BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Kopling

Kopling adalah suatu mekanisme yang dirancang mampu menghubungkan dan melepas atau memutuskan perpindahan tenaga dari suatu benda yang berputar ke benda lainnya. Pada bidang otomotif, kopling digunakan untuk memindahkan tenaga motor ke unit transmisi dengan menggunakan kopling, pemindahan gigi-gigi trasmisi dapat dilakukan, kopling juga memungkinkan motor juga dapat berputar walaupun transmisi tidak dalam posisi netral.

2.2 Penggunaan Kopling

Secara garis besar penggunaan kopling antara lain sebagai berikut :

a. Untuk menjamin mekanisme dan karakteristik getaran yang terjadi akibat bagian – bagian mesin berputar.
b. Untuk menjamin hubungan antara poros yang digerakkan yang dibuat secara terpisah.
c. Untuk mengurangi beban lanjut atau hentakan pada saat melakukan transmisi dari poros penggerak ke poros yang akan digerakkan.

Dalam penggunaan kopling sering kita jumpai beberapa gangguan – gangguan atau masalah, antara lain :

a. Biasanya pada kopling sering terjadi keausan antara kedua permukaan kontak dan akan mengakibatkan kehilangan tenaga.
b. Beban yang terlalu besar atau pegas tidak dapat lagi menjadi gigi – gigi yang tetap tertekan, maka kopling akan menggelincir dan bersamaan dengan terdengarnya suara menyentak.
c. Akibat dari penggunaan kopling pada permesinan, poros yang digerakkan selalu mendapat tekanan yang melewati batas ketentuan dari kemampuan sebuah kopling dan berakibat kopling akan cacat, patah atau sebagainya

Untuk mengatasi masalah yang terjadi tersebut, maka dalam perencanaan kontruksi kopling kita harus memperhatikan hal – hal sebagai berikut :

a. Aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukan kecil
b. Kopling harus dapat dipasang dan dilepas dengan mudah
c. Dapat mencegah pembebanan lebih
d. Kopling harus ringan, sederhana dan semurah mungkin dan mempunyai garis tengah yang sekecil mungkin.
e. Bagian yang menonjol harus dicegah dan ditutupi sedemikian rupa sehingga tak berbahaya.
f. Garis sumbu yang hendak harus sejajar dan disambung dengan tepat terutama apabila kopling tidak fleksibel atau tidak elastis.
g. Titik berat kopling sebanyak mungkin harus terletak pada garis sumbu poros, dan kopling harus mengalami keseimbangan dinamis kalau tidak kopling akan berayun (apabila titik berat terletak pada garis sumbu maka kopling telah diseimbangkan secara statik)
h. Pada ukuran – ukuran aksial dan radial harus ditentukan batas – batasnya.

2.3 Klasifikasi Kopling

Ditinjau dari bentuk dan cara kerjanya, kopling dapat dibedakan atas tiga golongan yaitu :

1. Kopling Tetap
2. Kopling Fluida
3. Kopling tak Tetap

2.3.1 Kopling Tetap

Kopling tetap adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus dan pemutus putaran dan daya, namun tidak dapat memutuskan hubungan kerja antara poros penggerak dan poros yang digerakkan bila salah satu sedang bekerja, dan sumbu kedua poros harus terletak pada satu garis lurus atau dapat sedikit berbeda sumbunya. Kopling tetap terdiri dari :

1. Kopling Kaku
2. Kopling Fleksibel (luwes)

3. Kopling Elastis

2.3.1.1 Kopling Kaku

Kopling kaku digunakan apabila kedua poros harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini dipakai pada poros mesin dan transmisi umum di pabrik – pabrik.

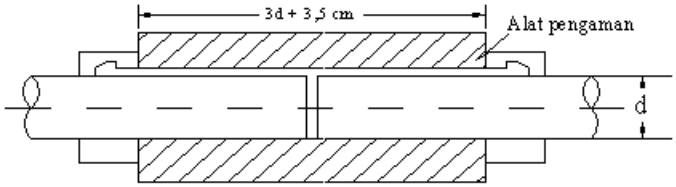
kopling ini terdiri dari beberapa macam antara lain :

a. Kopling Bus
b. Kopling Flens Kaku
c. Kopling Flens Tempa
d. Kopling Jepit
e. Kopling Bumbung Tekan Minyak

a. Kopling Bus

Kopling bus terdiri atas sebuah selongsong (bus) dan baut – baut yang dibenamkan pada kedua poros. Dan sering juga dipakai berupa pasak yang dibenamkan pada ujung – ujung poros.

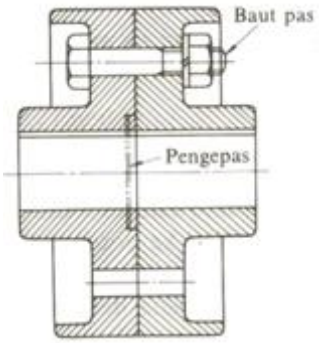
Pada saat pemasangannya harus dijaga agar sumbu kedua porosnya berada pada satu garis lurus. Kopling ini mempunyai kontruksi yang sangat sederhana dan harganya murah. Kopling ini hanya digunakan untuk mentrasmisikan daya – daya kecil.



Gambar 2.1 kopling bus (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

b. Kopling Flens Kaku

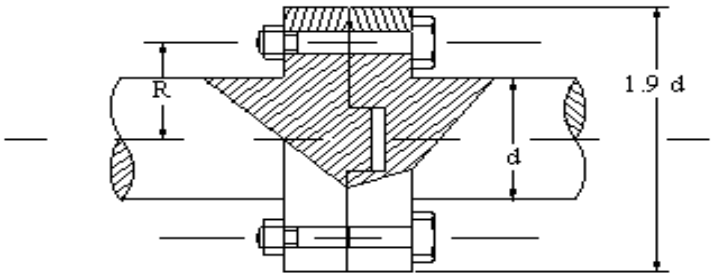
Kopling flens kaku terdiri dari atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Kopling ini tidak mengizinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu kedua poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan getaran transmisi. Pada saat pemasangan sumbu kedua poros harus terlebih dahulu diusahakan segaris dengan tepat sebelum baut – baut flens dikeraskan.



Gambar 2.2 kopling flens kaku (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

c. Kopling Flens Tempa

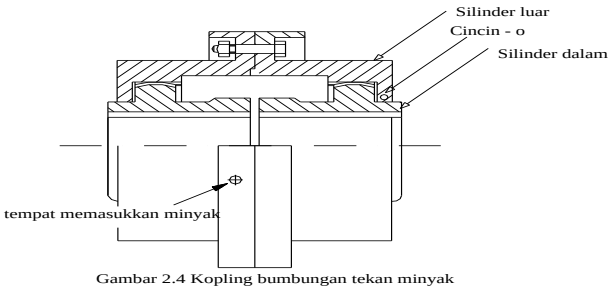
Pada kopling flens tempa masing – masing ujung poros terdapat flens yang dilas atau ditempa dan kedua flens diikat dengan baut – baut. Pada kopling ini momen dipindahkan melalui pergeseran baut atau pergesaran antara kedua flens.



Gambar 2.3 Kopling flens tempa (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

d. Kopling Bumbungan Tekan Minyak

Kopling bumbungan tekan minyak terdiri dari sebuah bumbungan yang bagian dalamnya berbentuk lurus dan tabung yang bagian luarnya juga berbentuk tirus yang sama dengan bagian dalam silinder. Minyak atau gemuk dipres dengan tekanan tinggi melalui tabung berulir ditengah–tengah bus (bumbungan) sehingga batang tertekan. Sambungan jepit yang ditimbulkan dapat memindahkan momen–momen putaran yang besar karena gesekan.



Gambar 2.4 Kopling bumbungan tekan minyak

Gambar 2.4 kopling bubungan tekan minyak (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

2.3.1.2 Kopling Luwes (Fleksibel)

Kopling luwes atau fleksibel ini digunakan apabila kedudukan yang baik antara kedua ujung poros satu sama lain tidak dapat diharapkan sehingga kedua ujung poros itu disambungkan sedemikian rupa sehingga dapat bergerak satu sama lain.

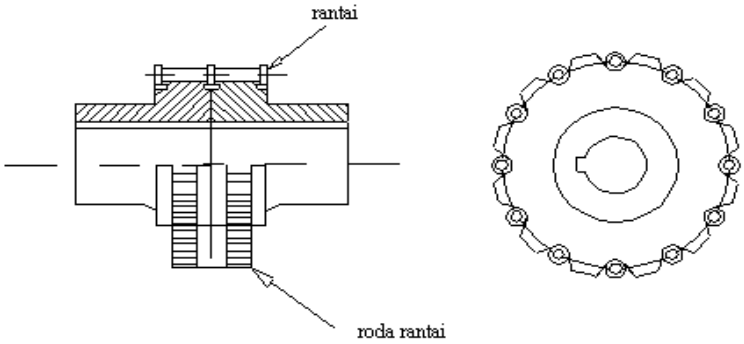
Dalam hal ini kita dapat mengenal tiga bentuk kefleksibelan yaitu dalam arah aksial, radial, dan poros satu sama lain mengepit kedua sudut.

Kopling ini terdiri dari : kopling roda gigi, kopling universal.

a. Kopling Roda Gigi

Kopling roda gigi kedua poros dilengkapi dengan naf bergigi, dimana sisi gigi dan puncak gigi sedikit banyak berbentuk bulatan. Gigi ini merangkap didalam sistem gigi dalam sebuah longsongan yang cocok dan menyambung kedua naf, lubang ulir dalam naf berfungsi untuk melepas baut.

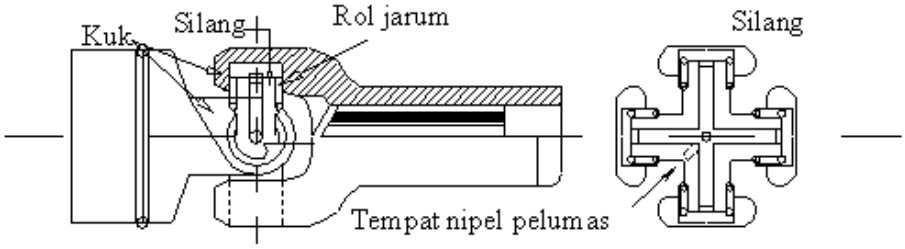
Kopling seperti pada gambar memperbolehkan kefleksibelan sedikit arah aksial dan radial, disamping itu poros dapat membuat sudut kecil satu dengan yang lain dan mampu memindahkan momen yang sangat besar.



Gambar 2.5 kopling roda gigi (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

b. Kopling Universal

Kopling universal dipakai untuk menyambung dua poros yang tidak terletak dalam sebuah garis lurus atau yang garis sumbunya saling memotong



Gambar 2.6 kopling universal (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

2.3.1.3 Kopling Elastis

Pada kopling ini elemennya terbuat dari karet buatan atau pegas baja yang menyambung kedua bagian yang dipasang pada poros yang hendak disambung.

Dengan kopling elastis dicoba untuk diperoleh:

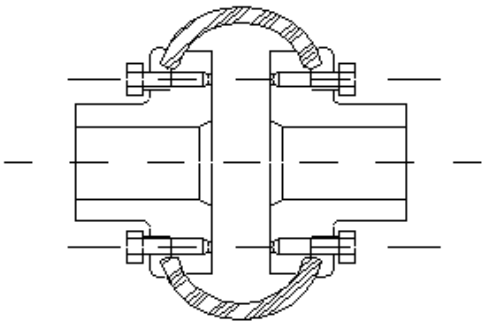
a. Mengatasi timbulnya kejutan-kejutan pada saat pemindahan momen putaran.
b. Peredam getaran torsi
c. Koreksi terhadap penyimpangan kecil pada letak poros.
d. Meredam getaran – getaran yang timbul dalam mesin beban.
e. Isolasi listrik untuk poros yang disambung.

Dari kontruksinya kebanyakan kopling – kopling elastis juga fleksibel sehingga pergeseran memanjang, melintang dan posisi serong poros – poros itu dalam keadaan terbatas juga memungkinkan dan dapat juga memberikan putaran sudut kecil antara sambungan ujung – ujung poros. Kerugian yang timbul adalah berupa panas, sehingga sifat – sifatnya berubah atau elastisitasnya hilang.

Kopling ini terdiri dari kopling piringan karet, kopling piringan karet, kopling cincin karet, kopling ban karet, kopling selongsong pena.

a. Kopling Piring Karet

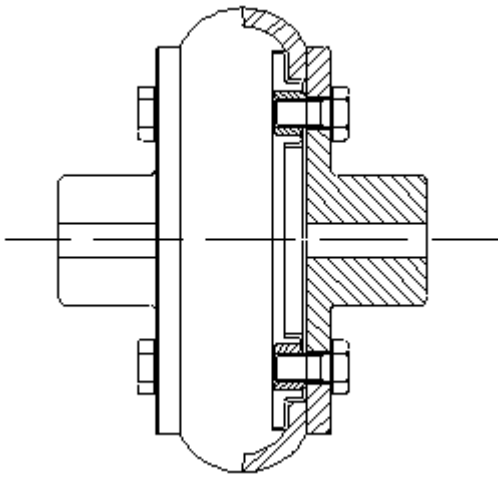
Pada kopling ini momen dipindahkan lewat sebuah elemen yang berbentuk bintang dari karet. Kedua perubahan kopling adalah identik dan dilengkapi dengan cakar yang sesuai dalam rumpangan dalam ban



Gambar 2.7 Kopling Piring Karet (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

b. Kopling Ban Karet

Kopling ini sebuah ban yang sangat elastis yang terdiri dari karet dengan lapisan yang ditenun dan ditekan oleh dua buah cincin penekan pada flens kedua paruhan kopling. Kopling ini dapat bekerja dengan baik meskipun sumbu kedua poros yang dihubungkan tidak lurus dan dapat meredam tumbukan dan gesekan yang terjadi pada transmisi. Di samping itu pemasangan dan penukaran ban karet dapat dilakukan tampa banyak kesulitan, jika daya elastisnya telah berkurang dan hubungan listrik antara kedua poros dapat dicegah.

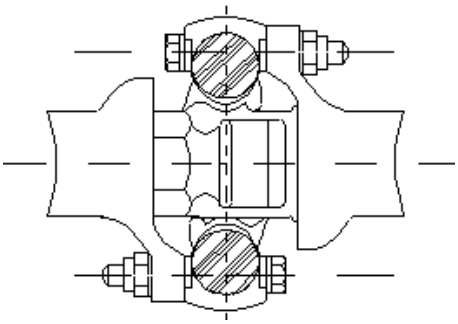


Gambar 2.8 Kopling karet ban (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

c. Kopling Selongsong Pena

Kopling ini terdiri dari dua paruh yang identik dilengkapi dengan pena penggerak dan lubang dalam jumlah yang sama. Dalam lubang ini dipasang pena dengan selongsong untuk paruhan kopling yang lain. Keuntungan kopling ini yaitu aman tembusan aliran, artinya bahwa tidak memungkinkan aliran berjalan dari bagian kopling yang satu ke bagian kopling yang lain.

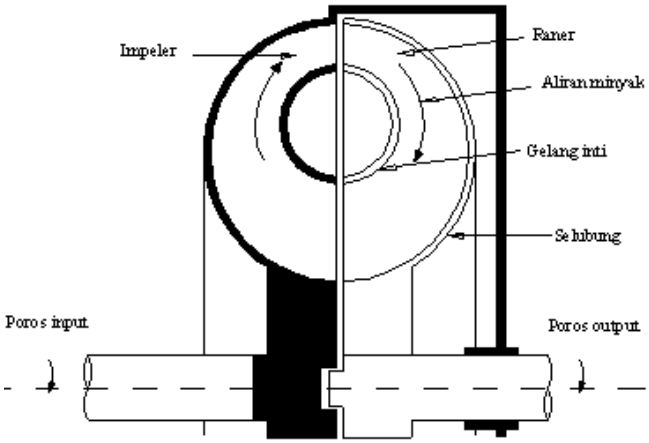
Kopling ini juga memiliki keburukan yaitu tidak cocok dalam lingkungan yang sangat panas. Prinsip kerja kopling ini yaitu mengambil daya elastis pada perubahan bentuk elemen – elemen yang elastis dan peredam terjadi oleh gesekan pada waktu terjadi perubahan bentuk.



Gambar 2.9 kopling selongsong pena (karet bintang) (Sumber; sularso 2000. Hal 30)

2.3.2 Kopling Fluida.

Kopling fluida yaitu kopling yang meneruskan dan memutuskan daya melalui fluida sebagai zat perantara dan diantara kedua poros tidak terdapat hubungan mekanis. Kopling ini sangat cocok untuk memindahkan putaran tinggi dan daya yang besar. Keuntungan kopling ini yaitu getaran dari sisi penggerak dan tumbukan dari sisi beban tidak saling diteruskan demikian juga pada saat pembebanan lebih, penggerak mulanya tidak akan terkena momen yang melebihi batas kemampuannya sehingga umur mesin menjadi lebih panjang.



Gambar 2.10 kopling fluida (Sumber; sularso 2000. Hal 44)

2.3.3 Kopling Tak Tetap

Kopling tak tetap adalah suatu elemen mesin yang dapat memutuskan dan menghubungkan dari poros penggerak ke poros yang digerakkan dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya, serta dapat melepaskan kedua hubungan poros tersebut pada keadaan diam maupun berputar.

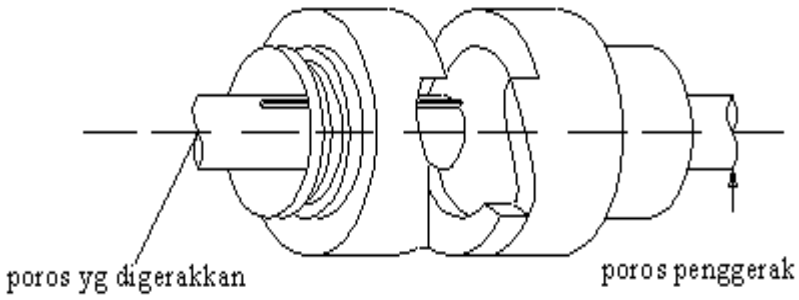
Sifat – sifat kopling ini adalah :

- Poros output relatif bergerak terhadap poros input
- Pemutusan hubungan dapat terjadi pada saat kedua poros berputar maupun tidak berputar.

Klasifikasi kopling ini adalah sebagai berikut : kopling cakar, kopling plat, kopling kerucut, kopling friwil.

2.3.3.1 Kopling Cakar

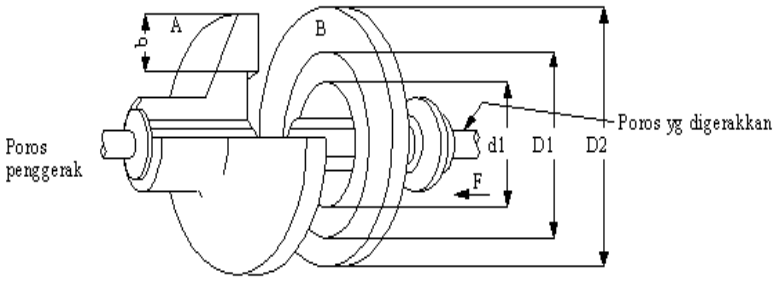
Kopling ini digunakan untuk meneruskan momen yang kontak positif atau tanpa ada gesekan sehingga tidak ada terjadi slip. Pada tiap bagian kopling mempunyai cakar yang satu sama lain sesuai dan salah satu dari separuh itu harus dapat disorongkan secara aksial.



Gambar 2.11 kopling cakar spiral (sumber ; sularso, 2000 hal 58)

2.3.3.2 Kopling Plat

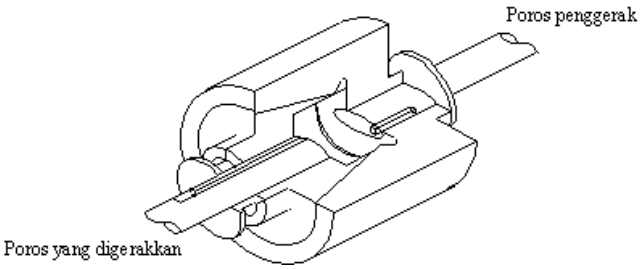
Kopling plat adalah kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang diantara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut sehingga terjadi penerusan daya melalui gesekan antara sesamanya. Kontruksi kopling ini cukup sederhana dan dapat dihubung dan lepaskan dalam keadaan berputar kopling plat ini dapat dibagi atas kopling plat tunggal, dan kopling plat banyak.yatu berdasarkan banyaknya plat gesek yang dipakai, kopling ini juga dibedakan atas kopling kering dan kopling basah, serta atas dasar kerjanya yaitu : manual, hidrolik, numatik, dan elektromagnetik.



Gambar 2.12 kopling plat (Sumber; sularso 2000. Hal 62)

2.3.3.3 Kopling Kerucut

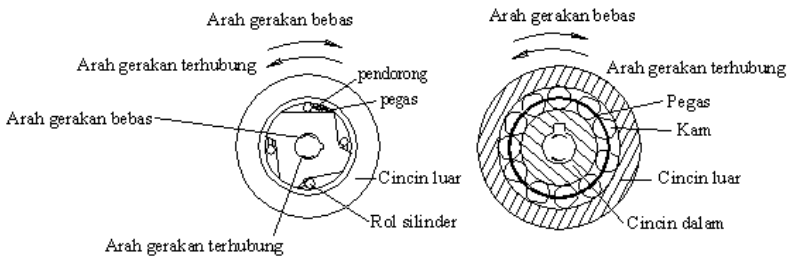
Kopling kerucut adalah suatu kopling gesek dengan kontruksi sederhana dan mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat memindahkan momen yang besar.



Gambar 2.13 kopling kerucut (sumber ; sularso.2000. hal 73)

2.3.3.4 Kopling Friwel

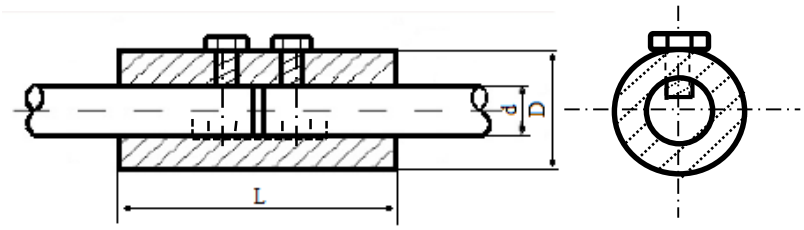
Kopling ini adalah kopling yang dapat lepas dengan sendirinya, bila poros penggerak berputar lebih lambat atau dalam arah berlawanan dari poros yang digerakkan.



Gambar 2.14 kopling friwel (Sumber; sularso 2000. Hal 76)

2.4 Kopling Bus

Kopling bus terdiri atas sebuah selongsong (bus) dan baut-baut yang dibenamkan pada kedua poros. Dan sering juga dipakai berupa pasak yang dibenamkan pada ujung-ujung poros. Pada saat pemasangannya harus dijaga agar sumbu kedua porosnya berada pada satu garis lurus.



Gambar 2.15 kopling bus

Proporsi ukuran koplimg tabung (Bus) adalah sebagai berikut:

Diameter luar tabung $D = 2d + 13$ mm

Panjang tabung $L = 3{,}5d$

2.4.1 Desain Kopling Bus

Desain kopling bus berdasarkan poros berlubang

Mt = Torsi yang di transmisikan pada kopling.

T = Tegangan puntir izin untuk bahan kopling tabung.

$$\text{Mt} = \frac{\pi}{16} T \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) = \ldots\ldots \ (\text{N.m})$$

2.4.2 Desain Baut

$$\text{Mt} = \frac{2p}{d} \rightarrow p = \frac{2Mt}{d}$$

$$\tau s = \frac{p}{A} \leq Ssyp$$

$$\frac{p}{A} \leq \text{Ssyp}$$

$$\frac{p}{\frac{\pi}{4}\, db^2} \leq \frac{Ssyp}{FK}$$

$$\text{db} \geq \sqrt{\frac{4p\,.\,FK}{\pi\, Ssyp}}$$

$$db \geq \ldots\ldots\ldots\ldots (mm)$$

Keterangan :

p = Gaya yang bekerja pada baut

A = Luas alas

τs = Tegangan yang direncanakan

Ssyp = Tensile yield poin yang diijinkan

FK = Faktor keamanan

db = diameter baut

2.4.3 Pemeriksaan Kopling

$$\boldsymbol{\tau_c = \frac{p}{A} \quad \rightarrow A = t \times \frac{\pi db}{2}}$$

$$\frac{p}{A} \leq \text{Ssyp}$$

τ_c = Tegangan kompress

p = Gaya yang bekerja

A = Luas alas

db = Diameter baut

Ssyp = Tensile yield strengt

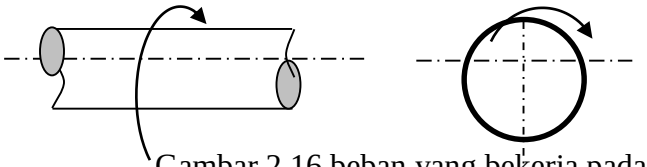
t = tinggi/tebal kopling

2.5 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. Poros (*Shaft*) mengikuti putaran untuk memudahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapatkan beba puntiranmurni dan lentur.

2.5.1 Poros Dengan Beban Puntir

Sebuah poros yang mendapat pembebanan utama berupa momen puntir, seperti pada poros motor dengan kopling. Momen puntir harus dihitung dari daya (Hp) yang ditranmisikan dengan putaran n (rpm) poros adalah:



Gambar 2.16 beban yang bekerja pada poros

Kalau satuan yang dipakai adalah british, rumus yang dipakai adalah :

$$\mathrm{Mt} = 5252\,\frac{N}{n} = \ldots\ldots(\mathrm{N.m})$$

Dimana : N = daya (Hp)
n = putaran (rpm)
5252 = nilai ketetapan (konstanta) untuk daya motor dalam satuan hp

$$\mathrm{Mt} = \mathrm{P}_t\,\frac{d}{2} = \ldots\ldots(\mathrm{N.m})$$

Dimana : P_t = Gaya tangensial yang bekerja (N)
d = diameter poros (m)

$$\mathrm{Mt} = \frac{\pi}{16} \times \tau_s \times d^3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(\mathrm{N.m})$$

Dimana : τ_s = Tensile strength material (N)
d = diameter poros (m)

Perencanaaan Dimensi Poros

$$\tau_t \leq (\boldsymbol{\mathcal{T}_t})$$

$$\frac{M_t}{w_t} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$\Rightarrow\ w_t = \frac{\mathrm{I}}{d/_2} = \frac{\pi}{16} d^3$$

$$\mathrm{I} = \text{momen inersia luasan poros} = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$\frac{M_t}{w_t} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$\frac{16M_t}{\pi d^3} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$\mathrm{d}^3 \geq \sqrt[3]{\frac{16\mathrm{Mt}}{\pi\ \times \mathrm{ssyp}}}$$

2.5.2 Tegangan Kompresi pada Poros

$$\boldsymbol{\tau_c} = \frac{\boldsymbol{p}}{\boldsymbol{A}} \quad \rightarrow\ \boldsymbol{A} = \boldsymbol{h} \times \frac{\boldsymbol{r_b}}{\boldsymbol{2}}$$

$$\frac{p}{A} \leq \mathrm{Ssyp}$$

Dimana :

τ_c = Tegangan kompress

p = Gaya yang bekerja

A = Luas alas

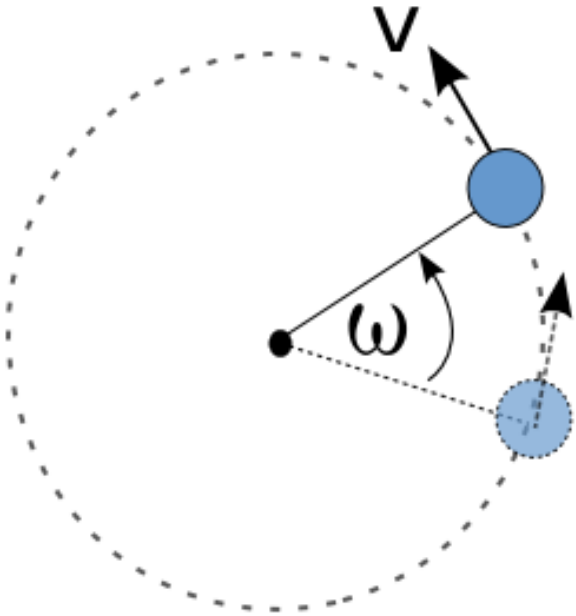
r_b = jari-jari baut

Ssyp = Tensile yield strengt

h = kedalaman jalur baut

Rumus Hukum II Newton Gerak Rotasi

Gerak dengan lintasan berupa lingkaran.



Dari diagram di atas, diketahui benda bergerak sejauh ω° selama sekon, maka benda dikatakan melakukan perpindahan sudut.

Benda melalukan 1 putaran penuh. Besar perpindahan linear adalah 2πr atau keliling lingkaran. Besar perpindahan sudut dalam 1 putaran penuh adalah 2π radian atau 360°.

2π rad = 360°

Kecepatan Sudut

$$\omega = \frac{2\pi\, r \times n}{60}$$

ω = Kecepatan sudut
r = Jari – jari poros

n = Putaran Motor

Gaya Normal

$P_n = m \times r \times \omega^2$

ω = Kecepatan sudut
m = Massa
r = Jari – jari poros

Gaya Resultan

$$P = \sqrt{(P_t)^2 + (P_n)^2}$$

P_n = Gaya normal

P = Gaya resultan
P_t = Gaya tangensial

2.6 Pengertian Bantalan (*Bearing*)

Bearing adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk membatasi gerak relatif antara dua atau lebih komponen mesin agar selalu bergerak pada arah yang diinginkan. *Bearing* menjaga poros (*shaft)* agar selalu berputar terhadap sumbuh porosnya,atau juga menjaga suatu komponen yang bergerak linier agar selalu berada pada jalurnya. *Bearing* harus cukup kuat untuk memungkinkan poros atau elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka, prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya.

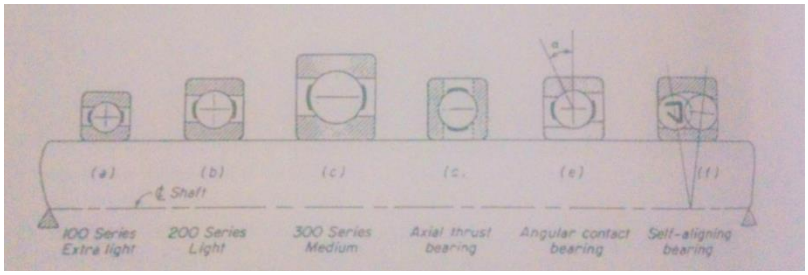
Bantalan bola dan bantalan gelinding telah berada ke kondisi kesempurnaan setelah melalui periode penelitian dan pengembangan yang panjang. Manfaat dari penelitian khusus seperti itu dapat diperoleh bila dimungkinkan menggunakan bantalan standar dengan ukuran dan jenis yang tepat. Bantalan bola digunakan dihampir semua jenis mesin dan perangkat dengan bagian yang berputar. Namun, bantalan tersebut tidak dapat digunakan secara terbatas tanpa studi yang cermat

terhadap beban dan kondisi pengoperasian. Selain itu, bantalan harus disediakan dengan pemasangan, pelumasan, dan penyegelan yang memadai.

2.6.1 Konstruksi dan Jenis Ball Bearing

Bantalan bola biasanya terdiri dari empat bagian: cincin bagian dalam, cincin luar, bola, dan sangkar atau pemisah. Untuk menambah area kontak dan mengizinkan beban besar untuk dibawa, bola-bola berjalan di alur lengkung di cincin. Jari-jari alur sedikit lebih besar dari jari-jari bola dan jumlah yang sangat sedikit permainan radial harus disediakan. Bearing demikian diizinkan untuk menyesuaikan diri dengan sejumlah kecil misalignment sudut di poros dan pemasangan dirakit. Pemisah menjaga bola tetap merata dan mencegahnya saling bersentuhan di sisi-sisi di mana kecepatan relatifnya paling besar.

Bearing dibuat dalam berbagai jenis dan ukuran. Bantalan radial baris tunggal dibuat dalam empat seri, ekstra ringan, ringan, sedang, dan berat, untuk setiap lubang, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.17 (a), (b), dan (c). Rangkaian bearing yang berat ditentukan oleh 400. Sebagian besar pabrikan menggunakan sistem penomoran yang dirancang yang merupakan angka dua terakhir dikalikan dengan 5, yang hasilnya adalah lubang dalam milimeter. Angka-angka di tempat ketiga dari kanan menunjukkan nomor seri. Jadi, bantalan 307 menandakan bantalan seri sedang dengan lubang 35 mm. Angka tambahan, yang mungkin ada dalam nomor katalog bantalan, lihat rincian pabrikan. Beberapa pembuat daftar bantalan dan bantalan dalam alur dengan dua baris bola.

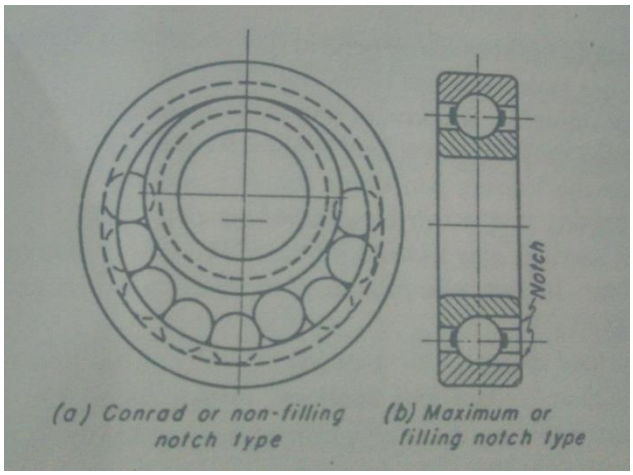


Gambar 2.17 jenis bantalan bola.

Bantalan radial mampu membawa sejumlah besar aksial aksial, Namun, ketika beban diarahkan sepenuhnya panjang sumbu, jenis bantalan dorong harus digunakan. Bantalan kontak sudut akan menangani beban radial dan aksial. Bantalan

bola yang menyelaraskan diri akan menangani sejumlah besar misalignment sudut. Sebuah increse dalam kapasitas radial dapat diamankan oleh cincin useng dengan alur yang dalam, atau dengan menggunakan bantalan radial baris ganda.

Bantalan radial dibagi menjadi dua kelas umum, tergantung pada metode perakitan. Ini adalah jenis Conrad, atau tipe tak mengisi, dan maksimum, atau jenis takik tak terisi. Pada bantalan Conrad, bola-bola dipasang di antara cincin-cincin seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.17 (a). Kemudian mereka ditempatkan secara merata dan pemisah dipasang kembali di tempatnya. Pada bearing tipe maksimum, bola dimasukkan ke tanah yang mengisi ke dalam setiap cincin, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.17 (b). Karena lebih banyak bola dapat ditempatkan di bantalan seperti itu, kapasitas beban mereka adalah greates daripada jenis Conrad. Namun, kehadiran takik membatasi kemampuan membawa beban dari bantalan ini ke dalam arah aksial.



Gambar 2.18 Metode perakitan untuk bantalan bola

2.6.2 Karbon tinggi kromium 52100 digunakan untuk bola dan cincin. Bola dan cincin diperlakukan panas dengan kekuatan dan kekerasan yang tinggi, dan permukaannya digiling dengan halus dan dipoles. Toleransi dimensi sangat kecil; Bola harus sangat seragam dalam ukuran. Tekanan sangat tinggi karena area kontak kecil, dan titik leleh material dapat terlampaui pada titik-titik tertentu. Karena nilai-nilai tinggi dari tekanan yang berfluktuasi, bantalan antifriction tidak dirancang untuk kehidupan yang tidak terbatas, tetapi untuk

beberapa periode layanan terbatas yang ditentukan oleh kekuatan kelelahan material. Kecepatan dan jumlah jam layanan tertentu yang ditentukan.

2.6.3 Pemilihan Bantalan Bola

Bantalan bola sebelumnya dinilai berdasarkan tekanan kompresi pada bola yang paling banyak dimuat. Kecuali beban statis, pengalaman menunjukkan bahwa penyebab kegagalan yang sebenarnya adalah kelelahan. Penyedia kelelahan digunakan untuk rating beban dan sangat tergantung pada hasil eksperimen.

Umur bantalan bola adalah ketahanan berjam-jam pada kecepatan yang diketahui, atau jumlah revolusi, bahwa bantalan akan mencapai kerusakan sebelum bukti pertama kelelahan muncul di salah satu elemen yang bergerak. Pengalaman telah menunjukkan bahwa ketahanan bantalan bola sendiri tidak dapat diprediksi secara tepat. Karakteristik kelelahan dengan demikian digunakan untuk peringkat beban. Misalkan sejumlah bantalan yang tampaknya identik diuji dalam kondisi yang sama. Kehidupan dimana 10 persen dari mereka telah gagal dan 90 persen adalah baik disebut kehidupan rating, atau kehidupan L10, untuk hal ini. 1 Karena bantalan bermutu tinggi memiliki kualitas yang konsisten, kehidupan median, atau kehidupan di mana 50 persen gagal dan 50 persen adalah baik, umumnya mencatat lebih dari lima kali masa pemeringkatan.

Ketika usia rating diambil pada satu juta putaran, beban C untuk kehidupan ini disebut beban peringkat dasar. Nilai untuk C pada Tabel 4.2 mewakili beban bahwa bearing dapat membawa satu juta revolusi dengan probabilitas 90 persen yang akan dicapai atau dilampaui.

Kebanyakan bantalan bola mungkin memiliki kehidupan yang dituju yang berkali-kali satu juta putaran. Bahkan, satu juta revolusi dicapai dalam 8 jam pada kecepatan 2.084 rpm.

Peringkat beban dasar C untuk kehidupan rating satu juta putaran untuk bantalan bola kontak radial dan sudut, kecuali mengisi ruang bantalan, dengan bola tidak lebih besar dari 1 dalam diam adalah 2 yang diberikan oleh persamaan.

$$C = f_c(i\cos\alpha)^{0,7}Z^{2/3}D^{1,8}$$

Dimana:

F_c = Konstanta dari Tabel 4.1, sebagaimana ditentukan oleh nilai (D cos α) / d_m.

i = Jumlah baris bola dalam bantalan.

α = Sudut kontak.

Z = Jumlah bola tiap baris.

D = Diameter bola

D_m= Diameter pitch pada jalur bola

$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{F_a}{iZD^2}$	X	Y
0.05	3,550	0.22	4,530	25	0.56	2.30
0.06	3,730	0.24	4,480	50		1.99
0.07	3,880	0.26	4,420	100		1.71
0.08	4,020	0.28	4,340	150		1.55
0.09	4,130	0.30	4,250	200		1.45
0.10	4,220	0.32	4,160	300		1.31
0.12	4,370	0.34	4,050	500		1.15
0.14	4,470	0.36	3,930	750		1.04
0.16	4,530	0.38	3,800	1,000		1.00
0.18	4,550	0.40	3,660			
0.20	4,550					

f_c is also valid for single- and double-row angular contact groove ball bearings.
X and Y are also valid for double-row radial contact groove ball bearings.

[2]For balls larger than 1 in. diam, the exponent for D is 1.4.

Tabel 2.1 konstanta untuk baris tunggal bantalan bola

Bearing No.	Main Dimension (mm)							Load Rating (kN)		Ball Complement		Max Runout Speed		Weight
	Bore		Outer Diameter		Width		Radius (r)	Dynamic	Static	No.	Size	Grease	Oil	(kg)
	d		D		B		min							
	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm				mm	r/min	r/min	
623	3	0.1181	10	0.3937	3	0.1575	0.15	-	-	7	1.58	40000	49000	0.002
624	4	0.1575	13	0.5118	4	0.1968	0.2	-	-	6	2.381	36000	45000	0.003
625	5	0.1969	16	0.6299	5	0.1968	0.3	1.88	0.68	6	3.175	36000	43000	0.005
626	6	0.2362	19	0.7480	6	0.2362	0.3	2.34	0.89	6	3.969	32000	40000	0.008
627	7	0.2756	22	0.8661	7	0.2758	0.3	3.35	1.40	7	3.969	32000	37000	0.013
628	8	0.3149	24	0.9448	8	0.3149	0.3	4.00	1.59	7	3.969	31000	36000	0.017
629	9	0.3543	26	1.0236	8	0.3149	0.3	4.55	1.96	7	4.763	30000	35000	0.020
6200	10	0.3937	30	1.1800	9	0.3543	0.6	5.10	2.38	8	4.763	25000	30000	0.032
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.6	6.82	3.05	7	5.953	22000	26000	0.037
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.6	7.65	3.72	8	5.953	19000	23000	0.045
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.6	9.58	4.78	8	6.747	18000	21000	0.066
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	1.0	12.80	6.65	8	7.938	16000	18000	0.106
6205	25	0.9843	52	2.0470	15	0.5906	1.0	14.00	7.88	9	7.938	13000	15000	0.128
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	1.0	19.50	11.20	9	9.252	11000	13000	0.199
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6692	1.1	19.75	13.67	9	11.112	9800	11000	0.287
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	1.1	22.71	15.94	-	-	8700	10000	0.367
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	1.1	24.36	17.71	-	-	6800	8200	0.416
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	1.1	26.98	19.84	-	-	6100	7300	0.462
6211	55	-	100	-	21	-	1.5	33.37	25.11	-	-	5500	6600	0.602
6212	60	-	110	-	22	-	1.5	36.74	-	-	-	5000	6000	0.789

Tabel 2.2 dimensi untuk type bantalan bola.

Persamaan desain untuk bantalan antifriction sebagian besar didasarkan pada pengujian dengan satuan inci dan pound. Ketika data untuk desain dinyatakan dalam unit S1, lebih baik untuk pertama-tama mengubahnya menjadi unit umum AS. Oleh karena itu, dalam bab ini N akan digunakan untuk mewakili sejumlah revolusi. Newton, jika ada, akan terbilang penuh.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{P_2^3}{P_1^3}$$

persamaan ini dapat digeneralisasikan sebagai berikut:

$$10^6 C^3 = N_1 P_1^3 = N_2 P_2^3 = N_3 P_3^3 = \ldots\ldots\ldots . \text{Konstant}$$

Istilah dalam persamaan ini adalah konstanta dan semuanya sama satu sama lain. Mereka juga sama dengan 10^6C^3 seperti yang didefinisikan sebelumnya. Ketahanan N dalam perubahan di semua persamaan dapat diganti jika diinginkan oleh

N = 60nL

Dimana:

n = Kecepatan putaran (rpm)

L= Ketahanan (jam)

2.6.4 Efect of Axial Load

Ketika komponen aksial beban hadir di samping radial, persamaan beban radial P adalah langer dari nilai-nilai yang diberikan oleh dua persamaan berikut.

$$P = V_1F_r$$

$$P = XV_1F_r+YF_a$$

Dimana:

F_r = Beban radial.

F_a = Beban aksial.

X = Faktor radial dari tabel 4.1

Y = Faktor aksial dari tabel 4.1

V_1= Faktor alur putaran ring

Persamaan (5) dan (6) berlaku untuk bantalan kontak radial dan sudut, tetapi tidak untuk mengisi bantalan paduan.

Faktor keamanan C_1 dapat dimasukkan ke Pers. (5) dan (6) untuk merawat setiap kondisi guncangan dan benturan yang dapat dikenakan bearing.

$$P = C_1V_1F_r$$

$$P = C_1(XV_1F_r+YF_a)$$

Nilai yang akan digunakan untuk C_1 bergantung pada penilaian dan pengalaman perancang, tetapi tabel 4.3 dapat berfungsi sebagai panduan.

Type of Load	C_1
Constant or steady	1.0
Light shocks	1.5
Moderate shocks	2.0
Heavy shocks	3.0 and up

Tabel 2.3 Faktor keamanan kejut dan tumbukan.

Beban tumbukan pada bantalan tidak boleh melebihi kapasitas statis seperti yang diberikan oleh Tabel 9-2 atau balapan dapat dirusak oleh brinelling dari dasar. Beban ini dapat dilebihkan agak jika bantalan berputar dan durasi beban cukup untuk bantalan untuk membuat satu atau lebih revolusi lengkap saat beban sedang bekerja.

2.6.5 Umur Bantalan

Rumus yang digunakan pada saat perencanaan bantalan yaitu :

Rumus dari buku deutschman hal 485

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

dimana :

L10h = Umur bantalan
B = Konstanta

= 3.0 (untuk ball bearing)

= 10/3 (untuk roll bearing)

$L_{10}h$ = Umur bantalan (jam)

C = Beban dinamis (N)

P = Beban ekuivalen / gaya total (N)

n = Putaran (rpm)

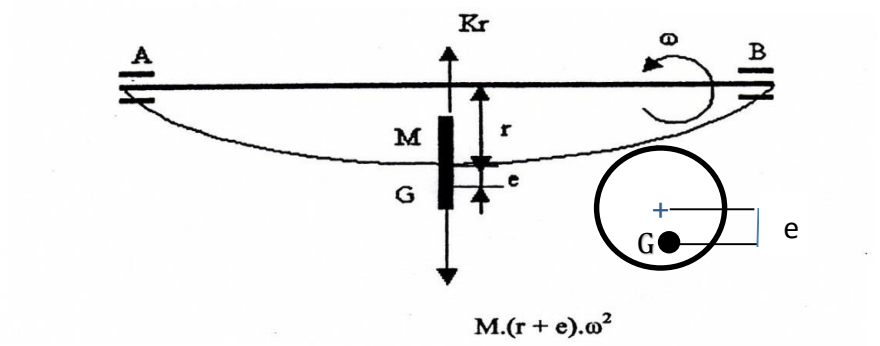
2.7 Definisi Putaran Kritis

Apabila pada suatu poros yang didukung diantara dua bantalan dipasang disk maka poros tersebut akan mengalami defleksi statis. Defleksi tersebut disebabkan oleh berat disk (jika massa poros diabaikan), defleksi akan bertambah besar akibat gaya sentrifugal pada saat poros berputar.

Putaran kritis poros adalah putaran yang mengakibatkan terjadinya defleksi maksimum pada poros. Hal ini mengakibatkan poros berputar sambil bergetar dengan amplitudo besar. Gejala ini disebut *whirling shaft*. Terjadinya *whirling shaft* pada permesinan dapat mengakibatkan:

a. Timbulnya getaran yang besar, getaran ini kemudian diinduksikan ke komponen mesin lainya dan sekelilingnya.
b. Terjadi kerusakan mekanik, hal ini disebabkan oleh:
   1) Tegangan bending yang besar pada poros.
   2) Gesekan antara poros dan rumah.
   3) Beban yang diterima bearing menjadi lebih besar.

Untuk menguraikan terjadinya gejala whirling shaft, berikut ini kita akan menganalisa suatu model poros dengan panjang L yang rotor dengan berat M kemudian poros tersebut diputar dengan kecepatan ω. Poros tersebut ditumpuh oleh bantalan A dan B.



Gambar 2.19 Poros yang terdefleksi

Keterangan :

M = massa rotor
G = Pusat berat rotor
ω = Kecepatan sudut poros
k = konstanta pegas poros
e = jarak dari pusat berat sampai pusat poros
r = jarak dari pusat poros sampai pusat putaran

Poros akan melentur kalau diputar. untuk kecepatan sudut tertentu akan terjadi kesetimbangan antara inersia yang timbul dengan gaya pegas dari poros.

$$M\,(r+e)\,\omega^2 = k\,r$$

$$r = \frac{e\,\omega^2}{\frac{k}{M} - \omega^2}$$

Bila ω_n adalah frekuensi natural rotor, maka nilai ω_n ditentukan dengan persamaan sebagai berikut $\omega_n = \sqrt{k/M}$ sehingga persamaan di atas menjadi:

$$r = \frac{e\,\omega^2}{\omega_n^2 - \omega^2} = \frac{e\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

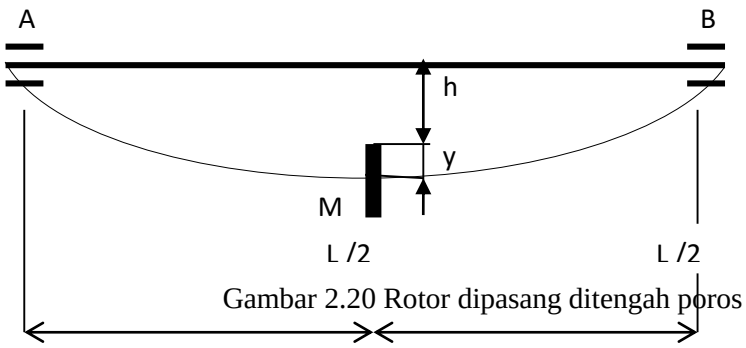
$$\frac{r}{e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

Dari persamaan di atas, maka :

a) Untuk $\boldsymbol{\omega \ll \omega_n}$ maka $\omega/\omega_n \approx 0$, atau $r \approx 0$. Ini berarti poros tidak melengkung.
b) Untuk $\boldsymbol{\omega > \omega_n}$, maka $\omega/\omega_n > 1$, dan r/e = negatif, Ini berarti pusat poros dan pusat rotor berada pada pihak yang berlawanan terhadap sumbu putar.
c) Untuk $\boldsymbol{\omega \gg \omega_n}$, maka harga ω/ω_n besar sekali dan r/e = -1 atau r = -e. Ini berarti bahwa pusat berat rotor hampir berada pada sumbu putar, atau dengan kata lain sumbu putar hampir tudak melengkung.
d) Untuk $\omega = \omega_n$ maka $\omega/\omega_n = 1$, dan $r/e = \infty$. Ini menunjukan bahwa harga r besar sekali dan poros bergetar keras sekali. Gejala ini disebut *whirling shaft*. *Whirling shaft* terjadi apabila frekuensi putaran poros sama dengan frekuensi natural rotor. Bila ω_c adalah putaran kritis poros, maka whirling shaft terjadi bila :

$$\boldsymbol{\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}}$$

2.7.1 Beban Pada Poros Berotasi



Gambar 2.20 Rotor dipasang ditengah poros

Keterangan

M : massa rotor

h : defleksi statis

y : defleksi karena gaya sentrifugal

Total defleksi yang terjadi pada sistem = h + y

Gaya sentrifugal = M. ω^2 (h + y), dimana ω = kecepatan sudut. Apabila **k** adalah kekakuan material poros, maka :

$$M\,\omega^2\,(h + y) = k\,y$$

$$M\,\omega^2\,h = y\,(k - M\,\omega^2)$$

$$\frac{y}{h} = \frac{1}{\frac{k}{M\,\omega^2} - 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Dimana $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}}$ merupakan kecepatan sudut sesuai dengan natural frekuensi.

Dengan mempertimbangkan harga diatas maka persamaan (1) menjadi :

$$\frac{y}{h} = \frac{1}{\left(\frac{\omega_c}{\omega}\right)^2 - 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Jika $\omega = \omega_c$, maka y/h = ∞.

Pada saat ini poros dalam keadaan *whirling* dan ω_c dinamakan kecepatan kritis poros. Putaran poros tiap detik adalah :

$$N_c = \frac{\omega_c}{2\pi} \quad \left({}^{put}/_{det}\right)$$

Kalau h = defleksi statis poros maka berlaku hubungan :

k h = M g

Sehingga :

$$\frac{k}{M} = \frac{g}{h}$$

$$N_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{h}} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

Dari mekanika teknik diperoleh rumus :

$$h = \frac{M\ g\ L^3}{48\ E\ I}$$

Dimana : E = Modulus elastisitas poros

I = Momen inersia penempang poros = $\pi\ d^4 / 32$

Dari persamaan (3) diperoleh :

$$N_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{48\ E\ I}{M\ L^3}} \qquad \text{atau} \qquad N_c = 1.103\sqrt{\frac{E\,I}{M\,L^3}}\ \left({}^{put}/_{det}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$