature, and defined by  $1 \text{ cal/g}^\circ\text{K} = 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{R}$ .

### Time

(The *second*,\* the basic unit of time, is equal to that defined by the frequency, 9,192,631,770 cycle/sec, of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of cesium 133.)

$$1 \text{ hr} = 3,600 * \text{s} = 60 * \text{min}$$

### Acceleration

$$g_0 = \text{standard acceleration of gravity} = 9.80665 * \text{m/s}^2 \\ = 32.17405 \text{ ft/s}^2$$

$$1 \text{ ft/sec}^2 = 0.3048 * \text{m/s}^2$$

### Force

(The *newton*\* N, the basic unit of force, is equal to the force which will accelerate a mass of 1 kilogram at the rate of 1 meter per second per second.)

$$1 \text{ N} = (10^5) * \text{dyne} = 0.1019716 \text{ kg}_f = 0.2248089 \text{ lb}_f$$

$$\sqrt{1 \text{ kg}_f = 9.80665 * \text{N} = 1 * \text{kilopond force} = 2.204623 \text{ lb}_f}$$

$$1 \text{ lb}_f = 4.4482216152605 * \text{N} = 16 \text{ oz} = (10^{-3}) * \text{kip}$$

### Pressure

$$1 \text{ atm} = 101,325 * \text{N/m}^2 = 1.01325 * \text{bar} = 14.69595 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = \\ 29.92129 \text{ in. Hg (32°F)} = 76 \text{ cm Hg (0°C)} = 33.93615 \text{ ft H}_2\text{O (60°F)} = \\ 1.033227 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ bar} = (10^6) * \text{dyne/cm}^2 = 14.50377 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 1.019716 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 = 14.22334 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 735.5592 \text{ mm Hg (0°C) (torr)}$$

$$1 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 2.036023 \text{ in. Hg (32°F)} = 2.309218 \text{ ft H}_2\text{O (60°F)}$$

$$1 \text{ torr} = 1 * \text{mm Hg (0°C)}$$

### Temperature

(The *thermodynamic Kelvin temperature*\* K is equal to that defined by the Carnot cycle when the triple-point temperature of water is assigned a value of exactly 273.16°K.) (Ice point: 273.1500°K ± 0.0001.)

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273.15 \quad ^{\circ}\text{F} = 1.8^{\circ}\text{C} + 32$$

$$^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 459.67 \quad 1.8^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{R}$$

### Energy†

(The *joule*\* J, the basic unit of energy, is equal to the energy of a force of 1 newton acting through a distance of 1 meter.)

$$1 \text{ J} = 1 \text{ m}\cdot\text{N} * = (10^7) * \text{erg} = 0.999835 \text{ int J} = 0.1019716 \text{ m}\cdot\text{kg}_f = \\ 0.7375622 \text{ ft}\cdot\text{lb}_f$$

$$\sqrt{1 \text{ cal} = 4.184 * \text{J} = 0.9993312 \text{ IT cal} = 0.003965667 \text{ IT Btu} = 3.08596 \\ \text{ft}\cdot\text{lb}_f}$$

†The IT Btu (Btu) and the thermochemical calorie (cal) are the units of the text.

### Density

$$1 \text{ g/cm}^3 = 1,000 * \text{kg/m}^3 = 0.03612728 \text{ lb/in.}^3 = 62.42795 \text{ lb/ft}^3 = 8.345403 \text{ lb/gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ slug/ft}^3 = 32.1740 \text{ lb/ft}^3 = 0.515379 \text{ g/cm}^3$$

### Volume

$$1 \text{ liter} = 0.001 * \text{m}^3 = 1,000 \text{ cm}^3 = 61.02375 \text{ in.}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 1728 * \text{in.}^3 = 28,316.85 \text{ cm}^3 = 6.22889 \text{ gal (British)} = 7.48052 \text{ gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ gal (U.S.)} = 231 * \text{in.}^3 = 0.83267 \text{ gal (Canada)}$$

### Gas Constant

$$R_0 = 8.3143 * \frac{\text{J}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 1.98717 \frac{\text{cal}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 82.0561 \frac{\text{atm cm}^3}{\text{g mole } ^\circ\text{K}}$$

$$R_0 = 1.98584 \frac{\text{IT Btu}}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 1545.32 \frac{\text{ft-lb}_f}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 10.7314 \frac{\text{psi ft}^3}{\text{mole } ^\circ\text{R}}$$

### Other

Mole (unified): The amount of substance containing the same number of units (molecules, atoms, ions, electrons, etc.) as there are atoms in 12 grams of the pure nuclide carbon-12. (g mole is gram mole; mole is pound mole).

Avogadro number  $N$ :  $6.02252(10)^{23}$  molecules/mole

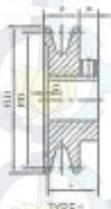
$$g_c = \text{unity} = 32.1740 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb}_f \text{ s}^2} = 1 \frac{\text{kg m}}{\text{Ns}^2} = 1 \frac{\text{g cm}}{\text{dyne s}^2} = 1 \frac{\text{slug ft}}{\text{lb}_f \text{ s}^2}$$

$$\ln_e x = 2.3025851 \log_{10} x \quad 1 \text{ radian} = 57.296 \text{ degrees}$$

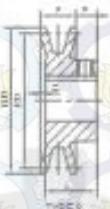
$$c_p (\text{water}) \approx 1 \text{ Btu}/(\text{lb}_m)(^\circ\text{R})$$

$$c_p (\text{iron or steel}) \approx 0.2 \text{ Btu}/(\text{lb}_m)(^\circ\text{R})$$



**FB**
**V-pulleys**
**CBK**
**Cast Iron Sheaves**


TYPE 1



TYPE 2



TYPE 3

**Single Groove Sheaves for "4L" or "A" Belts and "5L" or "B" Belts**

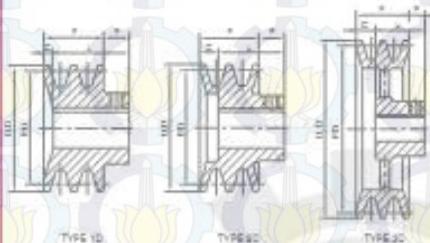
Catalog Number	Diameter			Type	Dimensions				Stock Bore											wt. Lbs				
	OD	PD A	PD B		F	L	R	C	1a	1b	1c	1d	1e	1f	1g	1h	1i	1j	1k		1l	1m		
CDK24	2.40	1.80	2.20	1	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.4
CDK25	2.50	1.90	2.30	1	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.5
CDK26	2.60	2.00	2.40	1	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.6
CDK27	2.70	2.10	2.50	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.7
CDK28	2.80	2.20	2.60	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.8
CDK30	3.15	2.40	2.90	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.9
CDK32	3.35	2.60	3.00	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.0
CDK34	3.55	2.80	3.20	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.3
CDK36	3.75	3.00	3.40	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.5
CDK40	3.95	3.20	3.60	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.6
CDK42	4.30	3.50	3.90	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.8
CDK47	4.45	3.70	4.10	2	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1.9
CDK50	4.75	4.00	4.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.0
CDK52	4.95	4.20	4.60	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.1
CDK55	5.25	4.50	4.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.3
CDK57	5.45	4.70	5.10	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.3
CDK60	5.75	5.00	5.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.4
CDK62	5.95	5.20	5.60	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.5
CDK65	6.25	5.50	5.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.7
CDK67	6.45	5.70	6.10	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.8
CDK70	6.75	6.00	6.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	2.9
CDK72	6.95	6.20	6.60	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	3.3
CDK75	7.25	6.50	6.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	4.0
CDK77	7.45	6.70	7.10	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	4.1
CDK80	7.75	7.00	7.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	4.4
CDK85	8.25	7.50	7.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5.0
CDK90	8.75	8.00	8.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5.2
CDK95	9.25	8.50	8.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5.4
CDK100	9.75	9.00	9.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5.6
CDK105	10.25	9.50	9.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5.9
CDK110	10.75	10.00	10.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	6.4
CDK115	11.25	10.50	10.90	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	6.9
CDK120	11.75	11.00	11.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	7.4
CDK135	13.75	13.00	13.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	8.4
CDK140	13.75	13.00	13.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	8.4
CDK180	15.75	15.00	15.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	12.4
CDK190	16.75	16.00	16.40	3	1.018	1.118	1.000	.600	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	13.4

PW 13.50 and CW 1.6 for 1" Bore and smaller



**F<sub>B</sub> V-pulleys**

**2CAK Cast Iron Sheaves**

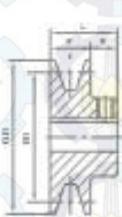


\*3L Belts may be used with These Sheaves as indicated in Table Below

**Single Groove Sheaves for "4L" or "A" Belts**

Catalog Number	Diameter			Type	Dimensions				Stock Sizes										WT LBS	
	OD	PD A	PD 3L		P	L	P	C	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	1	1 1/2	2	2 1/2	3		4
2CAK20	2.00	1.80	1.46	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●									0.8
2CAK21	2.10	1.90	1.53	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●									0.9
2CAK22	2.20	2.00	1.60	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●									1.0
2CAK23	2.30	2.10	1.70	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●									1.1
2CAK25	2.50	2.30	1.80	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●									1.2
2CAK28	2.80	2.40	2.00	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●								1.4
2CAK27	2.70	2.50	2.10	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●								1.5
2CAK28	2.80	2.60	2.20	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●								1.6
2CAK30	3.00	2.80	2.40	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●							1.8
2CAK32	3.20	3.00	2.60	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●							2.1
2CAK34	3.40	3.20	2.80	10	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●						2.3
2CAK39	3.70	3.50	3.10	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●						2.8
2CAK41	3.90	3.70	3.30	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●						2.9
2CAK44	4.20	4.00	3.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●						3.0
2CAK48	4.40	4.20	3.80	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●						3.1
2CAK49	4.70	4.50	4.10	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.2
2CAK51	4.90	4.70	4.30	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.3
2CAK54	5.20	5.00	4.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.5
2CAK58	5.40	5.20	4.80	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.6
2CAK59	5.70	5.50	5.10	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.5
2CAK61	5.90	5.70	5.30	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					3.8
2CAK64	6.20	6.00	5.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					4.0
2CAK74	7.20	7.00	6.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					5.0
2CAK84	8.20	8.00	7.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					6.4
2CAK94	9.20	9.00	8.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					7.0
2CAK104	10.20	10.00	9.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					8.1
2CAK114	11.20	11.00	10.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					9.0
2CAK124	12.20	12.00	11.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					9.8
2CAK134	13.20	13.00	12.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					10.5
2CAK144	14.20	14.00	13.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					10.9
2CAK154	15.20	15.00	14.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					11.5
2CAK164	16.20	16.00	15.60	20	1.50	1.00	1.00	2.14	●	●	●	●	●	●	●					12.4



**FB V-pulleys**
**Steel Sheaves**
**SB**


TYPE 1



TYPE 1A



TYPE 2



TYPE 3

**Single Groove Sheaves for "5L" or "B" Belts**

Catalog Number	Diameter			Type	Dimensions				Stock Sizes						wt. Lbs	
	DD	PD A	PD B		F	L	R	C	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 3/4"	2"		2 1/2"
S024A	2.40	1.90	2.20	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	0.4
S024	2.40	1.90	2.20	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	0.5
S025A	2.50	1.90	2.20	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	0.5
S025	2.50	1.90	2.20	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	0.7
S026A	2.60	2.00	2.40	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	0.7
S026	2.60	2.00	2.40	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	0.8
S027A	2.70	2.10	2.50	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	0.8
S027	2.70	2.10	2.50	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	0.9
S028A	2.80	2.20	2.60	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	0.9
S028	2.80	2.20	2.60	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	1.0
S029A	3.10	2.40	2.80	1A	3/16	—	—	—	●	●	●	●	●	●	●	1.0
S029	3.10	2.40	2.80	1	3/16	1/16	1/16	—	●	●	●	●	●	●	●	1.1
S030A	3.57	2.60	3.00	1	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	0.9
S030	3.77	3.00	3.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	0.9
S040	3.67	3.00	3.60	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	0.9
S042	4.27	3.50	3.50	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	1.1
S050	4.77	4.00	4.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	1.1
S055	5.27	4.50	4.50	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	1.3
S060	5.77	5.00	5.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	1.4
S070	6.24	6.00	6.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	1.5
A-S090	7.24	7.00	7.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	2.1
A-S090	8.24	8.00	8.40	2	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	2.5
A-S0100	9.23	9.00	9.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	3.3
A-S0110	10.22	10.00	10.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	3.6
A-S0120	11.22	11.00	11.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	4.0
M-S0130	12.22	12.00	12.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	4.0
M-S0140	13.22	13.00	13.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	7.8
M-S0150	14.22	14.00	14.40	3	1/2	1/16	1/16	1/16	●	●	●	●	●	●	●	10.0

A For 1/2" Grooves and Larger; L=1mm, P=1/16", C=1/8"      M For 1/2" Grooves and Larger; L=1mm, P=1/16", C=1/8"

Table No. 3

**Standard Keyseals**

Standard Range	Key/Keyseal
1/2" to 1 1/2"	1/2" to 1 1/2"
1/2" to 1 1/2"	1/2" to 1 1/2"
1/2" to 1 1/2"	1/2" to 1 1/2"

# LAMPIRAN 15

## Tabel Dimensi Spring

**STOCK EXTENSION SPRINGS**  
Cut to Length and Looped to Order



DIAMOND SPRING STOCK NO.	OUTSIDE DIA.	WIRE DIA.	*SAFE MAX. LOAD	SAFE MAX. EXT.	APPROX. INITIAL TENSION	(RATE) LB. PER IN. EXT.	STRESS MAX. LOAD	PRICE CODE
	IN.	IN.	IN.	IN.	LIBS.	LB./IN.	LIBS./THOUS.	
DWS-210A	0.135	0.010	0.6	1.9	0.07	0.27	100	DBB
DWS-215A		0.016	1.3	0.9	0.2	1.2	29	DCA
DWS-220A		0.023	4.2	0.28	0.8	6	80	CCA
DWS-210AA	0.155	0.010	0.42	2.5	0.01	0.12	100	DCB
DWS-215AA		0.016	1.1	1.7	0.18	0.85	29	CCA
DWS-220AA		0.023	3.2	0.7	0.8	2.8	80	CCA
DWS-2155	0.187	0.016	0.87	2.5	0.1	0.3	29	CCA
DWS-2205		0.023	2.6	1	0.4	2.0	80	DCB
DWS-2215		0.031	8.5	0.48	1.5	10.7	88	CCA
DWS-21553	0.219	0.016	0.75	4	0.01	0.18	29	CCA
DWS-22053		0.023	2.3	1.8	0.22	1.2	90	DCB
DWS-22153		0.031	5.5	0.7	1	6.5	88	CCC
DWS-223C	0.25	0.023	1.8	1.9	0.28	0.8	90	DCB
DWS-231C		0.031	4.7	1	0.75	3.8	88	CCC
DWS-247C		0.047	18	0.3	3.8	40	82	CCC
DWS-223C	0.310	0.023	1.5	3.5	0.18	0.38	90	CCC
DWS-231C		0.031	3.8	1.8	0.58	1.9	88	CCC
DWS-247C		0.047	12.5	0.2	3.2	30.8	82	CCD
DWS-231D	0.375	0.031	2.9	2.5	0.27	1	88	CCC
DWS-247C		0.047	10.9	0.9	1.7	9.8	80	CCD
DWS-282C		0.062	28	0.28	8.9	48	79	CCD
DWS-231F	0.427	0.031	2.5	3.5	0.28	0.53	88	CCC
DWS-247F		0.047	8.8	1.2	1.4	8.7	80	CCD
DWS-282F		0.062	25	0.6	4.8	28	78	CCC
DWS-247E	0.5	0.047	7.2	1.9	1.1	2.7	82	CCC
DWS-282D		0.062	17	2.8	2.3	18	78	CCC
DWS-278D		0.078	24	0.48	9	87	77	CCF
DWS-284D	0.564	0.064	27	0.28	16	160	74	CCF
DWS-247H		0.047	6	2	0.7	1.7	82	CCD
DWS-282H		0.062	13.2	1.4	4.1	1.8	78	CCF
DWS-278H	0.625	0.078	27	0.9	8.2	22	77	CCD
DWS-284H		0.094	48	0.4	11	72	74	CCM
DWS-282I		0.062	10.8	2.2	1.8	4.1	79	CCD
DWS-278I	0.75	0.078	22	1.2	3.8	14	77	CCM
DWS-284I		0.094	28	0.7	8	29	74	CCM
DWS-125I		0.125	18	0.2	23	180	69	CCJ
DWS-282J	0.875	0.062	8.2	3.0	1.1	2.4	79	CCM
DWS-278J		0.078	18	1.7	3.8	4.7	77	CCJ
DWS-284J		0.094	21	1	8	25	74	CCM
DWS-125J	1	0.125	7.2	2.5	7.7	107	68	CCJ
DWS-278K		0.078	18	2.5	2	5.9	77	CCJ
DWS-284K		0.094	28	1.5	4.8	13.7	74	CCJ
DWS-125K	1.25	0.125	25	0.78	14	88	69	CCM
DWS-187K		0.187	202	0.23	80	800	63	CCN
DWS-284M		0.094	21	2.8	3.8	6.8	74	CCM
DWS-125M	1.38	0.125	47	1.2	9	31	68	CCN
DWS-187M		0.187	148	0.2	40	200	63	CCO

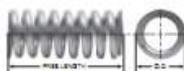
\*SAFE MAX. LOAD INCLUDES INITIAL TENSION.

Notes: Wire Dia. up to .094" @ Music Wire (MW), .187" and over @ Tempered Wire (TW). For prices from 150 lbs. use #20 Wire. Please inquire if you need a cut list or other specs.

## STOCK COMPRESSION SPRINGS

Music Wire/Oil Tempered  
(See Below)

Ends Squared and Ground Ends to  
be Square Within 3 Degrees of Axis



DIAMOND WIRE SPRING STOCK NO.	OUTSIDE DIAMETER		TO WORK IN HOLE DIA.		TO WORK OVER HOLE DIA.		APPROX. LOAD AT SOLID HT.	WIRE LENGTH	SOLID HT.		TOTAL DEFLECTION	SPRING RATE	PRICE GROUP	
	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.			IN.	IN.			IN.	TOTAM
DWC-312P-14							3,000	2,108	0.884		888.0	AE		
DWC-312P-16							4,000	2,730	1.270		470.0	AF		
DWC-312P-18							5,000	3,354	1.648		363.0	AF		
DWC-312P-19	1.937	2.000	1.250	0.312	597,000		6,000	3,978	2.023		293.0	AG		
DWC-312P-20							7,000	4,602	2.388		243.0	AG		
DWC-312P-21							8,000	5,226	2.774		215.0	AH		
DWC-312P-22							9,000	5,850	3.150		180.0	AH		
DWC-343P-14							3,000	2,372	0.728		1082.0	AF		
DWC-343P-16							4,000	2,958	1.042		742.0	AF		
DWC-343P-18	1.937	2.000	1.167	0.343	772,000		5,000	3,544	1.358		570.0	AG		
DWC-343P-19							6,000	4,130	1.670		463.0	AG		
DWC-343P-20							7,000	4,716	1.984		393.0	AH		
DWC-343P-21							8,000	5,302	2.298		330.0	AH		
DWC-343P-22							9,000	5,888	2.612		275.0	AI		
DWC-375P-14							3,000	2,343	0.657		1755.0	AF		
DWC-375P-16							4,000	3,047	0.953		1210.0	AG		
DWC-375P-18	1.937	2.000	1.105	0.375	1162,000		5,000	3,750	1.250		930.0	AG		
DWC-375P-19							6,000	4,453	1.547		755.0	AH		
DWC-375P-20							7,000	5,158	1.844		638.0	AH		
DWC-375P-21							8,000	5,853	2.141		547.0	AI		
DWC-375P-22							9,000	6,548	2.438		481.0	AJ		
DWC-307PQ-16							4,000	1,443	0.551		88.0	AA		
DWC-307PQ-18							5,000	1,708	0.673		54.4	AA		
DWC-307PQ-19							6,000	2,018	0.822		45.8	AB		
DWC-307PQ-20	2.187	2.250	1.718	0.207	178,000		7,000	2,377	1.003		37.7	AB		
DWC-307PQ-21							8,000	2,837	1.213		32.3	AC		
DWC-307PQ-22							9,000	3,298	1.402		28.3	AD		
DWC-307PQ-23							10,000	3,758	1.584		25.9	AD		
DWC-318PQ-18							4,000	1,580	0.600		91.0	AA		
DWC-318PQ-19							5,000	1,927	0.733		63.0	AB		
DWC-318PQ-20							6,000	2,294	0.886		51.5	AC		
DWC-318PQ-21	2.187	2.250	1.718	0.218	194,000		7,000	2,681	1.059		43.8	AD		
DWC-318PQ-22							8,000	3,068	1.212		37.8	AE		
DWC-318PQ-23							9,000	3,455	1.365		33.3	AE		
DWC-318PQ-24							10,000	3,842	1.518		29.8	AE		
DWC-350PQ-18							4,000	1,637	0.583		134.4	AC		
DWC-350PQ-19							5,000	2,075	0.725		102.0	AD		
DWC-350PQ-20	2.187	2.250	1.625	0.250	274,000		6,000	2,550	0.880		85.8	AE		
DWC-350PQ-21							7,000	3,027	1.033		71.3	AE		
DWC-350PQ-22							8,000	3,495	1.186		61.8	AF		
DWC-350PQ-23							9,000	3,963	1.339		55.2	AF		
DWC-350PQ-24							10,000	4,431	1.492		49.8	AF		
DWC-381PQ-18							4,000	2,043	0.750		215.7	AD		
DWC-381PQ-19							5,000	2,542	1.000		167.0	AE		
DWC-381PQ-20	2.187	2.250	1.362	0.281	377,000		6,000	3,021	1.250		136.3	AF		
DWC-381PQ-21							7,000	3,520	1.500		115.0	AF		
DWC-381PQ-22							8,000	4,019	1.750		99.8	AF		

Note: Wire Dia. up to .008" is Music Wire (MW); .008" and over is Oil Tempered Wire (OT). For prices from 1 to 100 see Price Index.

Please include 10¢ per wire not listed above.

Diamond Wire Spring Company 1-800-424-0500 Fax: 412-492-0105 catalog@stocksprings.com www.diamondwire.com

## Lampiran 16

### Tabel Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing				Double-Row Bearing				e
	(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing									
0,014				2,30				2,30	0,19
0,028				1,99				1,99	0,22
0,056				1,71				1,71	0,26
0,084				1,55				1,55	0,28
0,110	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30
0,170				1,31				1,31	0,34
0,280				1,15				1,15	0,38
0,420				1,04				1,04	0,42
0,560				1,00				1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0

Sumber : Deutschman, 1975

## Lampiran 17

Tabel Bahan Poros Dan Pasak

Tabel 1.5 Standar baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23 SNCM25	AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

## Tabel Bahan Poros Dan Pasak

**Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.**

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

## Lampiran 18

Tabel trigonometri sin, cos, tangen 0 sampai 360°

1

Sudut	sin	cos	tan	Sudut	sin	cos	tan
0	0.0000	1.0000	0.0000	45	0.7071	0.7071	1.0000
1	0.0175	0.9998	0.0175	46	0.7193	0.6947	1.0355
2	0.0349	0.9994	0.0349	47	0.7314	0.6820	1.0724
3	0.0523	0.9986	0.0524	48	0.7431	0.6691	1.1106
4	0.0698	0.9976	0.0699	49	0.7547	0.6561	1.1504
5	0.0872	0.9962	0.0875	50	0.7660	0.6428	1.1918
6	0.1045	0.9945	0.1051	51	0.7771	0.6293	1.2349
7	0.1219	0.9925	0.1228	52	0.7880	0.6157	1.2799
8	0.1392	0.9903	0.1405	53	0.7986	0.6018	1.3270
9	0.1564	0.9877	0.1584	54	0.8090	0.5878	1.3764
10	0.1736	0.9848	0.1763	55	0.8192	0.5736	1.4281
11	0.1908	0.9816	0.1944	56	0.8290	0.5592	1.4826
12	0.2079	0.9781	0.2126	57	0.8387	0.5446	1.5399
13	0.2250	0.9744	0.2309	58	0.8480	0.5299	1.6003
14	0.2419	0.9703	0.2493	59	0.8572	0.5150	1.6643
15	0.2588	0.9659	0.2679	60	0.8660	0.5000	1.7321
16	0.2756	0.9613	0.2867	61	0.8746	0.4848	1.8040
17	0.2924	0.9563	0.3057	62	0.8829	0.4695	1.8807
18	0.3090	0.9511	0.3249	63	0.8910	0.4540	1.9626
19	0.3256	0.9455	0.3443	64	0.8988	0.4384	2.0503
20	0.3420	0.9397	0.3640	65	0.9063	0.4226	2.1445
21	0.3584	0.9336	0.3839	66	0.9135	0.4067	2.2460
22	0.3746	0.9272	0.4040	67	0.9205	0.3907	2.3559
23	0.3907	0.9205	0.4245	68	0.9272	0.3746	2.4751
24	0.4067	0.9135	0.4452	69	0.9336	0.3584	2.6051
25	0.4226	0.9063	0.4663	70	0.9397	0.3420	2.7475
26	0.4384	0.8988	0.4877	71	0.9455	0.3256	2.9042
27	0.4540	0.8910	0.5095	72	0.9511	0.3090	3.0777
28	0.4695	0.8829	0.5317	73	0.9563	0.2924	3.2709
29	0.4848	0.8746	0.5543	74	0.9613	0.2756	3.4874
30	0.5000	0.8660	0.5774	75	0.9659	0.2588	3.7321
31	0.5150	0.8572	0.6009	76	0.9703	0.2419	4.0108
32	0.5299	0.8480	0.6249	77	0.9744	0.2250	4.3315
33	0.5446	0.8387	0.6494	78	0.9781	0.2079	4.7046
34	0.5592	0.8290	0.6745	79	0.9816	0.1908	5.1446
35	0.5736	0.8192	0.7002	80	0.9848	0.1736	5.6713
36	0.5878	0.8090	0.7265	81	0.9877	0.1564	6.3138
37	0.6018	0.7986	0.7536	82	0.9903	0.1392	7.1154
38	0.6157	0.7880	0.7813	83	0.9925	0.1219	8.1443
39	0.6293	0.7771	0.8098	84	0.9945	0.1045	9.5144
40	0.6428	0.7660	0.8391	85	0.9962	0.0872	11.4301
41	0.6561	0.7547	0.8693	86	0.9976	0.0698	14.3007
42	0.6691	0.7431	0.9004	87	0.9986	0.0523	19.0811
43	0.6820	0.7314	0.9325	88	0.9994	0.0349	28.6363
44	0.6947	0.7193	0.9657	89	0.9998	0.0175	57.2900
45	0.7071	0.7071	1.0000	90	1.0000	0.0000	+ ~

Tabel trigonometri sin, cos, tangen 0 sampai 360°

Sudut	sin	cos	tan
91	0.9998	-0.0175	-57.2900
92	0.9994	-0.0349	-28.6363
93	0.9986	-0.0523	-19.0811
94	0.9976	-0.0698	-14.3007
95	0.9962	-0.0872	-11.4301
96	0.9945	-0.1045	-9.5144
97	0.9925	-0.1219	-8.1443
98	0.9903	-0.1392	-7.1154
99	0.9877	-0.1564	-6.3138
100	0.9848	-0.1736	-5.6713
101	0.9816	-0.1908	-5.1446
102	0.9781	-0.2079	-4.7046
103	0.9744	-0.2250	-4.3315
104	0.9703	-0.2419	-4.0108
105	0.9659	-0.2588	-3.7321
106	0.9613	-0.2756	-3.4874
107	0.9563	-0.2924	-3.2709
108	0.9511	-0.3090	-3.0777
109	0.9455	-0.3256	-2.9042
110	0.9397	-0.3420	-2.7475
111	0.9336	-0.3584	-2.6051
112	0.9272	-0.3746	-2.4751
113	0.9205	-0.3907	-2.3559
114	0.9135	-0.4067	-2.2460
115	0.9063	-0.4226	-2.1445
116	0.8988	-0.4384	-2.0503
117	0.8910	-0.4540	-1.9626
118	0.8829	-0.4695	-1.8807
119	0.8746	-0.4848	-1.8040
120	0.8660	-0.5000	-1.7321
121	0.8572	-0.5150	-1.6643
122	0.8480	-0.5299	-1.6003
123	0.8387	-0.5446	-1.5399
124	0.8290	-0.5592	-1.4826
125	0.8192	-0.5736	-1.4281
126	0.8090	-0.5878	-1.3764
127	0.7986	-0.6018	-1.3270
128	0.7880	-0.6157	-1.2799
129	0.7771	-0.6293	-1.2349
130	0.7660	-0.6428	-1.1918
131	0.7547	-0.6561	-1.1504
132	0.7431	-0.6691	-1.1106
133	0.7314	-0.6820	-1.0724
134	0.7193	-0.6947	-1.0355
135	0.7071	-0.7071	-1.0000

Sudut	sin	cos	tan
136	0.6947	-0.7193	-0.9657
137	0.6820	-0.7314	-0.9325
138	0.6691	-0.7431	-0.9004
139	0.6561	-0.7547	-0.8693
140	0.6428	-0.7660	-0.8391
141	0.6293	-0.7771	-0.8098
142	0.6157	-0.7880	-0.7813
143	0.6018	-0.7986	-0.7536
144	0.5878	-0.8090	-0.7265
145	0.5736	-0.8192	-0.7002
146	0.5592	-0.8290	-0.6745
147	0.5446	-0.8387	-0.6494
148	0.5299	-0.8480	-0.6249
149	0.5150	-0.8572	-0.6009
150	0.5000	-0.8660	-0.5774
151	0.4848	-0.8746	-0.5543
152	0.4695	-0.8829	-0.5317
153	0.4540	-0.8910	-0.5095
154	0.4384	-0.8988	-0.4877
155	0.4226	-0.9063	-0.4663
156	0.4067	-0.9135	-0.4452
157	0.3907	-0.9205	-0.4245
158	0.3746	-0.9272	-0.4040
159	0.3584	-0.9336	-0.3839
160	0.3420	-0.9397	-0.3640
161	0.3256	-0.9455	-0.3443
162	0.3090	-0.9511	-0.3249
163	0.2924	-0.9563	-0.3057
164	0.2756	-0.9613	-0.2867
165	0.2588	-0.9659	-0.2679
166	0.2419	-0.9703	-0.2493
167	0.2250	-0.9744	-0.2309
168	0.2079	-0.9781	-0.2126
169	0.1908	-0.9816	-0.1944
170	0.1736	-0.9848	-0.1763
171	0.1564	-0.9877	-0.1584
172	0.1392	-0.9903	-0.1405
173	0.1219	-0.9925	-0.1228
174	0.1045	-0.9945	-0.1051
175	0.0872	-0.9962	-0.0875
176	0.0698	-0.9976	-0.0699
177	0.0523	-0.9986	-0.0524
178	0.0349	-0.9994	-0.0349
179	0.0175	-0.9998	-0.0175
180	0.0000	-1.0000	0.0000

## Lampiran 19

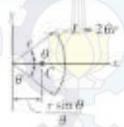
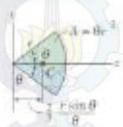
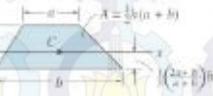
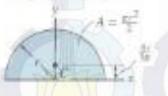
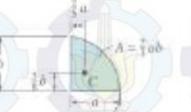
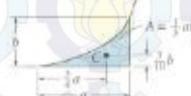
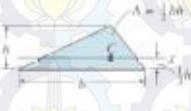
Bahan – bahan pegas terlihat pada tabel berikut :

Tabel 6.

Material	Allowable shear stress ( $\tau$ ) MPa			Modulus of rigidity (G) kN/m <sup>2</sup>	Modulus of elasticity (E) kN/mm <sup>2</sup>
	Severe service	Average service	Light service		
1. Carbon steel				80	210
(a) Upto to 2.125 mm dia.	420	525	651		
(b) 2.125 to 4.625 mm	385	483	595		
(c) 4.625 to 8.00 mm	336	420	525		
(d) 8.00 to 13.25 mm	294	364	455		
(e) 13.25 to 24.25 mm	252	315	392		
(f) 24.25 to 38.00 mm	224	280	350		
2. Music wire	392	490	612		
3. Oil tempered wire	336	420	525		
4. Hard-drawn spring wire	280	350	437.5		
5. Stainless-steel wire	280	350	437.5	70	196
6. Monel metal	196	245	306	44	105
7. Phosphor bronze	196	245	306	44	105
8. Brass	140	175	219	35	100

# Lampiran 20

## Geometric Properties of Line and Area Elements

Centroid Location	Centroid Location	Area Moment of Inertia
 <p>Circular arc segment</p> <p><math>L = 2r\theta</math></p> <p><math>r \sin \theta</math></p>	 <p>Circular sector area</p> <p><math>A = \theta r^2</math></p> <p><math>r \sin \theta</math></p>	<p>Area Moment of Inertia</p> <p><math>I_c = \frac{1}{2} r^4 (\theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta)</math></p> <p><math>I_x = \frac{1}{2} r^4 (\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta)</math></p>
 <p>Quarter and semicircle arcs</p> <p><math>L = \frac{1}{2} r</math></p> <p><math>L = \pi r</math></p>	 <p>Quarter circle area</p> <p><math>A = \frac{1}{4} \pi r^2</math></p> <p><math>x</math></p>	<p><math>I_c = \frac{1}{16} \pi r^4</math></p> <p><math>I_x = \frac{1}{16} \pi r^4</math></p>
 <p>Trapezoidal area</p> <p><math>A = \frac{1}{2} h(a + b)</math></p> <p><math>x = \frac{(2a + b)h}{3(a + b)}</math></p>	 <p>Semicircular area</p> <p><math>A = \frac{\pi r^2}{2}</math></p> <p><math>x = \frac{4r}{3\pi}</math></p>	<p><math>I_c = \frac{1}{8} \pi r^4</math></p> <p><math>I_x = \frac{1}{8} \pi r^4</math></p>
 <p>Semiparabolic area</p> <p><math>A = \frac{2}{3} ab</math></p> <p><math>x = \frac{3a}{8}</math></p>	 <p>Circular area</p> <p><math>A = \pi r^2</math></p>	<p><math>I_c = \frac{1}{2} \pi r^4</math></p> <p><math>I_x = \frac{1}{2} \pi r^4</math></p>
 <p>Exponential area</p> <p><math>A = \frac{1}{2} ah</math></p> <p><math>x = \frac{1}{3} a</math></p>	 <p>Rectangular area</p> <p><math>A = bh</math></p> <p><math>x = \frac{b}{2}</math></p>	<p><math>I_c = \frac{1}{12} bh^3</math></p> <p><math>I_x = \frac{1}{12} bb^3</math></p>
 <p>Parabolic area</p> <p><math>A = \frac{1}{2} ah</math></p> <p><math>x = \frac{3}{5} a</math></p>	 <p>Triangular area</p> <p><math>A = \frac{1}{2} bh</math></p> <p><math>x = \frac{1}{3} h</math></p>	<p><math>I_c = \frac{1}{36} bb^3</math></p>