

**PERANCANGAN DAN PEMBUATAN ALAT UJI ROTARY
BALANCING**

TUGAS AKHIR

**Diajukan sebagai Salah Satu Syarat
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana
Pada Jurusan Teknik Mesin**



Oleh :

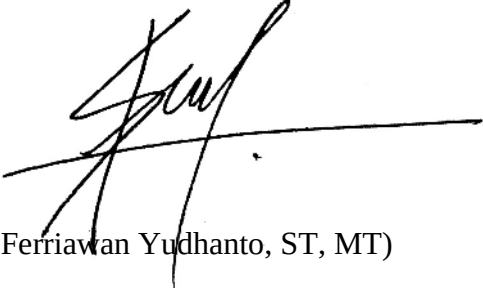
Nama : Yudistira Bayu A
No. Mahasiswa : 01 525 090

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
UNIVERSITAS ISLAM INDONESIA
YOGYAKARTA
2011**

LEMBAR PENGESAHAN PEMBIMBING
PERANCANGAN DAN PEMBUATAN ALAT UJI *ROTARY BALANCING*

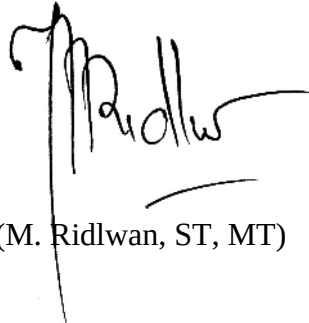


Pembimbing I



(Ferriawan Yudhanto, ST, MT)

Pembimbing II



(M. Ridlwan, ST, MT)

LEMBAR PENGESAHAN PENGUJI

PERANCANGAN DAN PEMBUATAN ALAT UJI *ROTARY BALANCING*

TUGAS AKHIR

oleh :

Nama : Yudistira Bayu A

No. Mahasiswa : 01 525 090

Telah Dipertahankan di Depan Sidang Penguji sebagai Salah Satu Syarat untuk
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri

Universitas Islam Indonesia

Yogyakarta, Mei 2011

Tim Penguji

Ferriawan Yudhanto, ST., MT.
Ketua

Purtojo, ST., M.Sc.
Anggota I

Tri Setia Putra, ST.
Anggota II

Mengetahui,

Ketua Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Universitas Islam Indonesia



Agung Nugroho Adi, ST., MT.

HALAMAN PERSEMBAHAN

Tugas akhir ini kupersembahkan untuk :

Bapak dan Ibuku tercinta

“ Tak pernah letih kau menuang kasih, Tiada henti kau memberi doa
Tiada henti papahan tanganmu, Menuntun setiap langkahku “

Kakek (alm) dan Nenekku tersayang

“ Terima kasih telah mendidikku hingga saat ini “



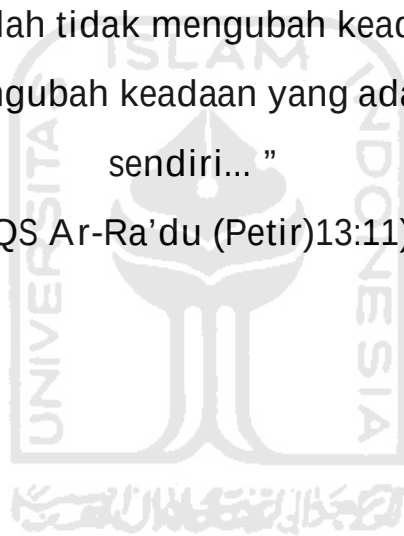
HALAMAN MOTTO

” Life is like photography, we develop from negative”

(Unknown)

“ Sesungguhnya Allah tidak mengubah keadaan sesuatu kaum
hingga mereka mengubah keadaan yang ada pada diri mereka
sendiri... ”

(QS Ar-Ra'du (Petir)13:11)



KATA PENGANTAR

Alhamdulillah puji syukur ke hadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan laporan Tugas Akhir yang merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Islam Indonesia.

Tema penelitian yang dipilih adalah **PERANCANGAN DAN PEMBUATAN ALAT UJI ROTARY BALANCING**. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan wawasan baru bagi dunia industri. Dari penelitian yang dilakukan juga diharapkan dapat memberikan sumbangan ilmu pengetahuan terhadap pengembangan ilmu getaran di masa yang akan datang.

Penulis menyadari bahwa laporan ini masih jauh dari kesempurnaan, dengan kerendahan hati penulis mohon maaf jika dalam penulisan masih banyak terdapat kekeliruan, oleh sebab itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan untuk perbaikan laporan ini.

Dalam pelaksanaan penelitian hingga tersusunnya laporan penelitian ini, tidak terlepas dari berbagai kesulitan dan kekeliruan. Namun, atas bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak, penulis akhirnya dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini. Untuk itu pada kesempatan ini penulis menyampaikan rasa terima kasih kepada :

1. Kedua orang tuaku dan simbahku tercinta, terima kasih atas keikhlasan, ketulusan, dorongan, do'a dan restumu untuk diriku.
2. Kedua adikku tersayang, Ary dan Hani, terima kasih atas dorongan semangatnya.
3. Bapak Ir Gumbolo Hadi Susanto, M.Sc selaku Dekan Fakultas Teknologi Industri Universitas Islam Indonesia Yogyakarta.
4. Bapak Ferriawan Yudhanto, ST., MT., selaku dosen pembimbing I yang telah berkenan membimbing penulis selama penyusunan laporan ini.

5. Bapak M Ridlwan, ST., MT., selaku dosen pembimbing II Tugas Akhir, yang telah berkenan membimbing penulis selama penelitian.
6. Teman-teman bengkel las Abadi Jaya yang telah banyak memberikan dukungan teknis dalam penelitian ini.
7. Seluruh Dosen dan Staff Jurusan Teknik Mesin FTI UII yang telah membimbing dan mengajar penulis dengan sabar dan baik.
8. Endang Wahyuningsih, yang bersedia menungguku selama ini.
9. Teman-teman seperjuangan Teknik mesin khususnya angkatan 2001.
10. Semua pihak yang telah membantu dalam proses penulisan laporan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan dan masih jauh dari kesempurnaan, sehingga penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari para pembaca untuk perbaikan penulis di masa yang akan datang. Semoga penelitian ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak.

Yogyakarta, Mei 2011

Yudistira Bayu A

Abstraksi

Pada suatu proses penelitian, cara dan alat kerja yang dilakukan merupakan salah satu aspek terpenting dalam menunjang suatu keberhasilan secara maksimal dalam proses penelitian. Banyak hal yang sangat bergantung pada alat-alat uji yang biasa digunakan dalam proses penelitian. Salah satu contoh yaitu apabila kita menggunakan suatu alat ukur dengan tingkat ketelitian yang rendah maka hasil akhir yang didapat tidak secara maksimal.

Perancangan dan pembuatan alat uji Rotary Balancing bertujuan untuk mencari titik setimbang getaran. Pengukuran getaran hanya dibatasi pada titik setimbang saja. Manfaat dari penelitian ini adalah agar mahasiswa dapat merancang serta merealisasikan rancangannya dan mengetahui hubungan jarak redaman terhadap beban. Poros yang digunakan pada alat ini berukuran 254 mm dengan bahan SNC3. Jumlah bearing yang digunakan sebanyak 4 titik. Beban pada poros yaitu berupa puli berukuran 6 inch dengan berat 0.75 kg.

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa getaran pada poros yang dibebani dengan jarak redaman yang setimbang belum tentu menghasilkan getaran yang kecil. Jarak redaman yang mendekati beban menghasilkan getaran yang lebih kecil. Jarak redaman terhadap beban mempengaruhi amplitudo dan frekuensi dan lendutan yang yang terjadi pada poros.

Kata Kunci: Getaran, Poros, Rotary Balancing, Amplitudo, Frekuensi.

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Lembar Pengesahan Pembimbing	ii
Lembar Pengesahan Penguji	iii
Halaman Persembahan	iv
Halaman Motto	v
Kata Pengantar	vi
Abstraksi	viii
Daftar Isi	ix
Daftar Gambar	xii
Daftar Tabel	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Tugas Akhir	2
1.5 Manfaat Tugas Akhir	2
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II LANDASAN TEORI	
2.1 Kajian Pustaka	4
2.2 Dasar Teori	5
2.2.1 Pengertian Getaran.....	5
2.2.2 Getaran Lateral.....	6
2.2.3 Getaran Torsial	7
2.2.4 Parameter Dinamik	8
2.2.5 Analogi Getaran Lateral dan Torsial.....	8
2.3 Elemen Mesin	10
2.3.1 Poros	10

2.3.2 Bantalan Gelinding	14
2.3.3 Sabuk-V	15
2.3.4 <i>Pulley</i> (Puli)	18
2.3.5 Motor Listrik AC	20
2.3.6 Mur dan Baut	21
2.3.7 Pengelasan.....	22

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Perancangan	27
3.2 Proses Desain Dengan Menggunakan <i>Software</i>	28
3.3 Membuat <i>Part</i> Dan Pemilihan <i>Part</i>	30
3.3.1 Pembuatan Part Dengan Bahan Dasar Plat Baja Tipe U.....	30
3.3.2 Penentuan Poros.....	31
3.3.3 Penentuan Motor AC	32
3.3.4 Penentuan Sabuk-v dan Puli	32
3.3.5 Penentuan Bearing yang Digunakan	32
3.3.6 Proses Perakitan Perangkat Uji	32

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Alat Uji <i>Rotary Balancing</i>	33
4.2 Perhitungan Pada Alat.....	33
4.2.1 Perhitungan Penentuan Poros	33
4.2.2 Penentuan Puli Penggerak.....	35
4.2.3 Penentuan Sabuk (<i>Belt</i>).....	36
4.3 Pengujian Getaran.....	39
4.3.1 Kendala dan Hambatan Penelitian	40
4.4 Hasil Pengujian Getaran.....	40
4.4.1 Pengujian 1.....	41
4.4.2 Pengujian 2.....	42
4.4.3 Pengujian 3.....	43
4.5 Analisa Hasil Pengujian.....	44
4.5.1 Analisa Getaran Berdasarkan Pengujian.....	46
4.5.2 Analisa Persamaan Umum Getaran	47

4.5.3	Analisa Perhitungan Redaman <i>Bearing</i>	49
4.6	Hasil Perancangan Alat Uji Rotary Balancing.....	51
4.7	Pembahasan.....	51
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		
5.1	Kesimpulan.....	52
5.2	Saran.....	52
Daftar Pustaka		53
LAMPIRAN		54



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Kecepatan Sudut	5
Gambar 2.2	Model Getaran Lateral	6
Gambar 2.3	Model Getaran Torsional	7
Gambar 2.4	Poros	11
Gambar 2.5	Bantalan Gelinding	14
Gambar 2.6	Komponen Bantalan Gelinding.....	15
Gambar 2.7	<i>Belt</i> (Sabuk)	16
Gambar 2.8	Konstruksi Dan Ukuran Penampang Sabuk V.....	17
Gambar 2.9	Puli	18
Gambar 2.10	Puli 1 Dan Puli 2.....	20
Gambar 2.11	Motor Listrik 1 Fasa.....	20
Gambar 2.12	Motor Listrik 3 Fasa.....	21
Gambar 2.13	Macam-Macam Mur Dan Baut	21
Gambar 2.14	Jenis-Jenis Sambungan Dasar	23
Gambar 2.15	Macam-Macam Sambungan T.....	24
Gambar 2.16	Sambungan Tumpang	24
Gambar 2.17	Sambungan Sisi.....	25
Gambar 2.18	Sambungan Dengan Penguat	26
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	27
Gambar 3.2	Desain Dengan <i>Software Inventor</i> 2008	29
Gambar 3.3	Landasan Dasar Perangkat Uji.....	30
Gambar 3.4	Proses Pengelasan Landasan Dasar Perangkat Uji	31
Gambar 3.5	Landasan Dasar Dan Poros Yang Digunakan.....	31
Gambar 4.1	Kegagalan Perancangan Pada Letak Bantalan.....	36
Gambar 4.2	Proses Perakitan Alat Uji <i>Rotary Balancing</i>	37
Gambar 4.3	Alat Uji Yang Telah Dirakit	37

Gambar 4.4	Alat Uji Tampak Belakang	38
Gambar 4.5	Alat Uji <i>Rotary Balancing</i>	38
Gambar 4.6	Proses Pengujian Getaran	39
Gambar 4.7	(a) Variasi Letak <i>Bearing</i>	41
	(b) Hasil Pengujian	41
Gambar 4.8	(a) Variasi Letak <i>Bearing</i>	42
	(b) Hasil Pengujian	42
Gambar 4.9	(a) Variasi Letak <i>Bearing</i>	43
	(b) Hasil Pengujian	43
Gambar 4.10	Grafik Pengujian Pertama.....	44
Gambar 4.11	Grafik Pengujian Kedua.....	45
Gambar 4.12	Grafik Pengujian Ketiga	45
Gambar 4.13	Grafik Perbandingan Hasil Pengujian Getaran	46
Gambar 4.14	Grafik Analisa Data Hasil Pengujian.....	47
Gambar 4.15	Grafik Persamaan Umum Getaran.....	48
Gambar 4.16	Grafik Pengujian Getaran.....	48
Gambar 4.17	Grafik Dekremen.....	49

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Kuantitas Analog langsung Antara Getaran Lateral dan Getaran Torsial .	9
Tabel 4.1	Hasil Pengujian	44
Tabel 4.2	Analisa Hasil Pengujian.....	46



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada saat ini, pengukuran getaran translasi lebih sering dilakukan dibandingkan dengan pengukuran getaran torsional. Hal ini karena pengukuran getaran translasi lebih mudah dilakukan dibandingkan getaran torsional. Padahal dalam praktek, pengukuran getaran torsional sama pentingnya dengan pengukuran translasi, karena getaran torsional juga dapat menimbulkan kerusakan pada mesin. Dalam proses penelitian getaran dibutuhkan suatu proses pengukuran dengan tingkat ketelitian yang baik.

Perkembangan manufaktur begitu pesat baik di bidang teknologi informasi, otomotif, maupun industri alat berat. Mesin-mesin rotasi digunakan secara luas di bidang permesinan sebagai penghasil ataupun pentransmisi daya. Selama beroperasi, mesin-mesin ini menderita gaya maupun momen sehingga menghasilkan getaran dalam segala arah. Getaran yang terjadi pada mesin dapat berupa getaran translasi maupun rotasi. Getaran translasi dapat terjadi dalam arah lateral ataupun aksial. Getaran lateral terjadi pada arah tegak lurus sumbu poros, sedangkan getaran aksial terjadi dalam arah sumbu poros. Selain getaran translasi, getaran juga dapat terjadi dalam arah putar (rotasi). Getaran yang terjadi dalam arah putar sering disebut sebagai getaran torsional.

Di Laboratorium Konversi Energi Teknik Mesin UII terdapat alat uji getaran tak seimbang vertical menggunakan sensor efek hall (cahaya morgana, 2009) tetapi masih belum tersedianya alat uji *rotary balancing*.

Alat ukur tersebut masih memiliki kekurangan yaitu tidak dapat menampilkan grafik getaran rotasi dan hasil tidak begitu akurat.

Oleh karena itu, dalam penelitian ini dirancang alat uji *rotary balancing* yang hasil ujinya dapat diambil sewaktu- waktu.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang dijelaskan diatas dapat diambil suatu rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang alat uji *rotary balancing*.
2. Bagaimana merealisasikan rancangan yang telah dibuat.
3. Membuat alat uji yang jarak redamannya dapat diubah – ubah sesuai kebutuhan.
4. Dapat mengetahui proses pengujian *rotary balancing*

1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini, jenis transmisi yang digunakan yaitu sabuk (*belt*) sebagai tranmisi daya dari motor ke puli (*pulley*) yang diletakkan pada poros. Sabuk dianggap memiliki getaran torsial lebih rendah daripada rantai (*chain*).

Pengukuran getaran yang dilakukan dibatasi pada penentuan letak antar *bearing* dengan jarak 300 mm, 350 mm dan 400 mm terhadap pusat massa.

1.4 Tujuan Tugas Akhir

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui getaran yanag ditimbulkan oleh perubahan posisi *bearing* dengan pusat massa dan karakteristik *rotary balancing* yang terjadi akibat transmisi daya yang disebabkan oleh motor dan sabuk.

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Manfaat dari penelitian ini adalah mahasiswa mampu merancang dan membuat suatu alat (*equipment*) dengan menggunakan poros yang memiliki getaran yang rendah dan mengetahui hubungan jarak *bearing* terhadap pusat massa.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini terdiri dari masing-masing bab yaitu Bagian pendahuluan berisikan halaman judul, lembar pengesahan dosen pembimbing, lembar pengesahan dosen penguji, halaman motto, kata pengantar, abstraksi, daftar isi, daftar tabel dan juga daftar gambar.

Bab I berisi tentang latar belakang masalah, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan.

Bab II akan diberikan penjelasan secara terperinci mengenai teori-teori yang digunakan sebagai dasar dalam pemecahan masalah

Bab III dimana data diolah untuk mendapatkan tujuan yang diinginkan serta langkah-langkah proses dalam penelitian.

Bab IV akan dilakukan analisis dan pembahasan terhadap hasil yang didapat pada bab sebelumnya, baik analisis kinerja dari komponen dan rangkaian.

Bab V Penutup berisikan kesimpulan mengenai semua uraian yang telah dijabarkan pada bab-bab sebelumnya dan juga dilengkapi saran-saran agar alat yang dibuat dapat bermanfaat bagi semuanya. Bagian akhir ini memuat daftar pustaka, yaitu sumber acuan yang digunakan dalam pelaksanaan dan pembuatan laporan tugas akhir dan lampiran

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Kajian Pustaka

Getaran merupakan salah satu bagian yang harus diperhatikan dalam bidang manufaktur maupun sipil. Baik getaran lateral, aksial maupun torsional. Perkembangan tentang diagnosa getaran mengalami perkembangan signifikan dalam metode analisa dan instrumentasi analisa getaran. Hal tersebut telah terjadi pada sekala laboratorium maupun industri. Berikut beberapa abstrak dari tulisan dan jurnal yang berhubungan dengan getaran sebagai acuan tugas akhir ini.

Jim Lyons (1998) melakukan penelitian tentang titik keseimbangan dari poros. Parameter penelitian poros yang tidak memiliki titik keseimbangan yang baik dapat menyebabkan getaran yang akan berakibat pendeknya umur pemakaian dari alat tersebut. Penelitian berdasar pada perbedaan kecepatan dan ukuran dari mesin terhadap getaran yang ditimbulkan.

Mohammed T. S. Al-Taei (2007) melakukan penelitian tentang *Rotating Discs Balancing*. Parameter penelitian menggunakan *plastic disc* yang langsung dihubungkan dengan motor listrik. Eksperimen yang dilakukan untuk mencari keseimbangan *plastic disc* pada kecepatan tinggi. Untuk proses *balancing*-nya dilakukan dengan cara melubangi *plastic disc*.

Horas Renov Julian Sianipar (2008) melakukan penelitian tentang getaran pada bantalan gelinding tanpa pelumasan dan mengalami *missalignment*. Parameter, mengamati frekuensi dari bantalan yang disebabkan karat.

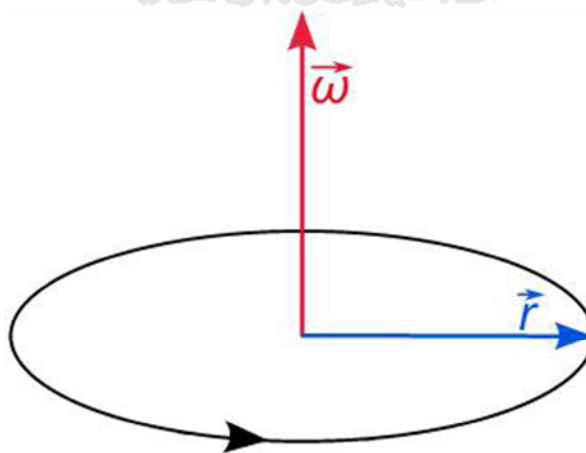
Frantisek Palcak dan Martin Vanco (2007) melakukan penelitian tentang redaman yang disebabkan *bearing* dan *plate*. Parameter penelitian, menghubungkan *bearing* dengan transmisi sabuk (*belt*). Posisi plat mengelilingi atau mengunci motor untuk mengurangi getaran yang terjadi akibat gerakan motor.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Pengertian Getaran

Getaran adalah gerakan dari mesin atau komponen mesin maju dan mundur dari keadaan statik (setimbang), bisa dikatakan juga getaran adalah fenomena mekanik yang terjadi pada suatu benda, getaran berhubungan dengan gerak osilasi dan gaya yang berhubungan dengan gerak itu (Thomson, 1980). Ilmu getaran merupakan salah satu cabang ilmu yang sangat penting dalam merekayasa konstruksi, karena getaran merupakan salah satu penyebab kerusakan. Apabila suatu sistem bergetar dengan frekuensi sama dengan salah satu frekuensi alaminya, maka ini sangat berbahaya karena sistem akan bergetar dengan simpangan yang besar.

Frekuensi adalah ukuran jumlah putaran ulang per peristiwa dalam yang diberikan (<http://id.wikipedia.org/wiki/Frekuensi>, diakses pada 9 mei 2011) . Perioda adalah waktu yang dibutuhkan gerakan periodic agar berulang sendiri dan frekuensi adalah jumlah siklus per satuan waktu (William W Seto, 1997). Amplitudo adalah jarak terjauh dari garis kesetimbangan. Proyeksi gerak melingkar dengan kecepatan tetap pada suatu garis lurus disebut dengan kecepatan sudut (ω) (T Thomson W, 1986). Gambar dibawah berikut menunjukkan kecepatan sudut.



Gambar 2.1 Kecepatan Sudut
(http://id.wikipedia.org/wiki/Berkas:Angular_velocity.svg)

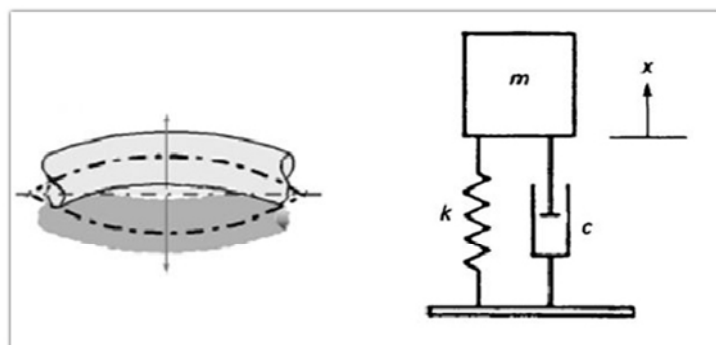
Berdasarkan modus getarnya, getaran yang terjadi pada mesin-mesin rotasi dapat diklasifikasikan menjadi 3 jenis, yaitu getaran lateral (radial), getaran aksial, dan getaran torsional. Ketiga jenis getaran ini memiliki parameter dinamik yang mirip sehingga menyebabkan ketiga jenis getaran tersebut memiliki karakteristik dinamik yang mirip.

Getaran lateral ditimbulkan akibat ketidakseimbangan, cacat bantalan, dan *missaligament*. Getaran aksial juga terjadi akibat fluktuasi gaya antara lain disebabkan oleh kecepatan aliran fluida yang tidak konstan, sedangkan getaran torsional terjadi akibat adanya fluktuasi torsi baik torsi penggerak maupun torsi beban. Penyebab getaran torsional adalah kesalahan profil roda gigi, adanya fluktuasi torsi yang ditimbulkan oleh motor induksi saat proses *start up*, atau putusnya salah satu rotor bar pada motor listrik.

Dalam pemodelan rotor secara matematik, dianggap bahwa getaran terjadi secara linier dan tidak terjadi interaksi antara getaran-getaran tersebut. Namun dalam praktek sering ditemui getaran menjadi tidak linier dan terjadi interaksi antara ketiga jenis getaran tersebut. Fenomena interaksi ini dinamakan *cross coupling*.

2.2.2 Getaran Lateral

Getaran lateral merupakan getaran yang terjadi pada bidang yang tegak lurus terhadap sumbu longitudinal dari poros. Getaran lateral menyebabkan *bending* pada poros. Model sederhana dari getaran lateral pada suatu poros yang berputar diperlihatkan pada gambar 2.2



Gambar 2.2 Model Getaran Lateral (T Thomson W , 1986)

Persamaan kesetimbangan gaya untuk sistem getaran sederhana yang digambarkan pada Gambar 7.1 adalah sebagai berikut :

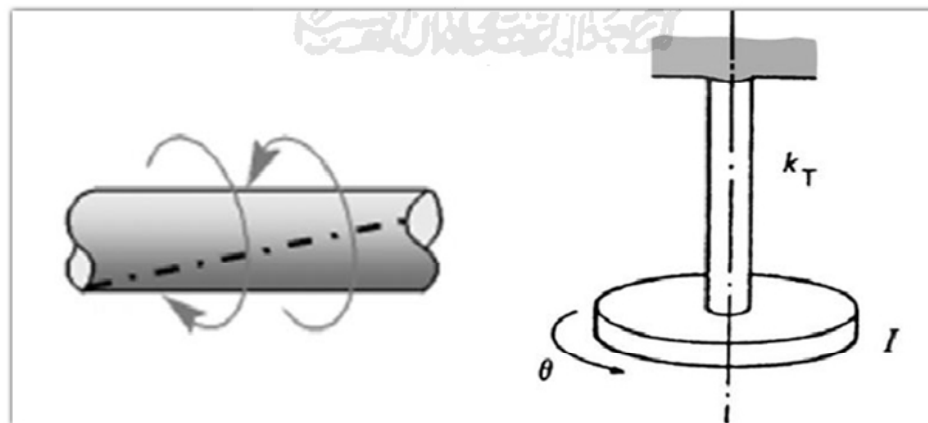
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.1)$$

dimana,
 m adalah masa inersia
 c adalah redaman
 k adalah kekakuan pegas
 $f(t)$ adalah gaya eksitasi luar

Persamaan (2.1) di atas adalah persamaan gerak *difrensial linear* orde dua dengan koefisien yang konstan. Terdapat empat parameter dinamik yang digunakan untuk menganalisis getaran lateral, yaitu gaya, massa, redaman lateral dan kekakuan lateral.

2.2.3 Getaran Torsional

Getaran torsional terjadi jika suatu poros terpuntir terhadap sumbu putarnya kemudian dilepas. Hal ini akan menyebabkan terjadinya fluktuasi kecepatan putar dari poros. Model sederhana dari sistem getaran torsional diperlihatkan pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Model Getaran Torsional (T Thomson W , 1986)

Persamaan kesetimbangan torsi untuk sistem getaran yang dilihat pada rumus 2.2 sebagai berikut :

$$T = J\ddot{\theta} + G\dot{\theta} + k_t \theta \quad (2.2)$$

dimana, $J\ddot{\theta}$ adalah masa inersia

$G\dot{\theta}$ adalah peredaman

K_t adalah kekakuan

T adalah torsi

2.2.4 Parameter Dinamik

Terdapat empat parameter dinamik yang digunakan untuk menganalisa getaran torsional, yaitu :

- Torsi, mengandung arti puntiran yang terjadi pada suatu poros apabila poros tersebut dibebani oleh suatu gaya pada suatu jarak tertentu dari sumbu rotasi sehingga cenderung menghasilkan rotasi (T).
- Momen inersia penampang, merupakan penjumlahan massa elemental di seluruh penampang dikalikan dengan jaraknya terhadap sumbu putar (j).
- Redaman torsional, sumber dari redaman torsional yaitu berawal dari gesekan antar molekul dalam material. Unit (satuan) dari redaman torsional adalah N.m.s/rad (G).
- Kekuan torsional, didefinisikan sebagai besar torsi yang diperlukan untuk menghasilkan suatu sudut puntir (kT).

2.2.5 Analogi Getaran Lateral dengan Getaran Torsional

Persamaan gerak untuk getaran lateral dan getaran torsional adalah sebagai berikut :

$$F = ma \quad (2.3)$$

$$T = J\alpha \quad (2.4)$$

Perbandingan kedua persamaan di atas memperlihatkan bahwa keduanya memiliki bentuk persamaan yang hampir mirip. Setiap variabel yang menempati letak yang sama disebut kuantitas analog. Kuantitas analog dapat dilihat pada Tabel 2.1 berikut:

Tabel 2.1 Kuantitas analog langsung antara Getaran Lateral dan Getaran Torsional

Parameter	Getaran Lateral	Getaran Torsional
Perpindahan	x (mm)	θ (derajat)
Kecepatan	$\dot{x}$ (mm/s)	$\dot{\theta}$ (derajat)
Percepatan	$\ddot{x}$ (mm/s ²)	$\ddot{\theta}$ (derajat)
Gaya/Torsi	F (N)	T (N.m)
Massa/ Momen Inersia	M (kg)	J (kg.m ²)
Redaman	C (N.s/m)	c_T (N.m.s/rad)
Kekauan	K (N/m)	k_T (N.m/rad)

(Sumber: W Seto, 1984)

Dengan analogi di atas, maka dapat diperoleh persamaan difrensial sebagai berikut :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.5)$$

$$T = J\ddot{\theta} + c_T\dot{\theta} + k_T\theta \quad (2.6)$$

2.3 Elemen Mesin

2.3.1 Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi (*gear*), puli, *flywheel*, engkol, *sprocket* dan elemen pemindah lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. (Josep Edward Shigley, 1983)

Pembagian Poros Berdasarkan Pembebanannya :

- Poros transmisi (*transmission shafts*)
Poros transmisi lebih dikenal dengan sebutan *shaft*. *Shaft* akan mengalami beban puntir berulang, beban lentur berganti ataupun kedua-duanya. Pada *shaft*, daya dapat ditransmisikan melalui *gear*, sabuk, puli, *sprocket* rantai, dll.
- Gandar
Poros gandar merupakan poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang. Poros gandar tidak menerima beban puntir dan hanya mendapat beban lentur.
- Poros *spindle*
Poros *spindle* merupakan poros transmisi yang relatif pendek, misalnya pada poros utama mesin perkakas dimana beban utamanya berupa beban puntiran. Selain beban puntiran, poros *spindle* juga menerima beban lentur (*axial load*). Poros *spindle* dapat digunakan secara efektif apabila deformasi yang terjadi pada poros tersebut kecil.



Gambar 2.4 Poros (*shaft*)

Hal-hal penting yang perlu diperhatikan dalam perencanaan poros Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal yang perlu diperhatikan adalah sebagai berikut :

1) Kekuatan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, atau gabungan antara puntir dan lentur. Poros juga ada yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan cukup kuat untuk menahan beban-beban seperti yang telah disebutkan di atas.

2) Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros telah memiliki kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak telitian pada suatu mesin perkakas. Hal ini dapat berpengaruh pada getaran dan suaranya (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Kekakuan poros juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan menggunakan poros tersebut.

3) Putaran Kritis

Bila kecepatan putar suatu mesin dinaikan, maka pada harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini dinamakan putaran kritis. Hal semacam ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik yang dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika memungkinkan, maka poros harus direncanakan sedemikian rupa, sehingga kerjanya menjadi lebih rendah daripada putaran kritisnya.

4) Korosi

Penggunaan poros propeler pada pompa harus memilih bahan-bahan yang tahan korosi (termasuk plastik), karena akan terjadi kontak langsung dengan fluida yang bersifat korosif. Hal tersebut juga berlaku untuk poros-poros yang terancam kavitasi dan poros pada mesin-mesin yang berhenti lama. Usaha perlindungan dari korosi dapat pula dilakukan akan tetapi sampai batas-batas tertentu saja.

5) Bahan Poros

Poros pada mesin umumnya terbuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis. Meskipun demikian, bahan tersebut kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang misalnya jika diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa dalam terasnya. Akan tetapi, penarikan dingin juga dapat membuat permukaannya menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar.

Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa bahan yang dimaksud di antaranya adalah baja khrom, nikel, baja khrom nikel molibdem, dan lain-lain. Sekalipun demikian, pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya untuk putaran tinggi dan beban berat saja. Hal ini perlu dipertimbangkan dalam penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan.

Rumus Perhitungan Poros

Perencanaan poros harus menggunakan perhitungan sesuai dengan yang telah ditetapkan. Perhitungan tersebut antara lain mengenai daya rencana, tegangan geser, dan tegangan geser maksimum. Berikut ini adalah perhitungan dalam perencanaan poros (Sularso, 1994).

1) Daya rencana

$$P_d = f_c \cdot P \quad (2.7)$$

Dengan : P_d = Daya rencana (HP)

f_c = Faktor koreksi

P = Daya nominal output dari motor penggerak (HP)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_d}{n_1} \quad (2.8)$$

Dengan : T = Momen puntir (N.mm)

n_1 = putaran motor penggerak (rpm)

2) Tegangan geser :

$$\tau_a = \sigma_B (Sf_1 \times Sf_2) \quad (2.9)$$

Maka diameter poros untuk beban puntir dan lentur :

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{\pi a} \sqrt{(k_m \cdot M)^2 + (Kt \cdot T)^2} \right\}^{1/3} \quad (2.10)$$

Dengan : d_s = Diameter poros (mm)

πa = Tegangan geser (kg/mm^3)

k_m = Faktor korelasi

k_t = Faktor koreksi

3) Tegangan geser maksimum :

$$\tau_{\max} = (5,1 / d_s^3) \sqrt{(k_m \cdot M) + (K_t \cdot T)}^2 \quad (2.11)$$

2.3.2 Bantalan Gelinding (*Bearing*)

Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Pada Umumnya bantalan diklasifikasikan menjadi dua bagian, yaitu :

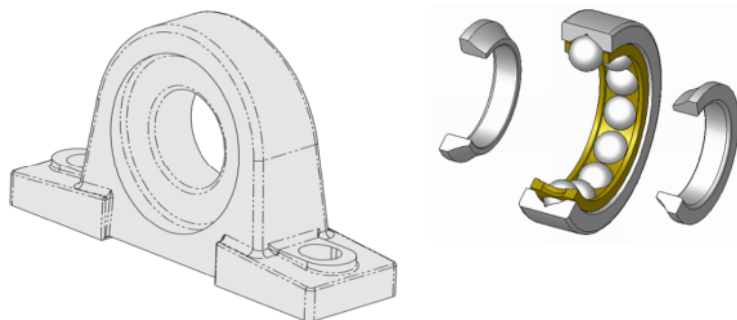
a. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros

- Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

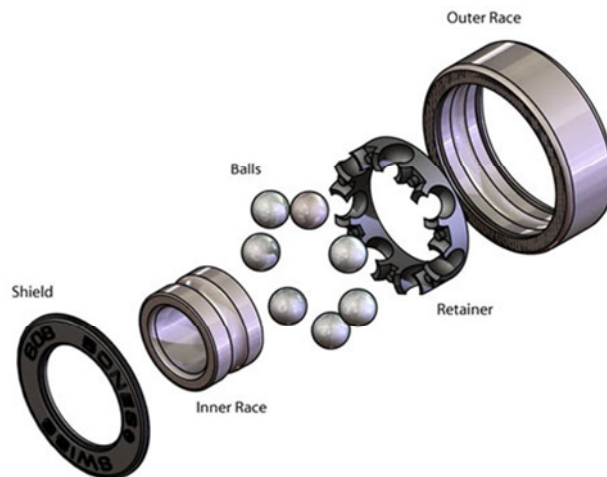
- Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, dan rol bulat.



Gambar 2.5 Bantalan Gelinding (*bearing*)

(http://en.wikipedia.org/wiki/bearing_mechanical)



Gambar 2.6 Komponen Bantalan Gelinding

(http://mechanic.dagdigdug.com/2010/07/16/penangan_bearing)

b. Berdasarkan arah beban terhadap poros

1. Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu.

2. Bantalan aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

3. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Meskipun bantalan gelinding menguntungkan, banyak konsumen memilih bantalan luncur dalam hal tertentu, contohnya bila kebisingan bantalan mengganggu, pada kejutan yang kuat dalam putaran bebas.

Dalam praktek di lapangan, bantalan gelinding standart dipilih dari katalog bantalan. Ukuran utama bantalan adalah

- Diameter lubang
- Diameter luar
- lebar
- Lengkungan sudut

Nomor nominal bantalan gelinding terdiri dari nomor dasar dan nomor pelengkap. Nomor dasar yang ada merupakan lambang jenis, lambang ukuran (lambang lebar, diameter luar). Nomor diameter lubang dan lambang sudut kontak penulisannya bervariasi tergantung produsen *bearing* yang ada.

Rumus Perhitungan Bantalan Gelinding

Rumus perhitungan bantalan gelinding antara lain mengenai (Sularso, 1994) :

1) Beban ekuivalen dinamis

$$P = x \cdot v \cdot F_r + F_a \cdot Y \quad (2.12)$$

Dengan : $x = 0,56$

$$v = 1$$

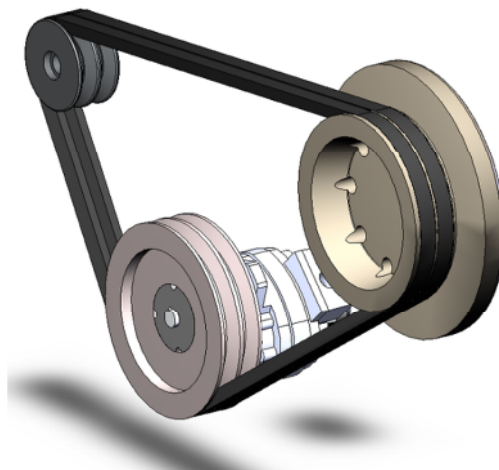
$$y = 1,45$$

F_r = beban radial

F_a = beban aksial

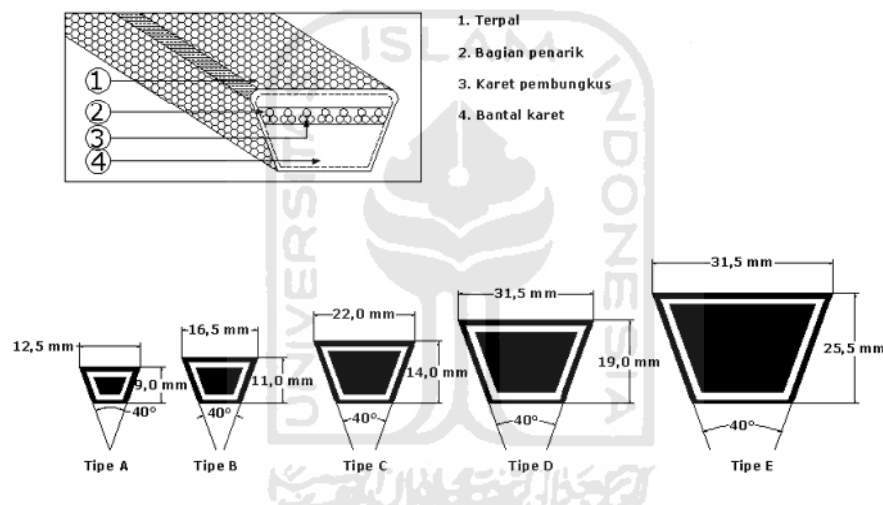
2.3.3 Sabuk-V

Belt (sabuk) adalah suatu elemen mesin yang digunakan untuk menghubungkan dua atau lebih poros yang berputar secara mekanis. Sabuk juga dapat digunakan sebagai sumber gerak untuk mengirimkan daya secara efisien.



Gambar 2.7 *Belt* (Sabuk)

Sabuk atau *belt* terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan, teteron dan semacamnya digunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk-V dibelitkan pada alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan dari sabuk-V jika dibandingkan dengan sabuk rata. Gambar 2.8 di bawah ini menunjukkan berbagai porsi penampang sabuk-V yang umum dipakai.



Gambar 2.8 Konstruksi Dan Ukuran Penampang Sabuk-V (Sularso, 1997)

Pemilihan puli *V-belt* sebagai elemen transmisi didasarkan atas pertimbangan-pertimbangan sebagai berikut :

- 1) Dibandingkan roda gigi atau rantai, penggunaan sabuk lebih halus, tidak bersuara, sehingga akan mengurangi kebisingan.
- 2) Kecepatan putar pada transmisi sabuk lebih tinggi jika dibandingkan dengan sabuk.
- 3) Karena sifat penggunaan sabuk yang dapat selip, maka jika terjadi kemacetan atau gangguan pada salah satu elemen tidak akan menyebabkan kerusakan pada elemen lain.

2.3.4 Pulley (Puli)

Puli merupakan komponen mesin yang banyak dipakai untuk mesin industri, mesin perkakas maupun dalam bidang otomotif. Puli pada umumnya dibuat dari besi cor kelabu FC 20 atau FC 30, dan adapula yang terbuat dari baja.

Ada beberapa jenis puli yaitu:

1. Puli type V
2. Puli Timing
3. Puli Variable (puli V bisa disetting besar kecil)
4. Puli Round (alur U)
5. Loss puli (biasa sebagai *adjustment*)



Gambar 2.9 Puli

Perkembangan yang pesat dalam bidang penggerak pada berbagai mesin yang menggunakan motor listrik telah membuat arti sabuk untuk alat penggerak menjadi berkurang. Akan tetapi, sifat elastisitas daya dari sabuk untuk menampung kejutan dan getaran pada saat transmisi membuat sabuk tetap dimanfaatkan untuk mentransmisikan daya dari penggerak pada mesin perkakas.

Keuntungan jika menggunakan puli :

- 1) Bidang kontak sabuk-puli luas, tegangan puli biasanya lebih kecil sehingga lebar puli bisa dikurangi.
- 2) Tidak menimbulkan suara yang bising dan lebih tenang.

Rumus Perhitungan Puli dan Sabuk-V

Perencanaan puli dan sabuk-V haruslah menggunakan suatu perhitungan. Rumus perhitungan puli dan sabuk-V antara lain untuk menentukan perbandingan transmisi, kecepatan sabuk, dan panjang sabuk (Sularso, 1997). Rumus perhitungan tersebut adalah sebagai berikut :

1) Perbandingan transmisi

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.16)$$

Dengan : n_1 = putaran poros pertama (rpm)

n_2 = Putaran poros kedua (rpm)

d_1 = diameter puli penggerak (mm)

d_2 = diameter puli yang digerakan (mm)

2) Kecepatan sabuk

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)} \quad (2.17)$$

Dengan : V = kecepatan sabuk (m/s)

d = diameter puli motor (mm)

n = putaran motor listrik (rpm)

3) Panjang sabuk (lihat gambar 2.9)

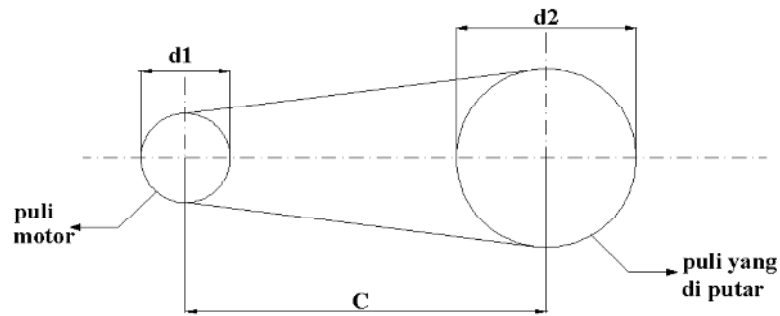
$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (dp + Dp) + \frac{1}{4 \cdot C} (Dp - dp)^2 \quad (2.18)$$

Dengan : L = panjang sabuk (mm)

C = jarak sumbu poros (mm)

D^1 = diameter puli penggerak (mm)

D^2 = diameter puli poros (mm)



Gambar 2.10 Puli 1 Dan Puli 2

2.3.5 Motor Listrik AC

Berdasarkan karakteristik dari arus listrik yang mengalir, motor AC (*Alternating Current*, Arus Bolak-balik) terdiri dari 2 jenis, yaitu:

1. Motor listrik AC / arus bolak-balik 1 fasa
2. Motor listrik AC / arus bolak-balik 3 fasa



Gambar 2.11. Motor Listrik 1 fasa

Motor AC satu fasa berbeda cara kerjanya dengan motor AC tiga fasa, dimana pada motor AC tiga fasa untuk belitan statornya terdapat tiga belitan yang menghasilkan medan putar dan pada rotor sangkar terjadi induksi dan interaksi torsi yang menghasilkan putaran. Sedangkan pada motor satu fasa memiliki dua belitan stator, yaitu belitan fasa utama dan belitan fasa bantu.

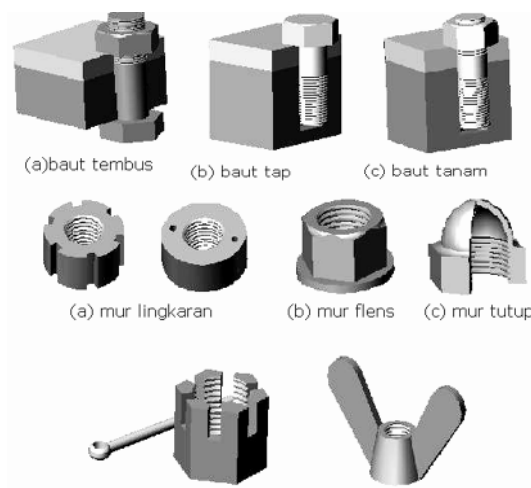


Gambar 2.12. Motor Listrik 3 fasa

2.3.6 Mur dan Baut

Mur dan baut merupakan alat pengikat yang sangat penting dalam suatu rangkaian mesin. Jenis mur dan baut beraneka ragam, sehingga penggunaannya disesuaikan dengan kebutuhan (gambar 2.13). Pemilihan mur dan baut sebagai pengikat harus dilakukan dengan teliti untuk mendapatkan ukuran yang sesuai dengan beban yang diterimanya sebagai usaha untuk mencegah kecelakaan dan kerusakan pada mesin. Pemakaian mur dan baut pada konstruksi mesin umumnya digunakan untuk mengikat beberapa komponen, antara lain :

1. Pengikat pada bantalan
2. Pengikat padaudukan motor listrik
3. Pengikat pada puli



Gambar 2.13 Macam-macam Mur dan Baut (Sularso, 1997)

Penentuan jenis dan ukuran mur dan baut harus memperhatikan berbagai faktor seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, cara kerja mesin, kekuatan bahan, dan lain sebagainya. Gaya-gaya yang bekerja pada baut dapat berupa :

1. Beban statis aksial murni
2. Beban aksial bersama beban puntir
3. Beban geser

2.3.7 Pengelasan

Berdasarkan definisi dari *Deutsche Industries Normen* (DIN), las adalah ikatan metalurgi pada sambungan logam atau logam paduan yang dilaksanakan dalam keadaan lumer atau cair. Definisi tersebut dapat dijabarkan lebih lanjut bahwa las adalah sambungan setempat dari beberapa batang logam yang menggunakan energi panas. Las juga dapat diartikan penyambungan dua buah logam sejenis maupun tidak sejenis dengan cara memanaskan (mencairkan) logam tersebut di bawah atau di atas titik leburnya, disertai dengan atau tanpa tekanan dan disertai atau tidak disertai logam pengisi.

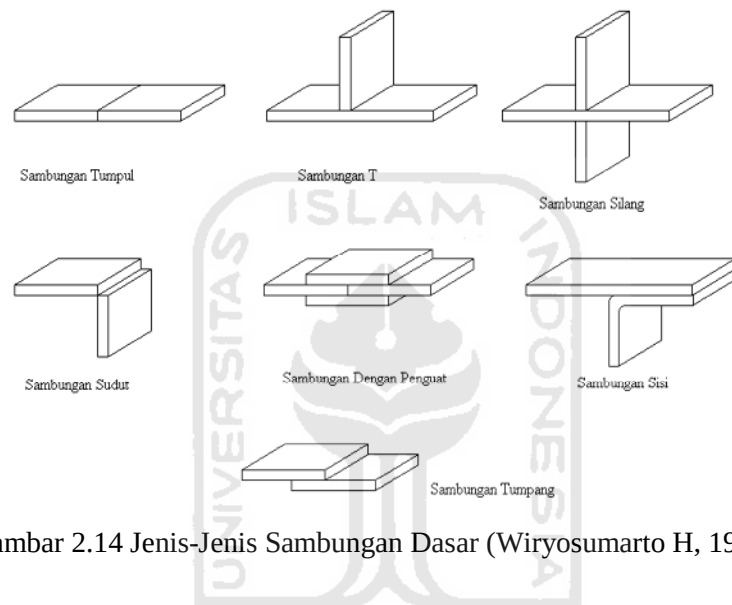
Berdasarkan cara kerjanya, pengelasan diklasifikasikan menjadi tiga kelas utama yaitu : pengelasan cair, pengelasan tekan dan pematrian.

- 1) Pengelasan cair adalah metode pengelasan dimana bagian yang akan disambung dipanaskan sampai mencair dengan sumber panas dari busur listrik ataupun busur gas.
- 2) Pengelasan tekan adalah metode pengelasan dimana bagian yang akan disambung dipanaskan sampai lumer (tidak sampai mencair), kemudian ditekan hingga menjadi satu tanpa bahan tambahan.
- 3) Pematrian adalah cara pengelasan dimana bagian yang akan disambung diikat dan disatukan dengan menggunakan paduan logam yang mempunyai titik cair yang rendah. Metode pengelasan ini mengakibatkan logam induk tidak ikut mencair.

Klasifikasi Las Berdasarkan Sambungan dan Bentuk Alurnya.

1) Sambungan Las Dasar

Sambungan las pada konstruksi baja pada dasarnya dibagi menjadi sambungan tumpul, sambungan T, sambungan sudut dan sambungan tumpang. Sebagai perkembangan sambungan dasar di atas terjadi sambungan silang, sambungan dengan penguat dan sambungan sisi yang ditunjukkan pada gambar 2.14 di bawah ini.



Gambar 2.14 Jenis-Jenis Sambungan Dasar (Wiryosumarto H, 1994)

2) Sambungan Tumpul

Sambungan tumpul adalah jenis sambungan las yang paling efisien, sambungan ini terbagi menjadi dua yaitu :

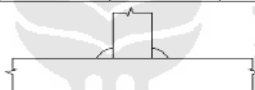
- a) Sambungan penetrasi penuh
- b) Sambungan penetrasi sebagian

Sambungan penetrasi penuh terbagi lagi menjadi sambungan tanpa plat pembantu dan sambungan dengan plat pembantu. Bentuk alur dalam sambungan tumpul sangat mempengaruhi efisiensi pekerjaan dan jaminan sambungan.

Pada dasarnya, dalam pemilihan bentuk alur harus mengacu pada penurunan masukan panas dan penurunan logam las sampai harga terendah yang tidak menurunkan mutu sambungan.

- 3) Sambungan bentuk T dan bentuk silang, Sambungan bentuk T dan bentuk silang ini secara garis besar terbagi menjadi dua jenis (seperti pada gambar 2.15), yaitu :
- Jenis las dengan alur datar
 - Jenis las sudut

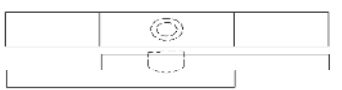
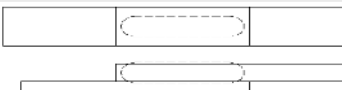
Dalam pelaksanaan pengelasan mungkin ada bagian batang yang menghalangi, hal ini dapat diatasi dengan memperbesar sudut alur.

	Lasan Penetrasi penuh					Pelat Pembantu 
	Lasan Dengan Alur					
Lasan Sudut						

Gambar 2.15 Macam-Macam Sambungan T (Wiryosumarto H, 1994)

4) Sambungan Tumpang

Sambungan tumpang dibagi menjadi tiga jenis, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.16 dikarenakan sambungan jenis ini tingkat keefisienannya rendah, maka jarang sekali digunakan untuk pelaksanaan sambungan konstruksi utama.

Las Sudut	
Las Titik	
Las Isi	

Gambar 2.16 Sambungan Tumpang (Wiryosumarto H, 1994)

5) Sambungan Sisi

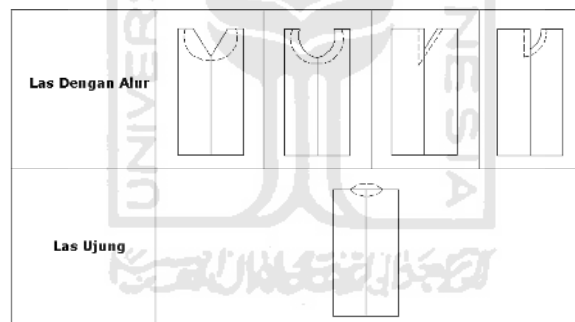
Sambungan sisi dibagi menjadi dua (seperti ditunjukkan pada gambar 2.17), yaitu :

a) Sambungan las dengan alur

Untuk jenis sambungan ini platnya harus dibuat alur terlebih dahulu.

b) Sambungan las ujung

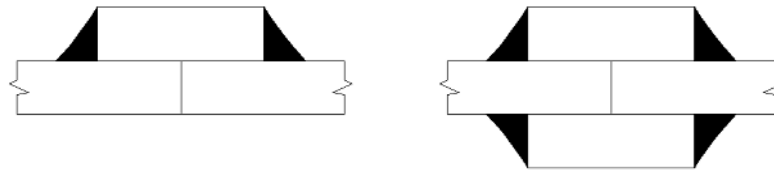
Sedangkan untuk jenis sambungan ini pengelasan dilakukan pada ujung plat tanpa ada alur. Sambungan las ujung hasilnya kurang memuaskan, kecuali jika dilakukan pada posisi datar dengan aliran listrik yang tinggi. Oleh karena itu, pengelasan jenis ini hanya dipakai untuk pengelasan tambahan atau pengelasan sementara pada pengelasan plat-plat yang tebal.



Gambar 2.17 Sambungan Sisi (Wiryosumarto H, 1994)

6) Sambungan Dengan Plat Penguat

Sambungan ini dibagi dalam dua jenis yaitu sambungan dengan plat penguat tunggal dan sambungan dengan plat penguat ganda seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.18. Sambungan jenis ini mirip dengan sambungan tumpang, maka sambungan jenis ini pun jarang digunakan untuk penyambungan konstruksi utama.



Gambar 2.18 Sambungan Dengan Penguat (Wiryosumarto H, 1994)

b. Kekuatan Las

Kekuatan las dipengaruhi oleh beberapa faktor, oleh karena itu penyambungan dalam proses pengelasan harus memenuhi beberapa syarat, antara lain :

1. Benda yang dilas tersebut harus dapat cair atau lebur oleh panas.
2. Antara benda-benda padat yang disambungkan tersebut terdapat kesamaan sifat lasnya, sehingga tidak melemahkan atau meninggalkan sambungan tersebut.

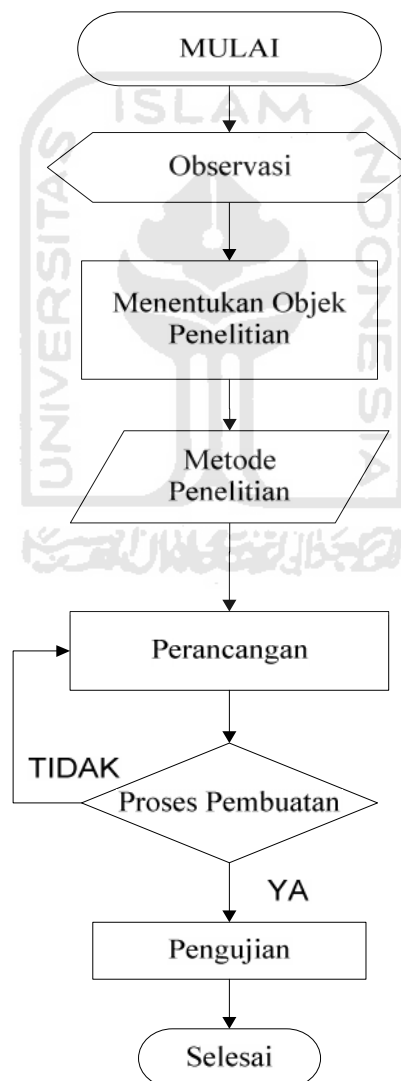
Cara-cara penyambungan harus sesuai dengan sifat benda padat dan tujuan dari penyambungannya.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Perancangan

Penelitian dilakukan dengan beberapa metode yaitu observasi, menentukan objek penelitian, metodel penelitian, perancangan, pembuatan desain produk, pengujian. Di bawah ini diagram alir pada penelitian :



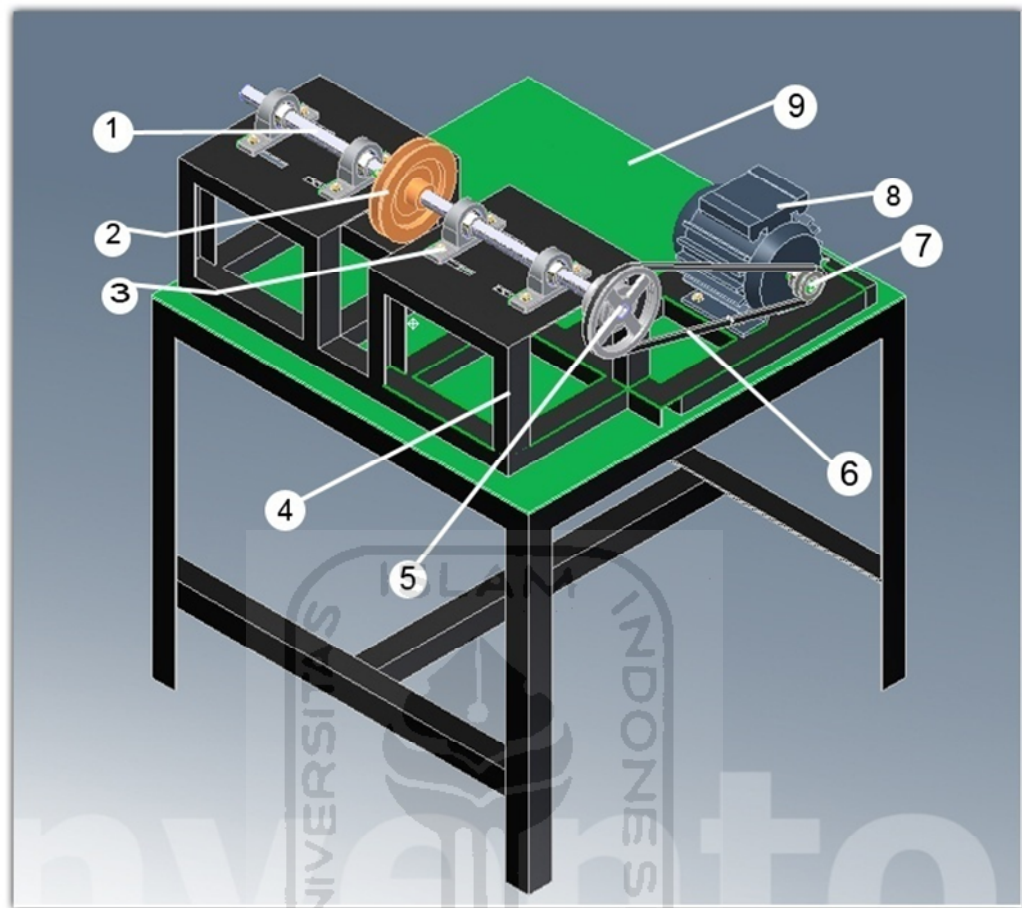
Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

Dalam proses penelitian ini terdiri dari beberapa tahap pengerjaan, antara lain :

1. Observasi, merupakan tahap awal penelitian untuk mencari bahan atau dasar-dasar dilakukannya penelitian. Penelitian tidak akan berjalan dengan baik apabila tidak didasari oleh sumber yang kuat. Observasi ini meliputi *study literatur* atau tinjauan pustaka, perbandingan dengan penelitian sebelumnya, survey alat dan bahan, dan sarana pendukung lainnya.
2. Menentukan objek penelitian, merupakan tahap penting dalam memulai penelitian. Pada tahap ini, diperlukan suatu rancangan penelitian yang akan dilakukan dari awal sampai akhir. *Output* atau hasil yang ingin dicapai ditentukan pada tahap ini.
3. Menentukan metode penelitian, tahap ini merupakan suatu tahap yang menentukan jalannya penelitian yang dilakukan. Tahap ini meliputi penentuan alur, parameter atau batasan yang akan dipakai pada penelitian, serta keputusan lanjut tidaknya penelitian.
4. Membuat rancangan dari alat uji *rotary balancing*. Perancangan sangat diperlukan dalam proses penelitian ini, karena dengan adanya desain yang baik maka alat yang dihasilkan juga baik.
5. Proses pembuatan dilakukan berdasarkan dari rancangan yang sudah dibuat sebelumnya. Pada penelitian ini proses pembuatan sangat berperan penting.
6. Pada penelitian ini, proses pengujian dilakukan untuk validasi data yang dihasilkan oleh alat yang sudah dirancang dan sudah dibuat.

3.2 Proses Desain Dengan menggunakan Software

Dari proses observasi yang dilakukan di lapangan yaitu berupa pengamatan didapat bahwa belum tersedianya alat uji *rotary balancing* di laboratorium Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Islam Indonesia. Perancangan dilakukan dengan menggunakan *software Autodesk Inventor Professional 2008*. Membuat gambar 3D dengan bantuan *software Autodesk Inventor* dari desain yang kita tentukan lengkap dengan dimensi untuk mempermudah pembuatan.



Gambar 3.2 Desain Dengan *Software Inventor 2008*

Keterangan :

1. Poros (*shaft*)
2. Puli
3. Bantalan gelinding (*Bearing*)
4. Landasan dasar
5. Puli
6. Sabuk-v
7. Puli
8. Motor AC
9. Meja Dudukan

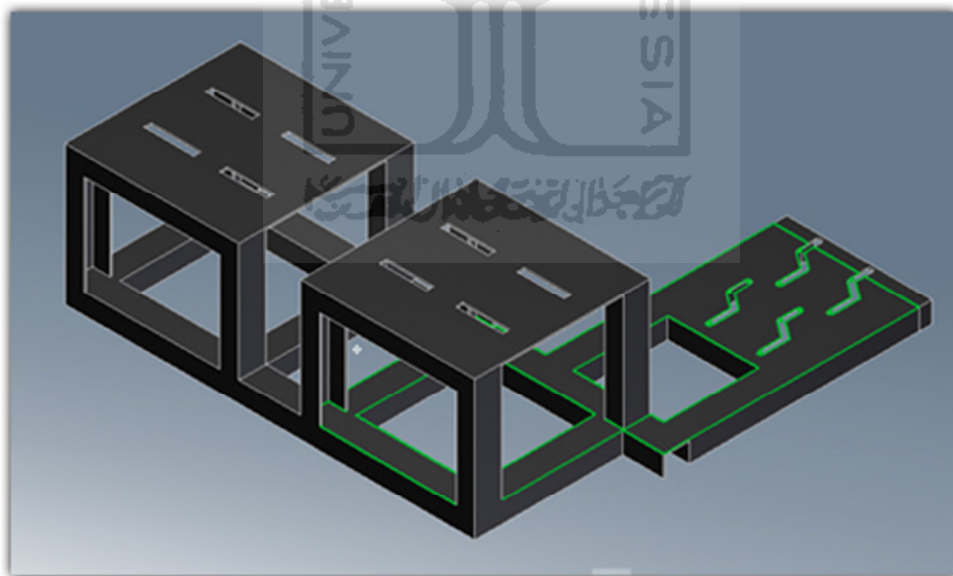
3.3. Membuat *Part* dan Pemilihan *Part*

Membuat alat sesuai dengan gambar desain yang sudah dibuat dengan *software*. Proses ini meliputi :

1. Pemotongan plat baja tipe U sesuai dengan *desain* yang kita kehendaki.
2. Penentuan poros baja chrome dengan ukuran sesuai dengan *desain*.
3. Pemilihan motor AC sebagai penggerak pada alat yang telah kita desain.
4. Pemilihan puli dan *v-belt* sebagai penerus penggerak.
5. Pemilihan *bearing* sebagai peredam getaran.
6. Proses *assembly* alat sesuai dan Proses pengujian getaran pada alat.

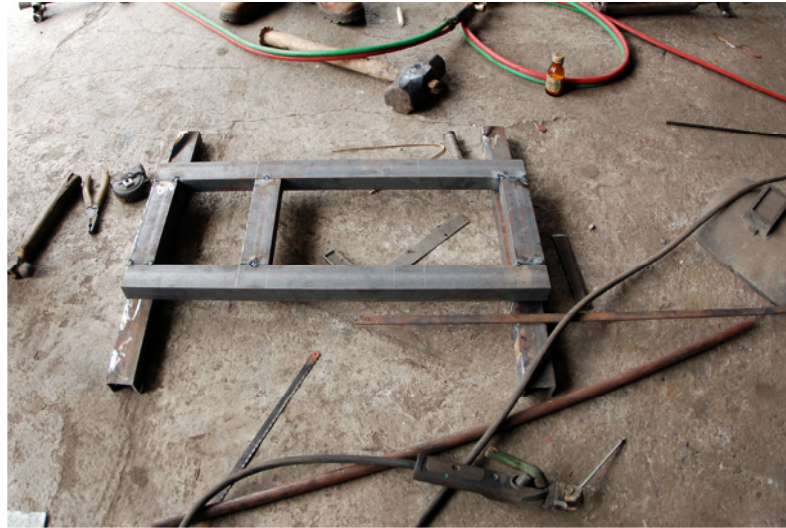
3.3.1 Pembuatan *Part* Dengan Bahan Dasar Plat Baja Tipe U

Di dalam langkah awal pembuatan alat uji *rotary balncing* ini adalah membuat dudukan atas dengan menggunakan plat baja tipe U. Plat baja tipe U berfungsi sebagai dudukan utama poros, bearing dan motor.



Gambar 3.3 Landasan Dasar Perangkat Uji

Perakitan plat baja tipe U pada penelitian ini menggunakan proses pengelasan listik, karena proses pengelasan listrik cenderung lebih rapi dan kuat.



Gambar 3.4 Proses Pengelasan Landasan Dasar Perangkat Uji

3.3.2 Penentuan Poros

Poros yang digunakan pada alat ini menggunakan poros baja chrome. Pemilihan baja chrome untuk menghindari terjadinya korosi pada poros. Ukuran poros yang digunakan pada alat ini menggunakan ukuran 25,4 mm.



Gambar 3.5 Landasan Dasar Dan Poros Yang Digunakan

3.3.3 Penentuan Motor AC

Penggerak pada alat ini menggunakan motor listrik AC. Motor listrik AC yang digunakan pada alat ini menggunakan motor listrik 1 fasa dengan daya output sebesar $\frac{1}{2}$ HP atau 0,372 kW. Letak motor listrik disesuaikan dengan desain yang sudah dibuat dengan *software*.

Peletakan motor listrik akan mempengaruhi getaran yang terjadi pada dudukan atas dan meja.

3.3.4 Penentuan Sabuk-v (*belt*) dan puli

Untuk meneruskan daya dari motor listrik digunakan puli dan sabuk-v. Ukuran puli yang digunakan pada penggerak sabuk-v adalah 50,8 mm. Sementara sabuk-v yang digunakan pada alat ini menggunakan ukuran 45 dengan tipe A.

3.3.5 Penentuan *Bearing* Yang Digunakan

Bearing (bantalan gelinding) ini berfungsi untuk meredam getaran pada poros, sehingga getaran dapat diminimalkan. *Bearing* yang digunakan menyesuaikan dengan ukuran poros yang sudah ditentukan.

Letak *bearing* dapat dirubah sesuai dengan kebutuhan. Getaran yang terjadi pada dudukan atas sangat dipengaruhi oleh perubahan letak *bearing*.

3.3.6 Proses Perakitan Perangkat Uji

Dudukan atas yang sudah dirakit dengan proses pengelasan diletakkan diatas meja yang sudah diberi peredam getaran. Pada alat ini peredam getaran menggunakan kayu, lembaran karet dan karpet yang diletakkan pada permukaan meja.

Poros dan *bearing* diletakkan di tengah dudukan atas alat. Puli dan *v-belt* diletakkan di samping dudukan atas. Motor listrik AC yang berfungsi sebagai penggerak diletakkan di belakan dudukan atas. Penentuan letak motor listrik ini sangat berpengaruh terhadap getaran yang dihasilkan.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Alat Uji *Rotary Balancing*

Alat uji *rotary balancing* adalah alat yang berfungsi untuk mengukur getaran rotasi. Letak *bearing* sangat mempengaruhi hasil pengujian dari alat uji *rotary balancing* ini.

4.2 Perhitungan Pada Alat

4.2.1 Perhitungan Penentuan Poros

Poros yang digunakan pada alat ini ditentukan dengan perhitungan sebagai berikut :

1) Daya rencana

$$P_d = f_c \cdot P \quad (4.1)$$

$$1 \times 0.367 = 0.367 \text{ kw}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n_1} \quad (4.2)$$

$$9,74 \cdot 10^5 \frac{0,367}{1450} = 24,85 \text{ kgmm}$$

2) Bahan poros yang akan digunakan :

- Baja chrome : SNC 3

$$\sigma = 95 \text{ kg/mm}^2$$

- Faktor koreksi : $S_{f1} = 6$

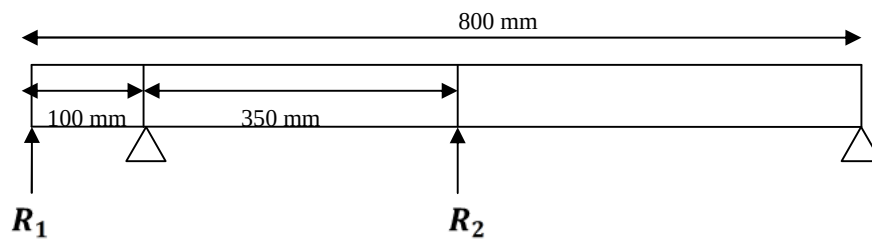
$$S_{f2} = 2$$

3) Tegangan geser

$$\tau_a = \sigma_B (S_{f1} \cdot S_{f2}) \quad (4.3)$$

$$95 (6 \times 2) = 7,9 \text{ kg/mm}^2$$

- Free body diagram poros



Berat puli yang akan diggunakan :

Puli 1 : 0.75 kg

4) Reaksi dan Gaya

$$F = w_1 = m \cdot g = 0.5 \times 9.8 = 4.9 \text{ N}$$

$$F = w_2 = m \cdot g = 0.75 \times 9.8 = 7.35 \text{ N}$$

$$R_1 = \frac{4.9(350) + 7.35(450)}{800} = 6.27 \text{ N} \quad R_2 = (4.9 + 7.35) - 6.27 = 5.98 \text{ N}$$

5) Momen lentur

$$MR_1 = 6.27 \times 100 = 627 \text{ Nm}$$

$$MR_2 = 5.98 \times 350 = 2093 \text{ Nm}$$

Momen Lentur Gabungan :

$$M = \sqrt{627^2 + 2093^2} = 2184.89 \text{ Nm} \quad (4.4)$$

$$Ds \geq \left\{ \frac{5,1}{\pi a} \sqrt{(k_m \cdot M)^2 + (Kt \cdot T)^2} \right\}^{1/3} \quad (4.5)$$

$$Ds \geq \left\{ \frac{5,1}{7,9} \sqrt{(2 \times 2184.89)^2 + (1,5 \times 24.85)^2} \right\}^{1/3}$$

$$Ds \geq 14,16 \text{ mm}$$

Berdasarkan dari perhitungan penentuan diameter poros diatas, maka diameter poros yang digunakan pada alat uji *rotary balancing* adalah berdiameter 25,4 mm.

Dengan perhitungan diatas, poros yang digunakan juga dapat menggunakan poros berdiameter 6,35 mm, namun kendala yang dihadapi di lapangan yaitu tidak mudah mendapatkan bantalan gelinding (*bearing*) yang sesuai dengan ukuran poros yang dikehendaki.

Pemilihan poros berdiameter 25,4 mm dilakukan juga untuk menghindari terjadinya defleksi pada poros (poros melengkung) pada saat pengujian.

4.2.2 Penentuan Puli Penggerak Poros

Pada motor penggerak sudah terpasang puli dengan diameter 50,8 mm. Terdapat 2 jenis ukuran diameter puli untuk variasi kecepatan poros. Penentuan diameter puli menggunakan perhitungan sebagai berikut :

$$d_1 = 50,8 \text{ mm}$$

$$n_1 = 1450 \text{ rpm}$$

Kecepatan yang diinginkan (n_2) adalah : $\frac{1}{3} n_1$

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$$

$$d_2 = \frac{n_1 d_1}{n_2}$$

$$d_2 = \frac{1450 \times 50,8}{\frac{1}{3} 1450}$$

$$d_2 = \frac{73660}{483,33}$$

$$d_2 = 152,4 \text{ mm}$$

Alat ini menggunakan puli yang berdiameter

$$d_1 = 50,8 \text{ mm}$$

$$d_2 = 152,4 \text{ mm}$$

4.2.3 Penentuan Sabuk (*Belt*)

- Penampang sabuk V tipe A

Torsi = 24,85 kgmm $\longrightarrow$ motor

$$T_2 = 24,85 \times 3 = 74,55 \text{ kgmm} \quad (4.7)$$

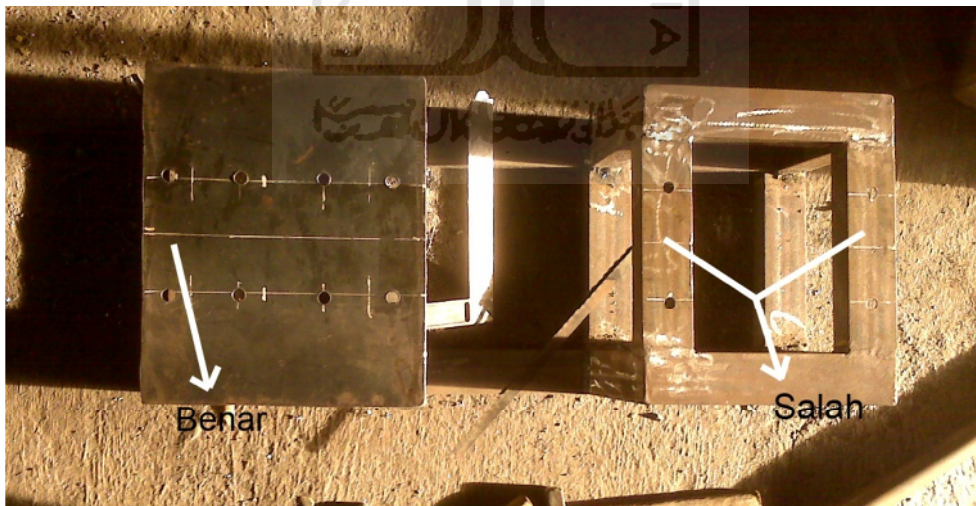
- Kecepatan sabuk

$$V = \frac{\pi n d}{60000} = \frac{3,14 \times 1450 \times 50,8}{60000} = 3,85 \text{ m/s} \quad (4.8)$$

- Panjang Sabuk

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2 \quad (4.9)$$
$$= 800 + 319,024 + 6,45 = 1125,474 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, maka sabuk yang digunakan adalah, sabuk-V tipe A dengan nomer 45. Hasil ini didapat dari tabel penomeran *belt* (sabuk).



Gambar 4.1 Kegagalan Perancangan Pada Letak Bantalan



Gambar 4.2 Proses Perakitan Alat Uji *Rotary Balancing*



Gambar 4.3 Alat Uji Yang Telah Dirakit



Gambar 4.4 Alat Uji Tampak Belakang

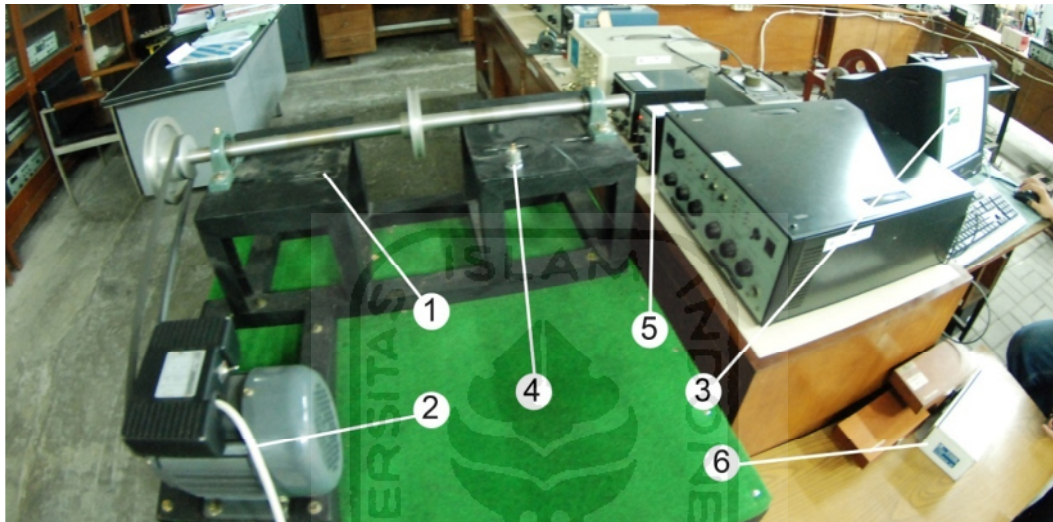


Gambar 4.5 Alat Uji *Rotary Balancing*

4.3 Pengujian Getaran

Alat hasil perancangan kemudian diuji getarannya. Pengujian dilakukan di laboratorium getaran dan akustik Universitas Gajah Mada, Yogyakarta. Parameter pengujian pada alat, antara lain : menentukan letak *accelerometer*, mencari besarnya getaran yang timbul pada rangka alat uji *rotary balancing*.

Proses pegujian getaran dijelaskan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Proses Pengujian Getaran

Alat dan bahan yang digunakan untuk pengujian :

1. Struktur uji

Struktur uji yang digunakan adalah landasan dasar alat uji *rotary balancing*.

2. Catu daya

Catu daya berfungsi untuk memberikan energi listrik pada sensor *accelerometer* yang digunakan. Selain berfungsi untuk memberikan energi listrik pada sensor, catu daya ini juga berfungsi untuk menguatkan sinyal yang diukur oleh *accelerometer*.

3. *Software LabVIEW 8.2 Professional*

LabVIEW adalah piranti lunak yang digunakan untuk menampilkan data pengukuran getaran.

4. *Accelerometer*

Accelerometer adalah sensor getaran yang berfungsi mengukur percepatan getaran. Pada pengujian ini menggunakan satu buah *accelerometer* magnet. Tipe *accelerometer* yang digunakan adalah 4329B&K.

5. *Pre amplifier*

Pre amplifier adalah piranti elektronika yang berfungsi sebagai pengkondisi sinyal.

6. DAQ (*Data Acquisition*)

DAQ adalah piranti elektronik yang berfungsi sebagai pengantar data ke *Software LabVIEW*.

Setelah alat terakit dengan sempurna, *accelerometer* diletakkan pada titik yang memiliki besar getaran yang dominan. Yaitu mendekati sumber getaran pada motor ac. Pengukuran getaran dilakukan sebanyak 4 kali percobaan, dengan merubah jarak *bearing* pada landasan dasar.

Kecepatan motor ac yang digunakan pada pengujian ini konstan pada satu titik kecepatan.

4.3.1 Kendala dan Hambatan Penelitian

1. Keterbatasan alat instrumentasi.
2. Banyak getaran yang bersumber dari elemen lain dari alat pengujian.
3. Rumitnya birokrasi dalam penggunaan alat untuk pengujian

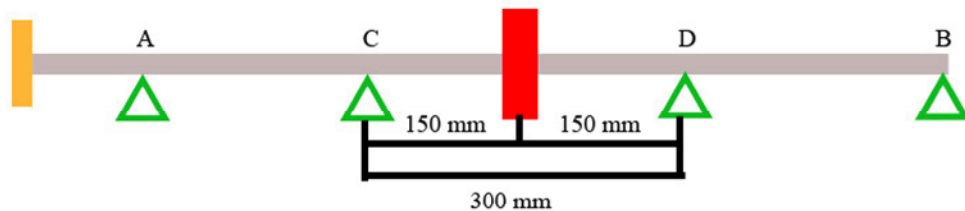
4.4 Hasil Pengujian Getaran

Pengujian ini bertujuan untuk mencari besar amplitudo yang dihasilkan pada landasan dasar alat uji *rotary balancing*. Jarak redaman (*bearing*) terhadap massa (*puli*) mempengaruhi besar getaran yang dihasilkan. Kecepatan motor ac yang digunakan pada percobaan ini konstan.

Jarak redaman yang medekati massa cenderung menghasilkan getaran yang kecil, sementara jarak redaman yang menjauhi massa, walaupun dalam kondisi setimbang (*balance*) menghasilkan getaran yang lebih besar.

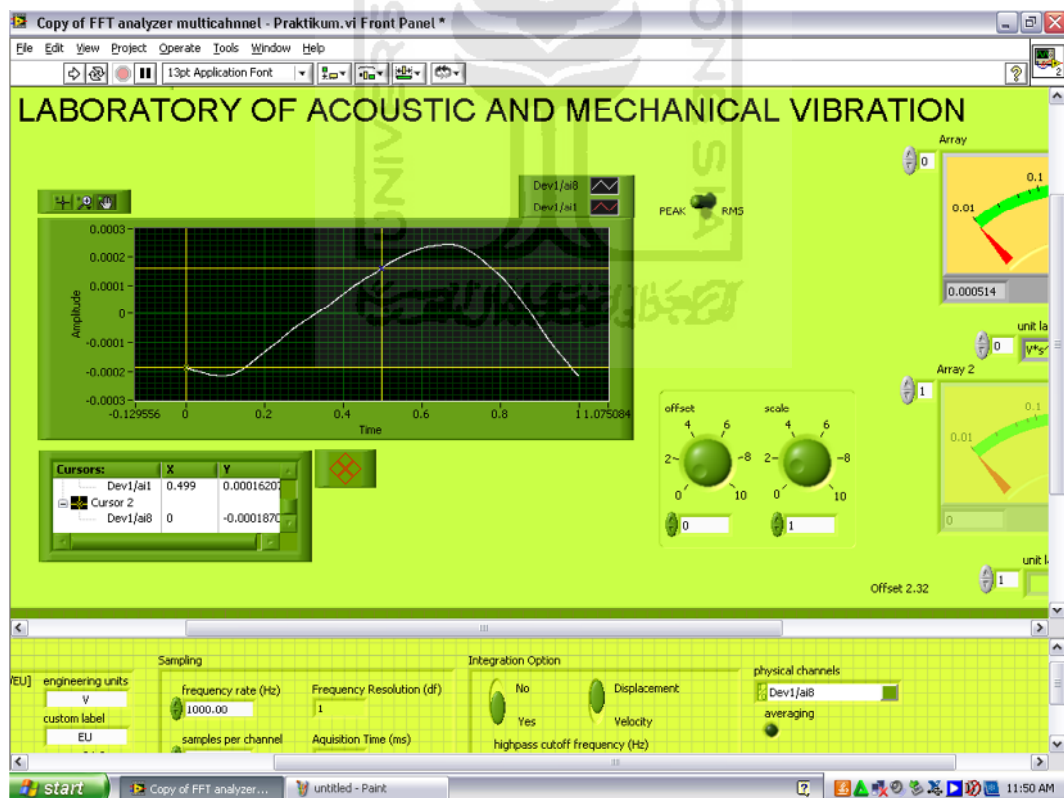
4.4.1 Pengujian ke 1

Letak bearing pada pengujian pertama.



-  = Bantalan (*Bearing*)
-  = Poros
-  = Puli penggerak poros
-  = Puli beban

(a)

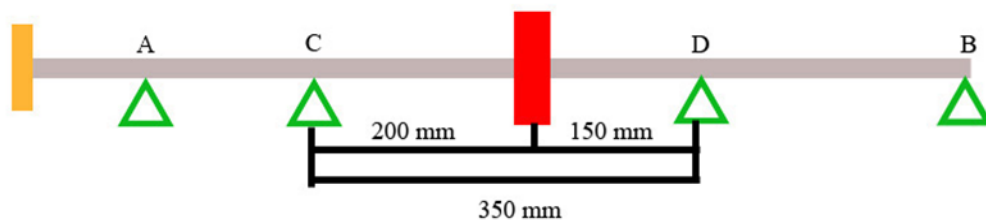


(b)

Gambar 4.7 (a) Variasi Letak *Bearing*, (b) Hasil Pengujian

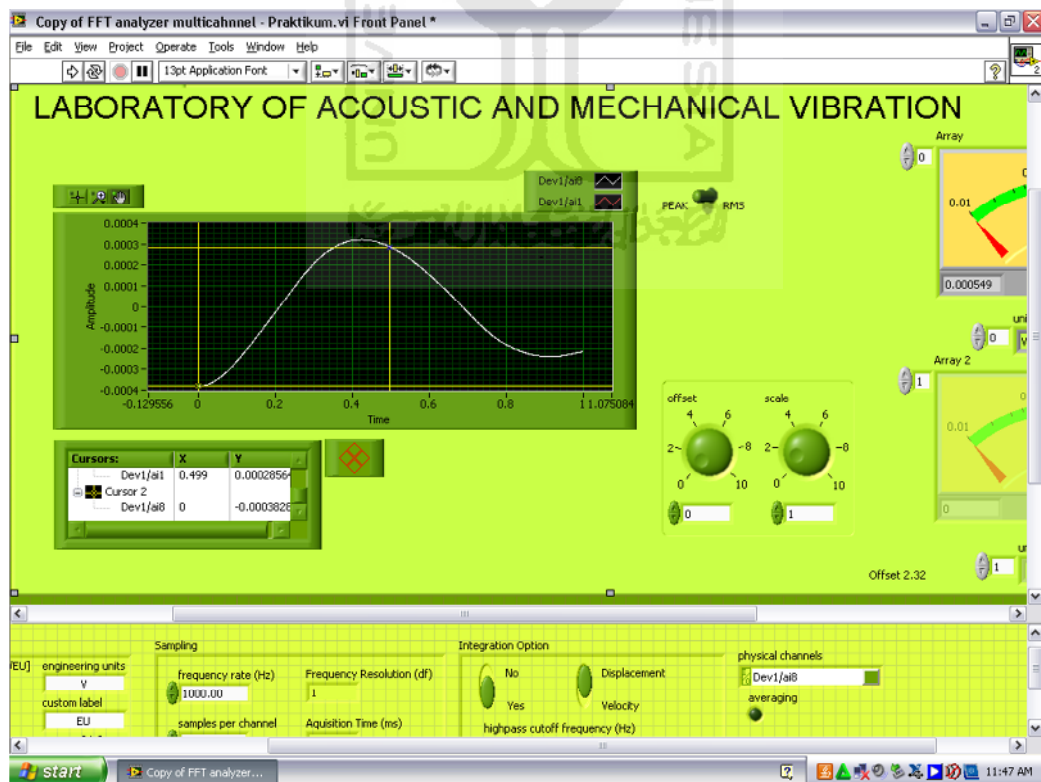
4.4.2 Pengujian ke 2

Letak bearing pada pengujian kedua



-  = Bantalan (*Bearing*)
-  = Poros
-  = Puli penggerak poros
-  = Puli beban

(a)

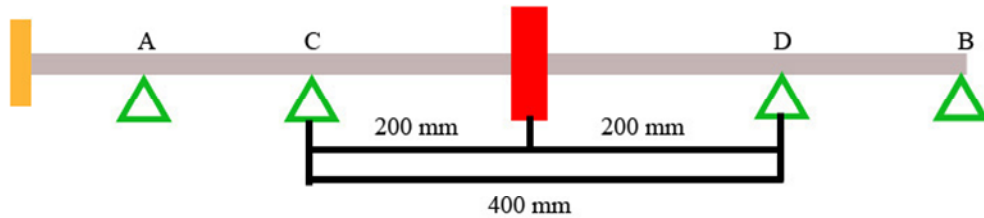


(b)

Gambar 4.8 (a) Variasi Letak *Bearing* (b) Hasil Pengujian

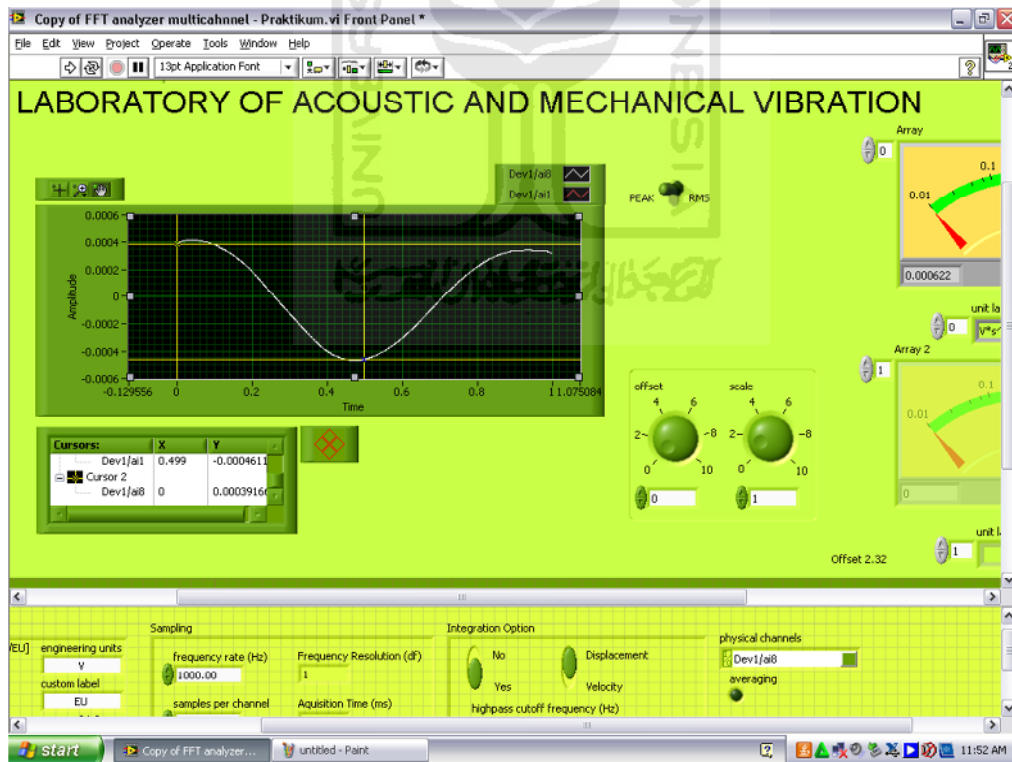
4.4.3 Pengujian ke 3

Letak bearing pada pengujian ketiga



-  = Bantalan (*Bearing*)
-  = Poros
-  = Puli penggerak poros
-  = Puli beban

(a)



(b)

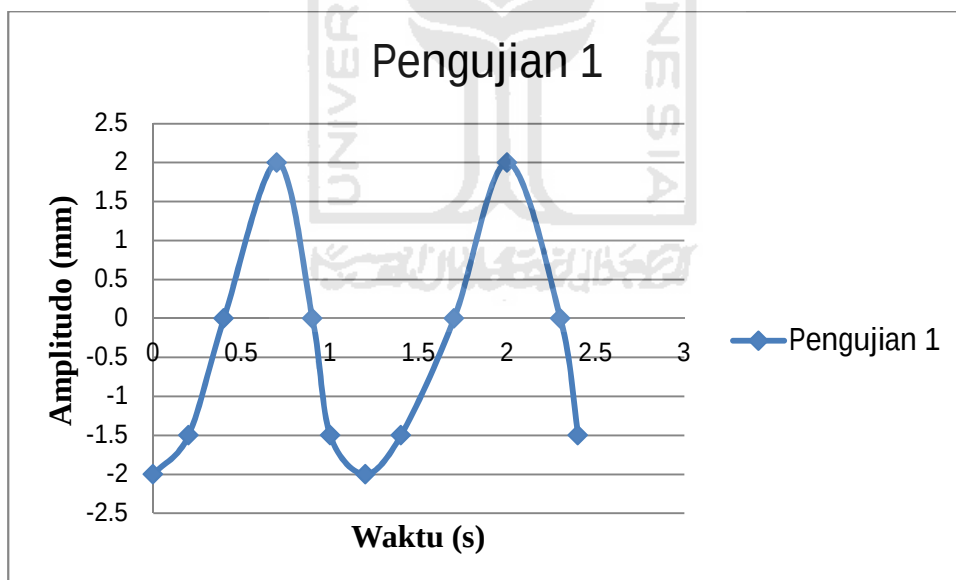
Gambar 4.9 (a) Variasi Letak *Bearing* (b) Hasil Pengujian

4.5 Analisa Hasil Pengujian

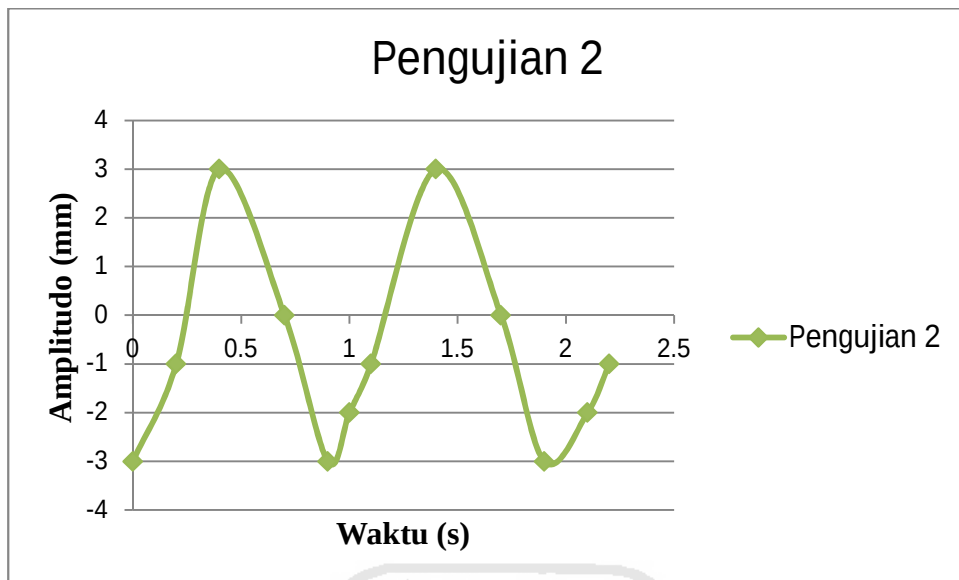
Berdasarkan pengujian yang telah dilakukan maka diperoleh hasil yang dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.1 Hasil Pengujian Getaran

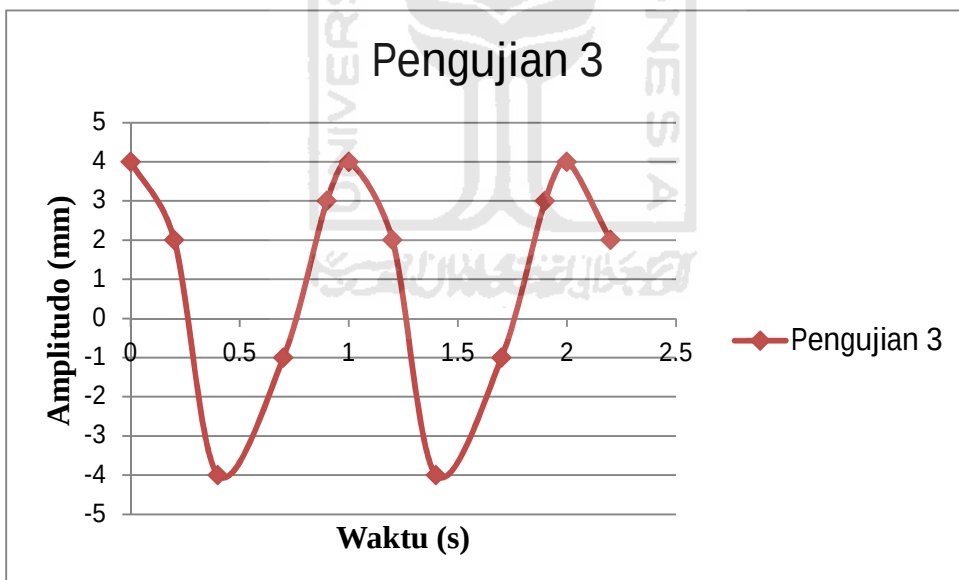
Waktu (s)	Amplitudo (mm)		
	Pengujian 1	Pengujian 2	Pengujian 3
0	-2	-3	4
0.2	-1.5	-1	2
0.4	0	3	-4
0.7	2	0	-1
0.9	0	-3	3
1	-2	-2	4



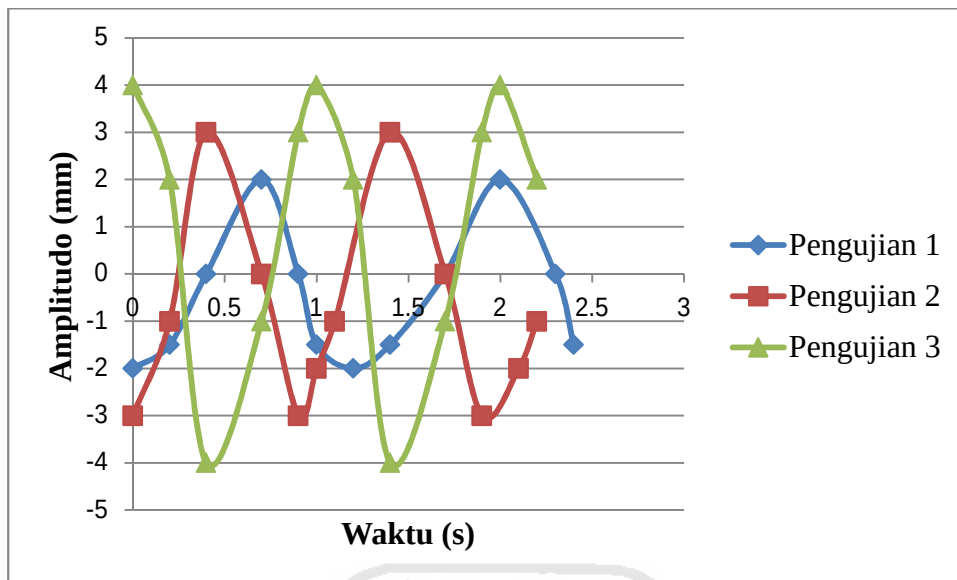
Gambar 4.10 Grafik Pengujian Pertama



Gambar 4.11 Grafik Pengujian Kedua



Gambar 4.12 Grafik Pengujian Ketiga



Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Hasil Pengujian Getaran

4.5.1 Analisa Getaran Berdasarkan Pengujian

Dari hasil pengujian yang telah dilakukan, maka dapat diperoleh hasil seperti pada tabel 4.2 di bawah ini :

Tabel 4.2 Analisa Data Hasil Pengujian

Pengujian Ke	Amplitudo ($\cdot 10^{-4}$) (mm)	Perioda (s)	Frekuensi (hz)	ω (rad/s)
1	2	1.2	0.83	5.23
2	3	1	1	6.28
3	4	0.8	1.25	7.85

Dimana :

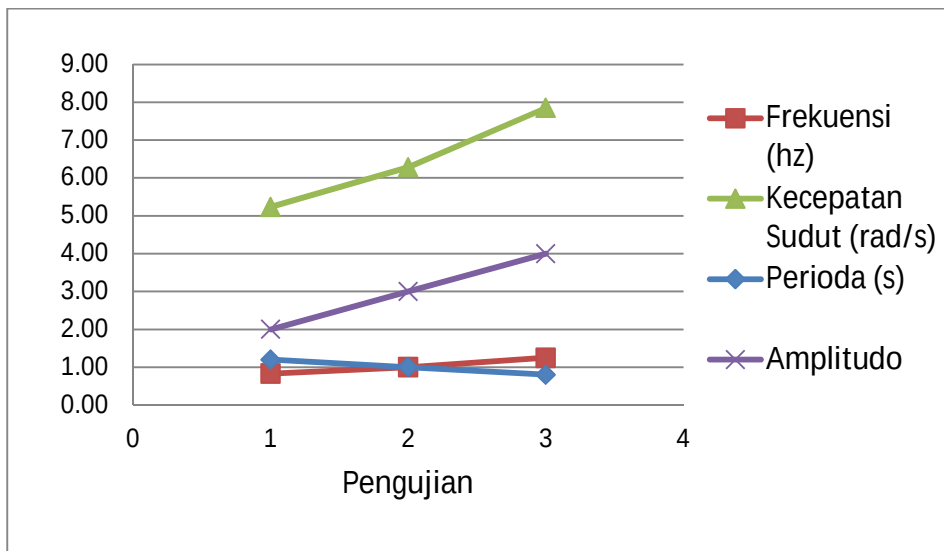
$$f = 1/T \quad (4.10)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (4.11)$$

f = frekuensi (hz)

ω = Kecepatan Sudut (rad/s)

T = Perioda (s)



Gambar 4.14 Grafik Analisa Data Hasil Pengujian

4.5.2 Analisa Persamaan Umum Getaran

Berdasarkan hasil pengujian getaran, maka diperoleh persamaan sebagai berikut :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

$$0,75\ddot{x} + 0.7\dot{x} + 573613,15x = 0$$

$$a = 0,75$$

$$b = 0.7$$

$$c = 573613,15$$

$$D_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$D_{1,2} = \frac{-0.7 \pm \sqrt{0.7^2 - 4 \times 0,75 \times 573613,15}}{2 \times 0,75}$$

$$D_{1,2} = \frac{-0.7 \pm \sqrt{0.49 - 1720839,45}}{1,5}$$

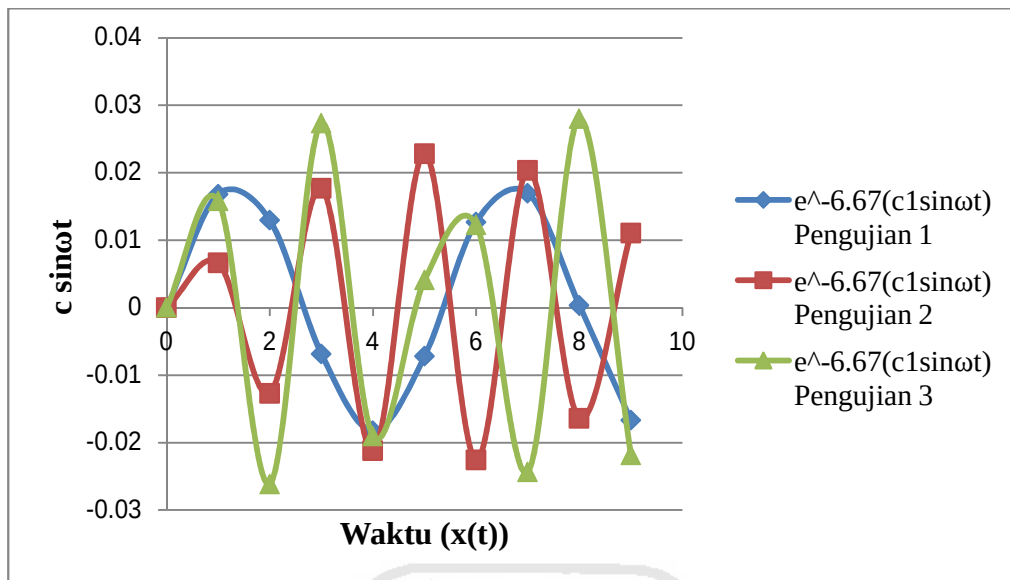
$$D_{1,2} = 6,67 \pm 874,53 i$$

Persamaan Jarak (x) terhadap Waktu (t)

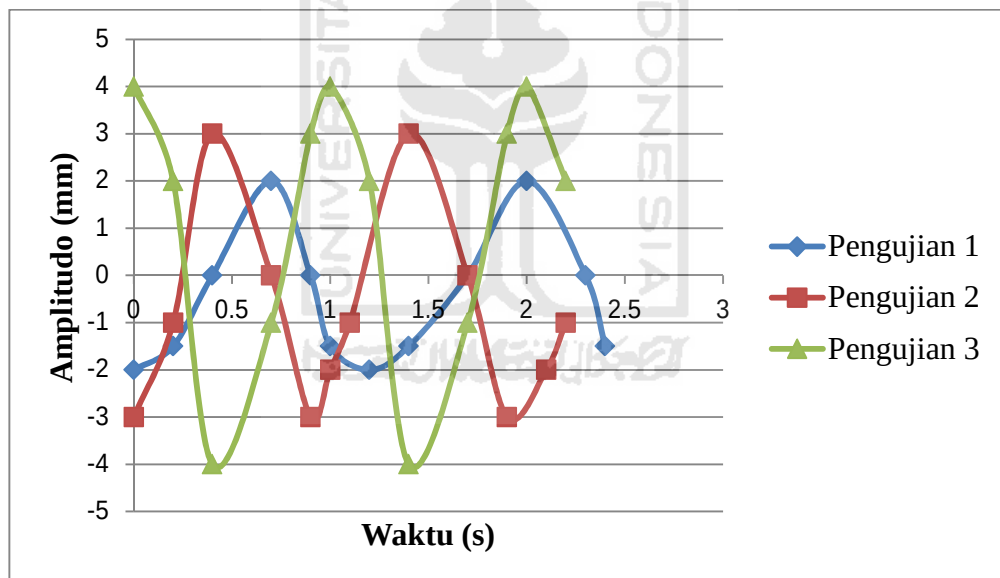
$$x(t) = e^{-6,67t}(c_1 \sin 874,53 t + c_2 \cos 874,53 t)$$

Dari persamaan di atas di dapat

$$\omega = 874,53 \text{ rad/s}$$



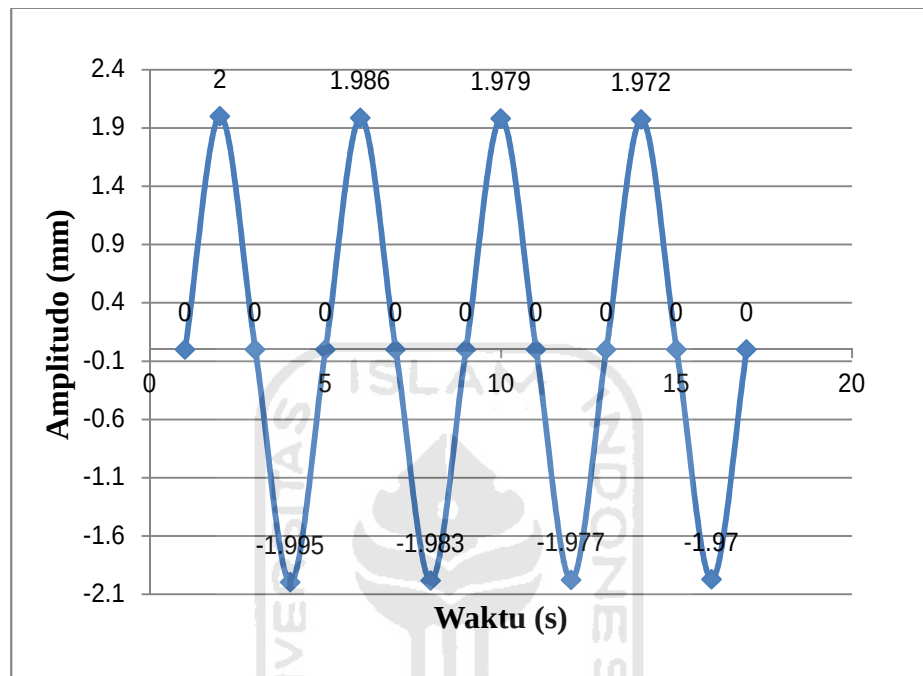
Gambar 4.15 Grafik Persamaan Umum Getaran



Gambar 4.16 Grafik Pengujian Getaran

4.5.3 Analisa Perhitungan Redaman *Bearing*

Berdasarkan hasil pengujian getaran yang telah dilakukan seperti dijelaskan pada gambar 4.15, maka diperoleh hasil sebagai berikut :



Gambar 4.17 Grafik Dekremen

- Hasil yang diperoleh dari gambar 4.17 adalah :

$$y_1 = 2$$

$$y_2 = 1.993$$

Nilai dekremen :

$$\delta = \ln \frac{y_1}{y_2} \quad (4.12)$$

$$\delta = \ln \frac{2}{1.993}$$

$$\delta = 0.0035$$

- Maka faktor redam *bearing* yang diperoleh sebagai berikut :

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{2\pi^2 + \delta^2}} \quad (4.13)$$

$$\zeta = \frac{0.0035}{\sqrt{2\pi^2 + (0.0035)^2}}$$

$$\zeta = 0.000558$$

- Nilai konstanta redaman *bearing* :

m	= 0,75 kg	d	= 25.4 mm	π	= 3,14
E	= 7,9 x 10 ⁶ N/mm ²	L1	= 300 mm	L2	= 350 mm
L3	= 400 mm	L4	= 650 mm		

Momen Inersia

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \quad (4.14)$$

$$I = \frac{3,14 \times 25,4^4}{32}$$

$$I = 40842,70 \text{ mm}^4$$

Kekakuan Pegas

$$k = \frac{48EI}{L^3} \quad (4.15)$$

$$k = \frac{48 \times 7,9 \times 10^6 \times 40842,7}{300^3}$$

$$k = 573613,15 \frac{N}{mm}$$

Konstanta Redaman *Bearing* :

$$c = 2\sqrt{km}\zeta \quad (4.16)$$

$$c = 2\sqrt{573623.15(0.75)} (0.000558)$$

$$c = 0.7323 \text{ kg/s}$$

4.6 Hasil Perancangan Alat Uji *Rotary Balancing*

Berdasarkan hasil dari perancangan maka didapat :

1. Letak *bearing* sangat mempengaruhi getaran pada alat.
2. Besar getaran pada alat diperlihatkan dengan *software labview* yang menggunakan sensor *accelerometer*.
3. Getaran yang timbul pada alat diredam dengan menggunakan landasan kayu dan lembaran karpet karet yang terdapat pada meja yang juga berfungsi sebagai landasan utama alat
4. Kegagalan yang terjadi pada perancangan alat ini adalah pada peletakan *bearing*, posisi *bearing* tidak dapat dirubah sesuai kebutuhan.
5. Poros yang mengalami beban puntir cenderung terdefleksi.

4.7 Pembahasan

Berdasarkan dari pengujian diatas maka diperoleh hasil sebagai berikut :

1. Jarak redaman (*bearing*) terhadap massa mempengaruhi besar getaran yang timbul.
2. Apabila redaman semakin mendekati massa maka getaran (amplitudo) yang terjadi semakin kecil.
3. Kesetimbangan jarak redaman terhadap massa tidak selamanya menghasilkan getaran yang kecil.
4. Besar jarak redaman terhadap massa yang digunakan adalah, 300 mm, 350 mm dan 400 mm.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan dan analisa data yang diperoleh, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Jarak *bearing* terhadap massa mempengaruhi getaran yang timbul.
2. Getaran terbesar terjadi ketika jarak *bearing* menjauhi pusat massa pada poros.
3. Posisi setimbang tidak selamanya memiliki getaran yang kecil.
4. *Bearing* yang memiliki jarak terdekat dengan titik massa memiliki getaran yang rendah.

5.2 SARAN

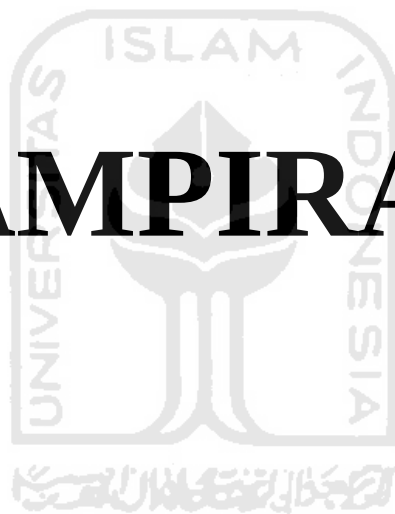
Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, dapat disarankan beberapa hal untuk diperhatikan, antara lain :

1. Penggunaan poros sebaiknya dari material yang berbahan tahan terhadap korosi.
2. Pelumasan pada *bearing* sebaiknya dilakukan secara berkala dan rutin.
3. Sebisa mungkin proses pengujian dilakukan pada bidang yang datar.

DAFTAR PUSTAKA

- Abidin., Zainal., 2010., *Pemodelan, Pengujian Dan Analisis Getaran Torsional Dari Perangkat Uji System Poros Rotor.*, Makalah., Institut Teknologi Bandung., Bandung.
- Al-Taee., Mohammed., 2007., *Theoretical And Experimental Method Of Rotating Discs Balancing.*, Jurnal., Mosul University.. Iraq.
- Kamarwan, Sidharta., 1995., *Mekanika Bahan.*, Penerbit Universitas Indonesia., Jakarta.
- Morgana., Cahaya, 2010., *Perancangan Sistem Pengukuran Pada Alat Uji Getaran Tak Seimbang Vertical Menggunakan Sensor Effect Hall.*, Skripsi., Universitas Islam Indonesia., Yogyakarta.
- Palcak., Frantisek. Vanco., Martin., 2007., *Vibration Analysis Of Rotary Drier.*, Jurnal., (http://dlib.lib.cas.cz/5369/1/14_4_259.pdf , diakses juni 2010).
- Sianipar H.R.J., 2008., *Spektrum Getaran Pada Bantalan Elemen Gelending Tanpa Pelumasan Dan Mengalami Missalignment.*, Skripsi., Universitas Gajah Mada., Yogyakarta.
- Soekrisno., Jamasri., *Getaran Pada Konstruksi.*, Proyek Pengembangan Pusat Fasilitas Bersama Antar Universitas (Bank Dunia XVII) – PAU Ilmu Teknik., Universitas Gajah Mada., Yogyakarta.
- Thomson., William., 1986., *Teori Getaran Dengan Penerapan.*, Penerbit Erlangga., Jakarta.
- William., Seto., 1984., *Getaran Mekanis.*, Penerbit Erlangga., Jakarta.
- Wirjosumarto, Harsono., 1994., *Teknologi Pengelasan Logam.*, Pradnya Paramita., Jakarta.

LAMPIRAN



Daftar Lampiran :

- Foto Awal Pembuatan Alat
- Dokumentasi Pengujian Getaran



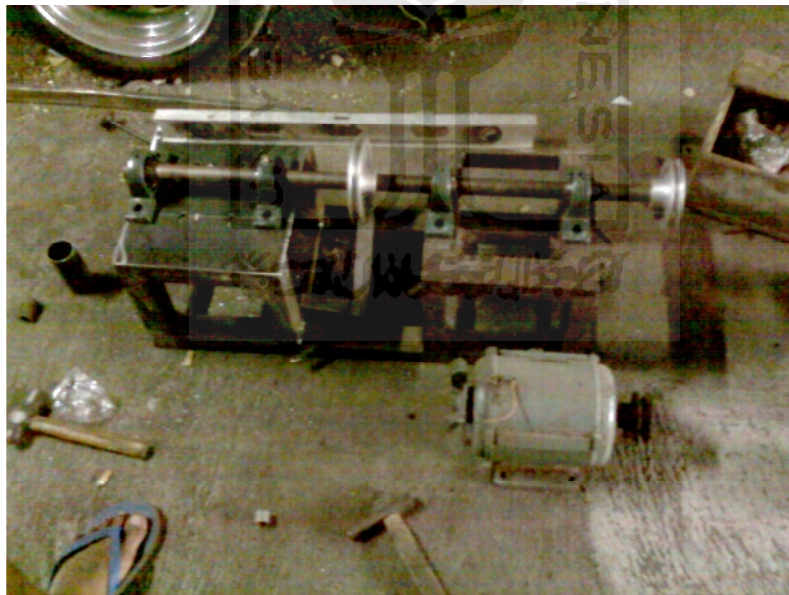
Gambar 1 Pembuatan Landasan Dasar



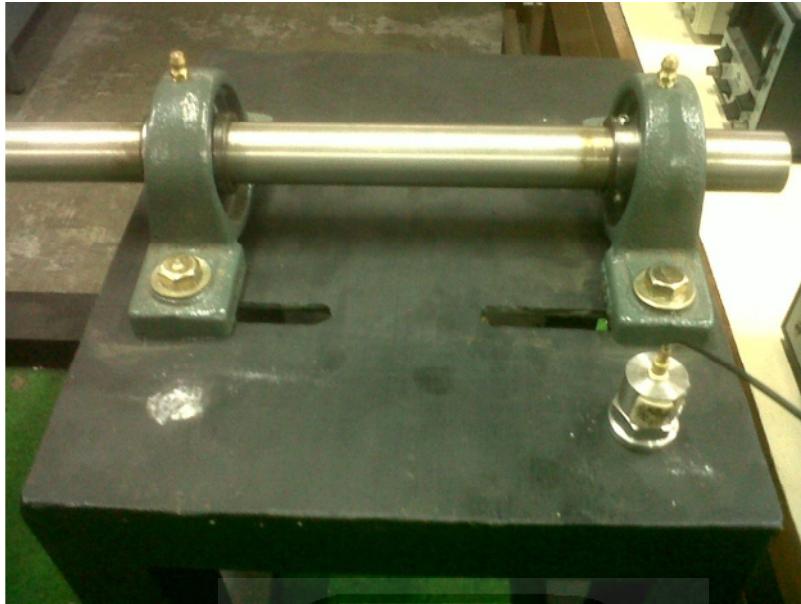
Gambar 2 Peletakan Bearing dan Poros



Gambar 3 Peletakan *Bearing* Dan Poros



Gambar 4 Menentukan Posisi Motor



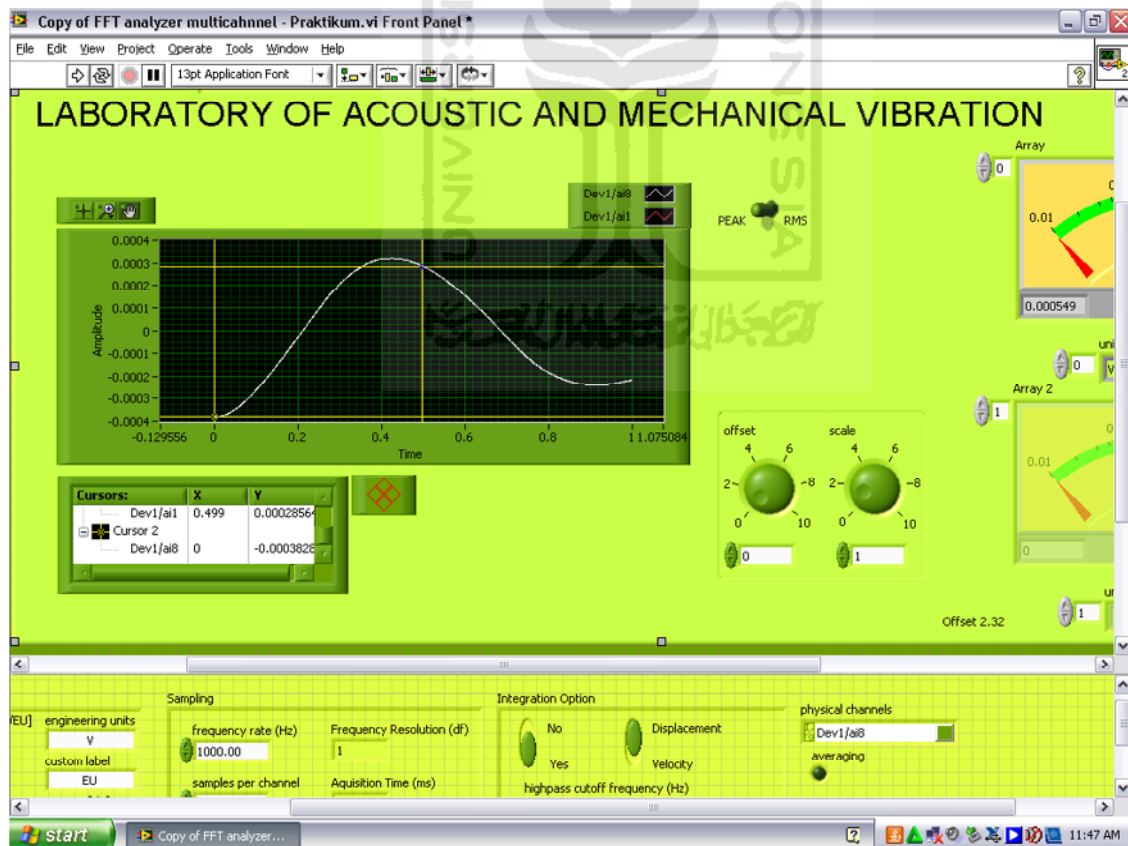
Gambar 5 Menentukan Letak Accelerometer



Gambar 6 Proses Pengujian Getaran Posisi Ke dua



Gambar 7 Pengukuran Redaman Bearing



Gambar 7 Data Pengujian Redaman Bearing

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	—	85
	SNC 3	—	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	—	85
	SNCM 2	—	95
	SNCM 7	—	100
	SNCM 8	—	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	—	90
	SCr 4	—	95
	SCr 5	—	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	—	85
	SCM 3	—	95
	SCM 4	—	100
	SCM 5	—	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

Gambar 7 Tabel Baja Paduan untuk Poros

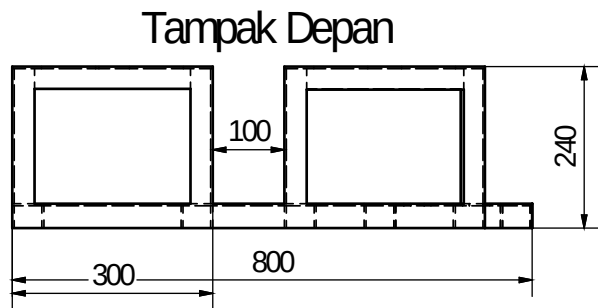
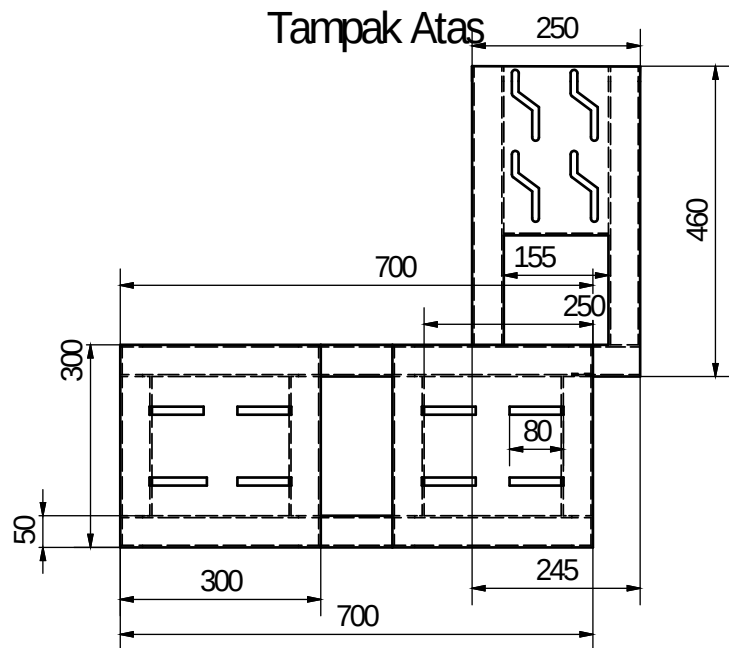
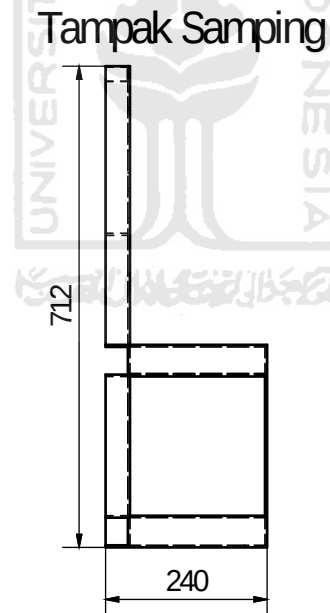
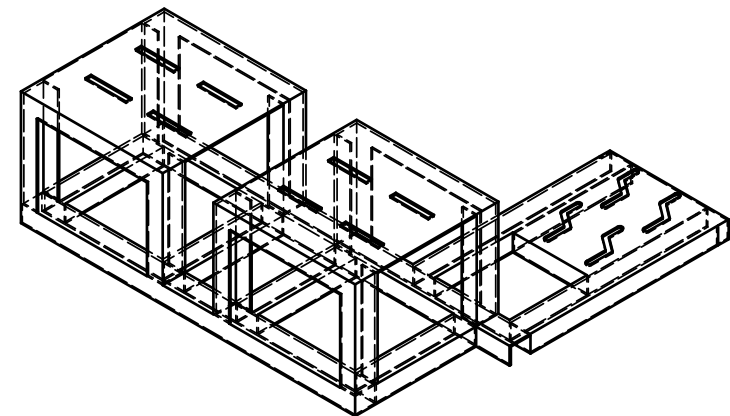
Detailed Product Description



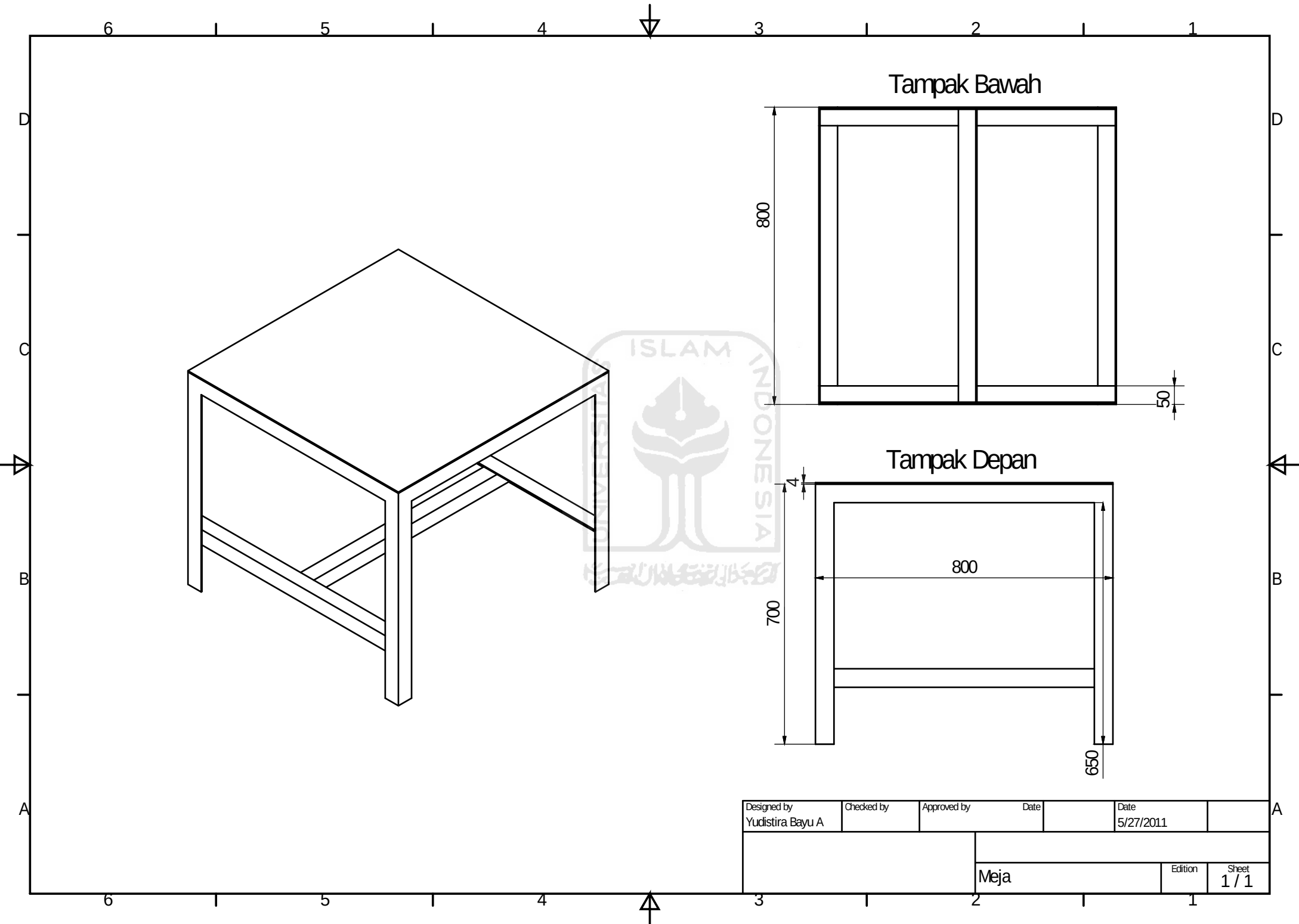
Model	Power		Volts	Speed	Rated Current(A)	Frame	N.W(kg)	G.W(kg)
	HP	KW						
AEEF-5S05	1/2	0.37	220	1450	3.8	80	11.5	11.8
AEEF-5S06	1	0.75	220	1450	4.5	80	12.5	13
AEEF-5S07	2	1.5	220	1450	8.5	90L	18.5	18.8
AEEF-5S08	3	2.2	220	1450	11	100	23	23.5

The feature of electric motor

1. AC Single Phase.
2. Cast iron body.
3. Equipped with overload protector.
4. CE,ISO9001:2000



Designed by Yudistira Bayu A	Checked by	Approved by	Date	Date 5/27/2011	
			Rangka Dasar		
			Edition	Sheet 1 / 1	



Designed by Yudistira Bayu A	Checked by	Approved by	Date	Date 5/27/2011	
			Meja	Edition	Sheet 1 / 1

9. Allowable Speed

As rotational speed of the bearing increase, the temperature of the bearing also rises due to heat produced inside the bearing by friction. This causes damage to the bearing such as seizure, and the bearing will be unable to continue stable operation. Therefore, the maximum speed at which it is possible for the bearing to continuously operate without the generation of excessive heat beyond specified limits, is called the **allowable speed** (min^{-1}).

The allowable speed of a bearing depends on the type of bearing, bearing dimensions, type of cage, load, lubricating conditions, and cooling conditions.

The bearing dimensions table gives approximate allowable rotational speeds for grease and oil lubrication. The values are based on the following:

- The bearing must have the proper internal clearance prescribed in the NTN Engineering standard design specifications and must be properly installed.
- A quality lubricant must be used. The lubricant must be replenished and changed when necessary.
- The bearing must be operated at normal operating temperature under ordinary load conditions ($P \leq 0.09 C_r$, $F_a / F_r \leq 0.3$).

If load is $P \leq 0.04 C_{or}$, the rolling elements may not turn smoothly. If so, please contact NTN Engineering for more information. Allowable rotational speed for deep groove ball bearings with contact seal (LLU type) or low-torque seal (LLH type) is determined according to the circumferential speed of the seal.

For bearings to be used under heavier than normal load conditions, the allowable speed values listed in the bearing tables must be multiplied by an adjustment factor. The adjustment factors f_L and f_C are given in Figs. 9.1 and 9.2.

Also, when radial bearings are mounted on vertical shafts, lubricant retentions and cage guidance are not favorable compared to horizontal shaft mounting.

Therefore, the allowable speed should be reduced to **approximately 80% of the listed speed**.

For speeds other than those mentioned above, and for which data is incomplete, please consult NTN Engineering.

If rotational speed is to exceed allowable rotational speed given in the dimensions table, it will require special considerations such as using a bearing for which cage specifications, internal clearance and precision have been thoroughly checked. It will also require adopting forced circulation, jet oil or mist oil lubrication as the lubrication method.

Under such high speed operating conditions, when special care is taken, the standard allowable speeds given in the bearing tables can be adjusted upward. The maximum speed adjustment values, f_B , by which the bearing table speeds can be multiplied, are shown in **Table 9.1**. However, for any application requiring speeds in excess of the standard allowable speed, please consult NTN Engineering.

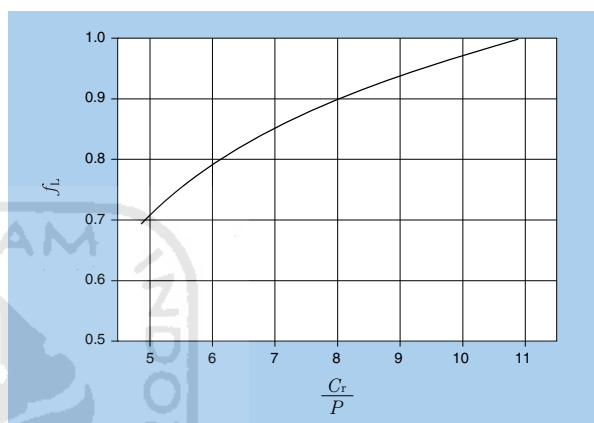


Fig. 9.1 Value of adjustment factor f_L depends on bearing load

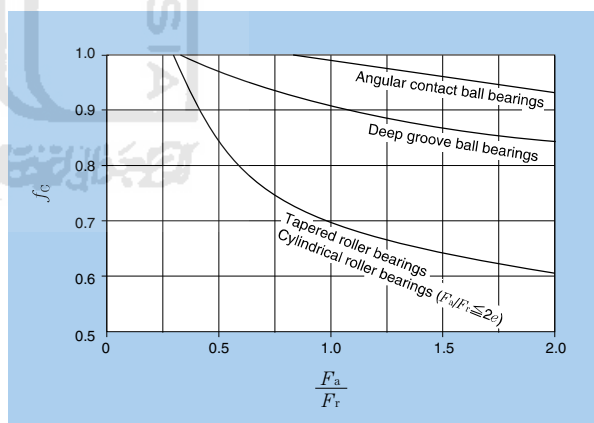


Fig. 9.2 Value of adjustment factor f_C depends on combined load

Table 9.1 Adjustment factor, f_B , for allowable number of revolutions

Type of bearing	Adjustment factor f_B
Deep groove ball bearings	3.0
Angular contact ball bearings	2.0
Cylindrical roller bearings	2.5
Tapered roller bearings	2.0

5. Boundary Dimensions and Bearing Number Codes

5.1 Boundary dimensions

A rolling bearing's major dimensions, known as "boundary dimensions," are shown in **Figs. 5.1 - 5.3**. To facilitate international bearing interchangeability and economical bearing production, bearing boundary dimensions have been standardized by the International Standards Organization (ISO). In Japan, rolling bearing boundary dimensions are regulated by Japanese Industrial Standards (JIS B 1512).

Those boundary dimensions which have been standardized include: bearing bore diameter, outside diameter, width/height, and chamfer dimensions - all important dimensions when considering the compatibility of shafts, bearings, and housings. However, as a general rule,

bearing internal construction dimensions are not covered by these dimensions.

For metric series rolling bearings there are 90 standardized bore diameters (d) ranging in size from 0.6mm - 2,500mm.

Outer diameter dimensions (D) for radial bearings with standardized bore diameter dimensions are covered in the "diameter series;" their corresponding width dimensions (B) are covered in the "width series." For thrust bearings there is no width series; instead, these dimensions are covered in the "height series." The combination of all these series is known as the "dimension series." All series numbers are shown in **Table 5.1**.

Although many rolling bearing dimensions are standardized, and have been listed here for purposes of

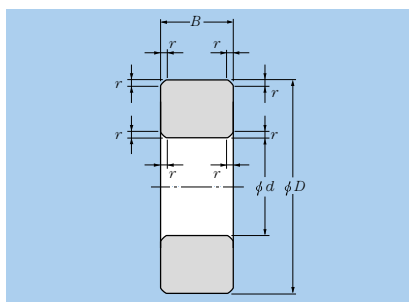


Fig. 5.1 Radial bearings (excluding tapered roller bearings)

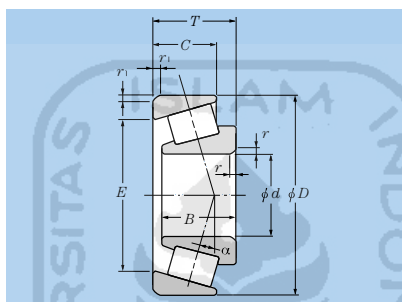


Fig. 5.2 Tapered roller bearings

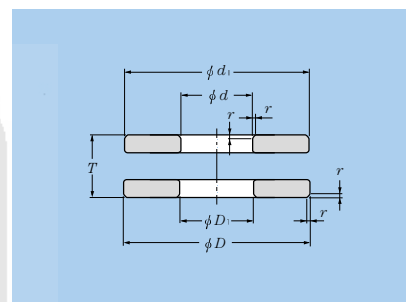


Fig. 5.3 Single direction thrust bearings

Table 5.1 Dimension series numbers

	Dimension series			Reference diagram
	Diameter series (outer diameter dimensions)	Width series (width dimensions)	Height series (height dimensions)	
Radial bearings (excluding tapered roller bearings)	number 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4	8, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6		Diagram 5.4
	dimensions small ← → large	small ← → large		
Tapered roller bearings	number 9, 0, 1, 2, 3	0, 1, 2, 3		Diagram 5.5
	dimensions small ← → large	small ← → large		
Thrust bearings	number 0, 1, 2, 3, 4		7, 9, 1, 2	Diagram 5.6
	dimensions small ← → large		small ↔ large	

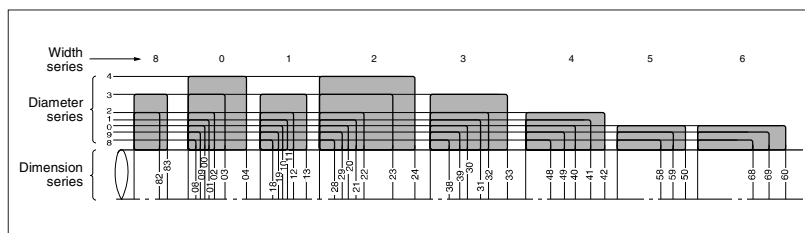


Fig. 5.4 Dimension series for radial bearings (excluding tapered roller bearings; diameter series 7 has been omitted)

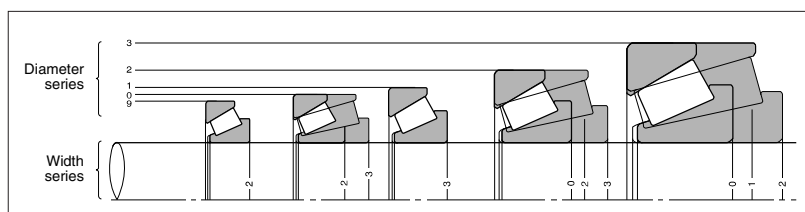


Fig. 5.5 Dimension series for tapered roller bearings

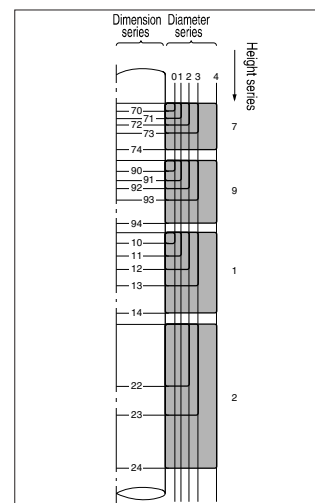


Fig. 5.6 Dimension series for thrust bearings (excluding diameter series 5)

future standardization, there are many standard bearing dimensions which are not presently manufactured.

Boundary dimensions for radial bearings (excluding tapered roller bearings) are shown in the attached tables.

5.2 Bearing numbers

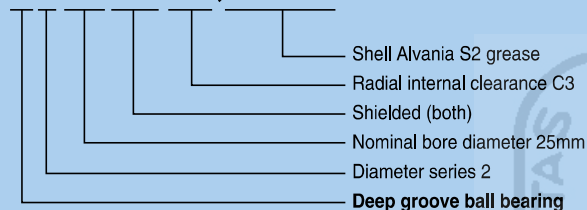
Rolling bearing part numbers indicate bearing type, dimensions, tolerances, internal construction, and other related specifications. Bearing numbers are comprised of a

"basic number" followed by "supplementary codes." The makeup and order of bearing numbers is shown in **Table 5.2**.

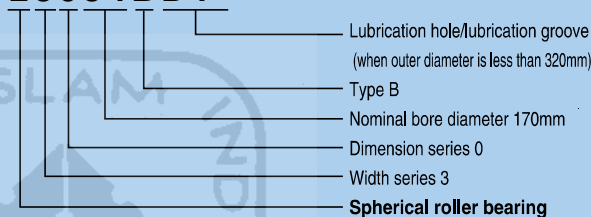
The basic number indicates general information about a bearing, such as its fundamental type, boundary dimensions, series number, bore diameter code and contact angle. The supplementary codes derive from prefixes and suffixes which indicate a bearing's tolerances, internal clearances, and related specifications.

(Bearing number examples)

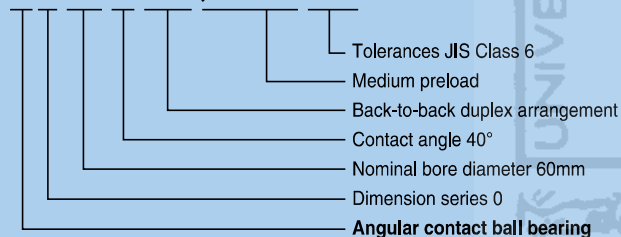
6205ZZC3 / 2AS



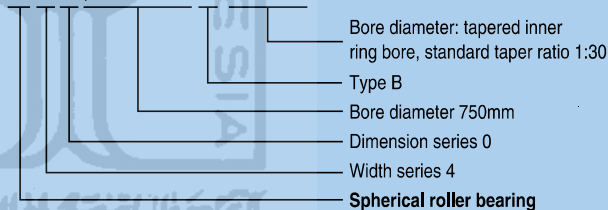
23034BD1



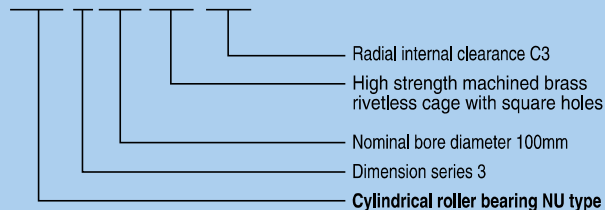
7012BDB / GMP6



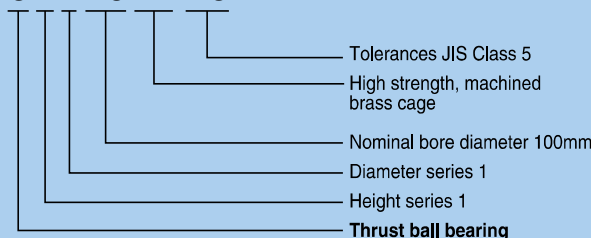
240 / 750BK30



NU320G1C3



51120L1P5



4T - 30208

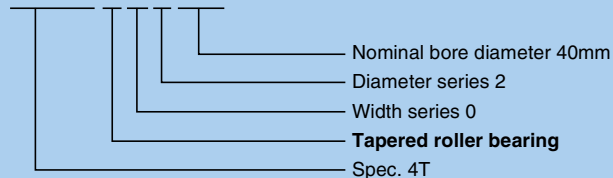


Table 5.2 Bearing number composition and arrangement

Supplementary prefix code Special application/material/ heat treatment code		Basic number						
		Bearing series			Bore diameter code Code bore diameter mm		Contact angle code Code ^① Contact angle	
		Bearing series code	Dimension series code					
			Width/height series ^①	Diameter series				
4T: 4T tapered roller bearings		Deep groove ball bearings (type code 6)			/0.6	0.6	Angular contact ball bearings	
ET: ET tapered roller bearings		68	(1)	8	/1.5	1.5	(A)	Standard contact angle 30°
ETA: ET+special heat treatment		69	(1)	9	/2.5	2.5	B	Standard contact angle 40°
		60	(1)	0			C	Standard contact angle 15°
		62	(0)	2				
E: Bearing using case hardened steel		63	(0)	3	1	1	Tapered roller bearings	
					:	:	(B)	Contact angle over 10°
		Angular contact ball bearings (type code 7)			9	9	C	to/including 17°
EA: Bearing made of nitride-treated case hardened steel		78	(1)	8			D	Contact angle over 17°
		79	(1)	9	00	10		to/including 24°
		70	(1)	0	01	12		Contact angle over 24°
		72	(0)	2	02	15		to/including 32°
TA: Bearing made of nitride-treated bearing steel (SUJ3)		73	(0)	3	03	17		
		Self-aligning ball bearings (type code 1,2)						
TM: Bearing made of special heat-treated bearing steel (SUJ3)		12	(0)	2				
		13	(0)	3	/22	22		
		22	(2)	2	/28	28		
F: Stainless steel bearings		23	(2)	3	/32	32		
		Cylindrical roller bearings (type code NU, N, NF, NNU, NN, etc.)						
		NU10	1	0	04	20		
N: High speed steel bearings		NU2	(0)	2	05	25		
		NU22	2	2	06	30		
M: Plated bearings		NU3	(0)	3	:	:		
		NU23	2	3				
5S: Ceramic rolling element bearings		NU4	(0)	4	88	440		
		NNU49	4	9	92	460		
		NN30	3	0	96	480		
HL: HL roller bearings		Tapered roller bearings (type code 3)						
ECO: ECO-Top tapered roller bearings		329X	2	9	/500	500		
		320X	2	0	/530	530		
		302	0	2	/560	560		
		322	2	2	:	:		
LH: Bearing made of bearing steel that provides long life at high temperatures (STJ2), which is treated to stabilize dimensions at temperatures up to 250°C		303	0	3	/2,360	2,360		
		303D	0	3	/2,500	2,500		
		313X	1	3				
		323	2	3				
TS3: Dimension stabilized bearing for high temperature use (to 200°C)		Spherical roller bearings (type code 2)						
		239	3	9				
		230	3	0				
		240	4	0				
		231	3	1				
		241	4	1				
		222	2	2				
TS4: Dimension stabilized bearing for high temperature use (to 250°C)		232	3	2				
		213	1	3				
		223	2	3				
		Single direction thrust ball bearings (type code 5)						
	511	1	1					
	512	1	2					
	513	1	3					
	514	1	4					
	Cylindrical roller thrust bearings (type code 8)							
	811	1	1					
	812	1	2					
	893	9	3					
	Spherical thrust roller bearings (type code 2)							
	292	9	2					
	293	9	3					
	294	9	4					

① Codes in () are not shown in nominal numbers.

Note: Please consult NTN Engineering concerning bearing series codes, and supplementary prefix/suffix codes not listed in the above table.



Supplementary suffix codes							
Internal modifications code	cage code	Seal / Shield code	External configuration code	Duplex arrangement code	Internal clearance /preload code ^①	Tolerance code	Lubrication code
U: Internationally interchangeable tapered roller bearings	L1: High strength, machined brass cage	LLB: Synthetic rubber seal (non-contact type)	K: Tapered inner ring bore, standard taper ratio 1:12	DB: Back-to-back arrangement	C2: Internal clearance less than normal	P6: JIS Class 6	/2AS: Shell Alvania S2 grease
R: Non-internationally interchangeable tapered roller bearings	F1: Machined carbon steel cage	LLU: Synthetic rubber seal (contact type)	K30: Tapered inner ring bore, standard taper ratio 1:30	DF: Face-to-face arrangement	(CN): Normal clearance	P5: JIS Class 5	/3AS: Shell Alvania S3 grease
ST: Low torque tapered roller bearings	G1: High strength machined brass rivetless cage with square holes,	LLH: Synthetic rubber seal (low-torque type)	N: With snap ring groove	DT: Tandem arrangement	C3: Internal clearance greater than normal	P4: JIS Class 4	/8A: Shell Alvania EP2 grease
HT: High axial load use cylindrical roller bearings	G2: Pin type cage	ZZ: Steel shield	NR: With snap ring	D2: Two matched, paired bearings	C4: Internal clearance greater than C3	P2: JIS Class 2	/5K: MULTEMP SRL
	J: Pressed steel cage		D: With oil hole	G: Flush ground	C5: Internal clearance greater than C4	2: ABMA Class 2	/LX11: Barierta JFE552
	T2: Plastic mold cage		D1: Lubrication hole/lubrication groove	+ α: Spacer (α = spacer's standard width dimensions)	CM: Radial internal clearance for electric motor use	3: ABMA Class 3	/LP03: Thermosetting grease (grease for poly-lube bearings)
					/GL: Light preload	0: ABMA Class 0	
					/GN: Normal preload	00: ABMA Class 00	
					/GM: Medium preload		
					/GH: Heavy preload		