

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING DAIHATSU XENIA

DENGN SPESIFIKASI
DAYA (N) : 63 PS
PUTARAN (N) : 5600 RPM



DI SUSUN OLEH

Nama : Alfren mendrofa

Npm : 168130129

PERODI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN 2019

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING DAIHATSU XENIA

DENGNGN SPESIFIKASI
DAYA (N) : 63 PS
PUTARAN (N) : 5600 RPM



DI SUSUN OLEH
Nama : Alfren mendrofa
Npm : 168130129

PERODI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN 2019

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN
PERENCANAAN KOPLING MOBIL DAIHATSU XENIA
DENGAN MENGGUNAKAN TRANSMISI MANUAL

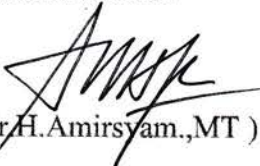


DI SUSUN OLEH
NAMA : Alfren Mendrofa
NIM : 168130129
FAKULTAS / JURUSAN : TEKNIK MESIN

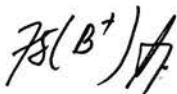
DI SETUJUI OLEH :
KETUA PROGERAM STUDI

(Ir.Zulfikar.,MT)

DOSEN PEMBIMBING
RANCANGAN


(Ir.H.Amirsyam.,MT)

KORDINATOR TUGAS


(Ir.H.AmruSiregar,MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN : I/II

Agenda :...../...../.....20...

Nama : *ALFren Mendrofa*

NIM : *168130129*

SPEKIFIKASI :
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

Diberikan tanggal :...../...../20...

Selasai tanggal :...../...../20...

Medan,..../.../20...

Disetujui Oleh

Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator

(.....)


(Ir. H. Amirsyah Asti, MT)

(Ir. H. Amru sregar, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas karuniaNya yang telah memberikan kesehatan kepada Saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Kopling ini dengan baik.

Dalam menjalankan kurikulum serta memenuhi kewajiban Saya sebagai Mahasiswa di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka Saya harus memenuhi tugas yang diberikan untuk merancang ulang kopling kendaraan "DAYHATSU XENIA" dengan spesifikasi sebagai berikut :

Daya Maksimum : 63 PS

Putaran : 5600 rpm

Saya menyadari bahwa masih ada beberapa hal yang dapat ditambahkan untuk melengkapi tugas ini, namun saya terlebih dahulu menerima saran dan tanggapan dari Dosen Pembimbing yang sifatnya membangun daya pikir demi kelancaran dan kesempurnaan dari tugas ini.

Akhir kata, semoga Tugas ini dapat menjadi pedoman dan perbandingan untuk tugas-tugas yang sejenisnya.

Medan,/...../.....

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Tugas rancangan	1
1.3. Manfaat Perancangan	1
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Kopling	2
2.1.1. Kopling Tetap.....	2
2.1.2. Kopling Tidak Tetap	7
2.2. Poros.....	9
2.3. Spline.....	9
2.4. Plat Gesek.....	10
2.5. Pegas.....	11
2.5.1. Pegas Kejut.....	11
2.5.2. Pegas Matahari.....	12
2.6. Paku Keling.....	12
2.7. Baut.....	13
2.8. Bantalan.....	13

BAB III KOPLING YANG DIRANCANG	15
3.1. Gambar Kopling yang Dirancang.....	15
3.2. Cara Kerja Kopling.....	17
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMERIKSAAN.....	18
4.1. Poros.....	18
4.2. Seplain	23
4.3. Plat Gesek.....	26
4.4. Paku Keling.....	29
4.5. Pegas Kejut	36
4.6. Baut.....	39
4.7. Pegas Matahari	45
4.8. Bantalan	47
4.9. Flywheel.....	51
BAB V	
KESIMPULAN DAN SARAN.....	53
5.1. Kesimpulan.....	53
5.2. Saran.....	54
DAFTAR LITERATUR.....	55

BAB I

PENDAHULUAN

1. 1. Latar Belakang

Tugas rancangan Elemen Mesin I merupakan kewajiban yang harus diselesaikan mahasiswa Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas HKBP Nommensen. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis mengambil Tugas tersebut, yang berhubungan dengan kopling kendaraan.

1. 2. Tujuan tugas rancangan

Untuk merancang ulang sebuah kopling gesek untuk tenaga maksimum 63 Ps pada putaran 5600 Rpm. Perancangan meliputi :

- a. Ukuran – ukuran utama.
- b. Bahan dari komponen utama.
- c. Gambar assembling dan gambar detail.

1 .3 Manfaat Perancangan

Manfaat perancangan kopling ini adalah :

- a. Untuk memperoleh kopling yang lebih efektif dan tahan lama.
- b. Untuk menambah wawasan penulis dan pembaca mengenai cara kerja kopling.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kopling

Kopling adalah suatu elemen yang dibutuhkan untuk memindahkan daya dan putaran dari poros penggerak keporos yang digerakkan.

Secara umum kopling dapat dibagi dua yaitu :

1. Kopling Tetap
2. Kopling Tak Tetap

2.1.1 Kopling Tetap

Kopling tetap adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak keporos yang digerakkan secara pasti tanpa terjadi slip. Dimana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus atau dapat berbeda sedikit dari sumbunya. Kopling tetap terdiri dari tiga jenis,

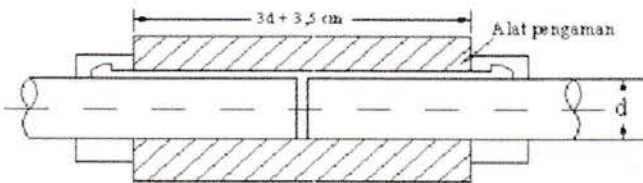
1. Kopling Kaku
 - a. Kopling bus
 - b. Kopling flens kaku
 - c. Kopling flens tempa
2. Kopling Luwes
 - a. Kopling flens luwes
 - b. Kopling karet ban
 - c. Kopling karet bintang
 - d. Kopling gigi
 - e. Kopling rantai
3. Kopling Universal
 - a. Kopling universal hook
 - b. Kopling universal kecepatan tetap.

2.1.1.1. Kopling Kaku

Kopling kaku dipergunakan apabila kedua poros dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini dipakai pada poros mesin dan transmisi umum dipabrik -pabrik.

a. Kopling bus

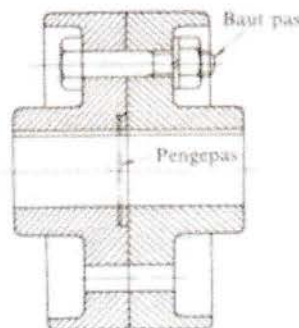
Kopling bus terdiri atas sebuah selongsong(bus) dan baut-baut yang dibenamkan. Sering juga dipakai berupa pasak yang dibenamkan pada ujung - ujung poros.



Gambar 2.1. Kopling bus, Literatur 5, Halaman 30

b. Kopling flens kaku

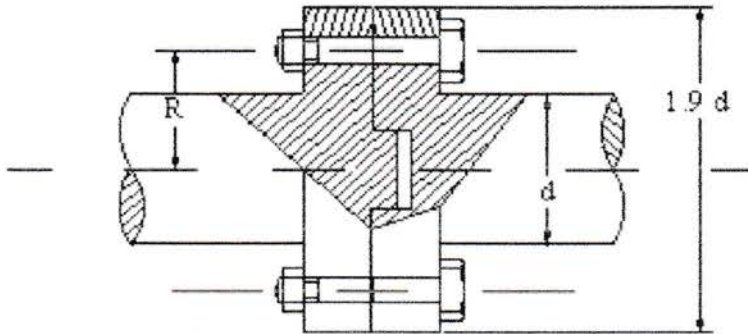
Kopling flens kaku terbuat dari besi cor atau baja cord an dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut. Kopling ini tidak mengijjinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu kedua poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan getaran trasmisi.



Gambar 2.2. Kopling flens kaku, literatur 5, halaman 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 pergeseran antara kedua flens.



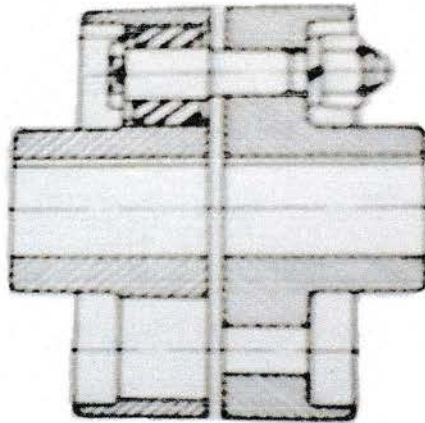
Gambar 2.3 Kopling flens tempa, literatur 5, halaman 30

2.1.1.2 Kopling luwes

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.

a. Kopling flens luwes

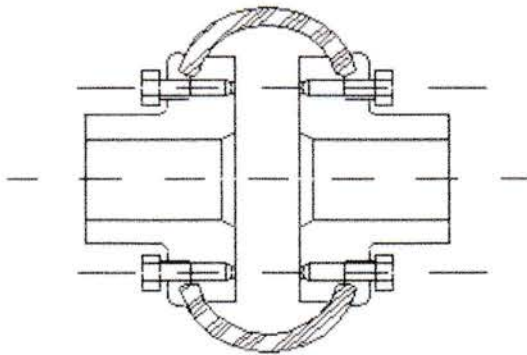
Kopling flens luwes memiliki bentuk yang hamper sama dengan kopling flens kaku. Yang membedakan adalah bus karet atau kulit yang terdapat pada kopling flens luwes sehingga lebih fleksibel.



Gambar 2.4 Kopling flens luwes, literatur 5, halaman 30

b. Kopling karet ban

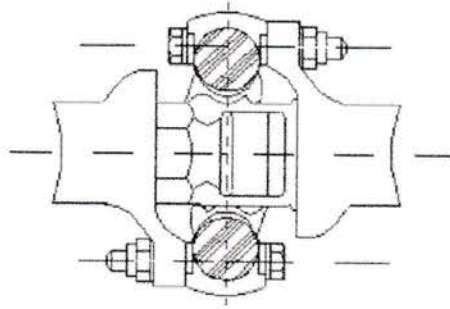
Pada kopling ini momen dipindahkan lewat sebuah elemen yang berbentuk iklan dari karet.



Gambar 2.5 Kopling karet ban, literatur 5, halaman 30

c. Kopling karet bintang

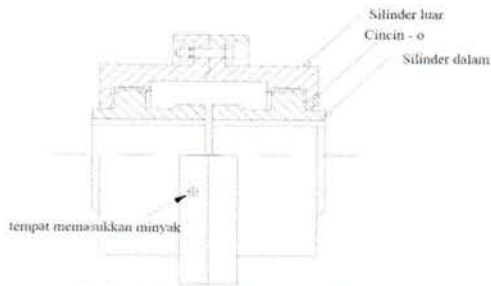
Kopling ini terdiri dari dua paruh yang identic dilengkapi dengan pena penggerak dan lubang dalam jumlah yang sama. Keuntungan kopling ini adalah aman tembusan aliran.



Gambar 2.6 Kopling karet bintang, literatur 5, halaman 30

d. Kopling gigi

Kopling ini terdiri dari sebuah bungkusan yang bagian dalamnya berbentuk lurus dan tabung yang bagian luarnya juga berbentuk tirus.

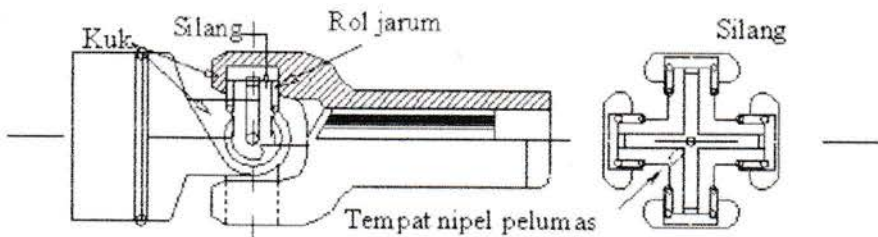


Gambar 2.4 Kopling bungkusan tekan minyak

Gambar 2.7 Kopling gigi, literatur 5, halaman 30

2.1.1.3 Kopling universal

Kopling universal dipakai untuk menyambung dua poros yang tidak terletak dalam sebuah garis lurus atau yang garis sumbuanya saling memotong (membentuk sudut).



Gambar 2.8 Kopling universal, literatur

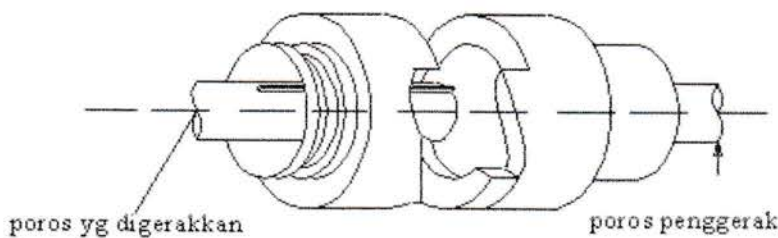
2.1.2 Kopling Tak Tetap

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

Macam – macam kopling tak tetap :

1. Kopling cakar

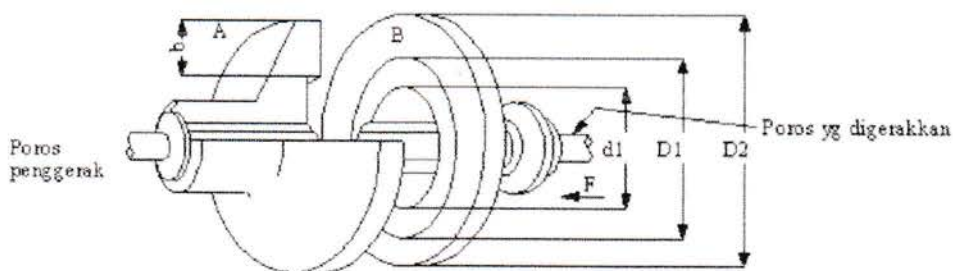
Kopling ini meneruskan momen dengan kontak positif (tidak dengan perantaraan gesekan) hingga tidak dapat slip. Ada dua bentuk kopling cakar, yaitu kopling cakar persegi dan kopling cakar spiral.



Gambar 2.9 Kopling cakar, literatur 5, halaman 58

2. Kopling plat

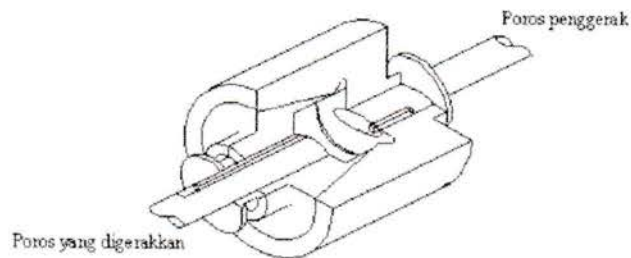
Kopling plat adalah kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang diantara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut sehingga terjadi penerusan daya melalui gesekan antara sesamanya.



Gambar 2.10 Kopling plat, literature 5, halaman 62

3. Kopling kerucut

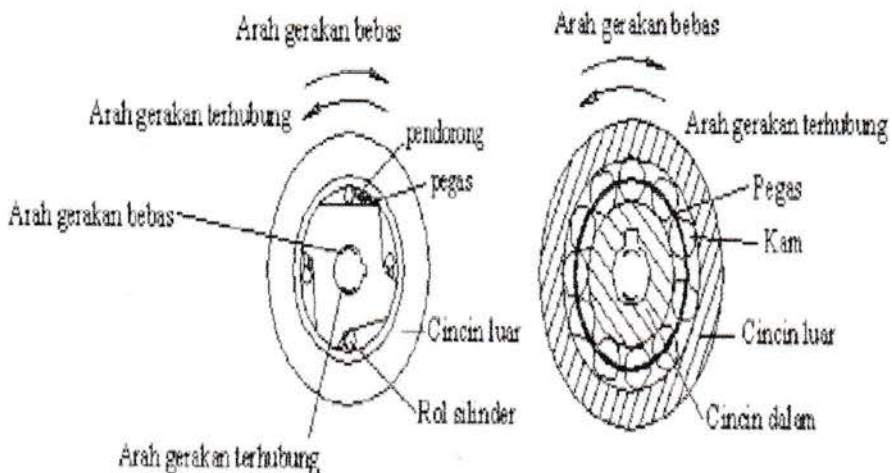
Kopling kerucut adalah suatu kopling gesek dengan konstruksi sederhana dan mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat memindahkan momen yang besar.



Gambar 2.11 Kopling kerucut, literatur 5, halaman 62

4. Kopling friwil

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



Gambar 2.12 Kopling friwil, literatur 5, halaman 62

2.2 Poros

Poros merupakan komponen yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dan putaran dalam suatu konstruksi mesin.

Jenis – jenis poros berdasarkan pembebanan yaitu :

1. Poros transmisi

Pada poros ini daya dapat ditransmisikan melalui kopling, sabuk puly, roda gigi, sprocket rantai dan lain – lain.

2. Poros spindle

Poros spindle ini harus mempunyai deformasi yang sangat kecil, bentuk dan ukurannya kecil dan umumnya relative pendek.

3. Poros ganda

Jenis poros ganda ini hanya dapat berputar dan mendapat beban puntir, kecuali jika digerakkan oleh penggerak yang mengalami beban puntir juga

2.3 Seplain

Seplain berguna untuk meneruskan momen dan putaran dari elemen penggerak ke bagian yang digerakkan. Pada pemindahan daya spline menjadi pilihan utama karena dapat meneruskan daya yang besar.

Jenis seplain berdasarkan jenis gerakannya terhadap poros yaitu :

1. Seplain fleuable : dimana bagian yang dihubungkan dengan poros dapat bergeser secara aksial.

2. Seplain tetap : dimana bagian yang dihubungkan berkunci pada poros.

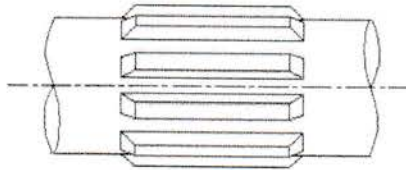
Jenis spline dibedakan berdasarkan bentuk yaitu :

1. Seplain Persegi

Jenis ini membuat alur dan gigi berbentuk persegi. Poros ini umumnya mempunyai jumlah seplain : 4,6,10 dan 16 buah spline.

2. Seplain Involut

Jenis ini mempunyai gigi (Spline) yang berbentuk sudut-sudut tertentu.



Gambar 2.13 Seplain

2.4 Plat Gesek

Plat gesek adalah suatu plat yang digunakan sebagai medium gesekan antar plat penekan dan flywheel dalam meneruskan putaran dan daya pada mekanisme kopling.

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perenanaan plat gesek yaitu :

1. Bahan plat gesek harus tahan arus dan terhadap suhu yang tinggi.
2. Kekuatan plat gesek.
3. Koefisien plat gesek.



Gambar 2.14 Plat Gesek, google images plat gesek.com

2.5 Pegas

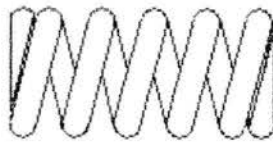
Pegas adalah suatu elemen yang dapat meredam getaran dan tumbukan dengan memanfaatkan sifat elastisnya.

Jenis-jenis pegas yaitu :

- a. Pegas tekan
- b. Pegas tarik
- c. Pegas punter
- d. Pegas daun
- e. Pegas poring
- f. Pegas batang
- g. Pegas spiral
- h. Pegas matahari(diafragma)

2.5.1 Pegas Kejut

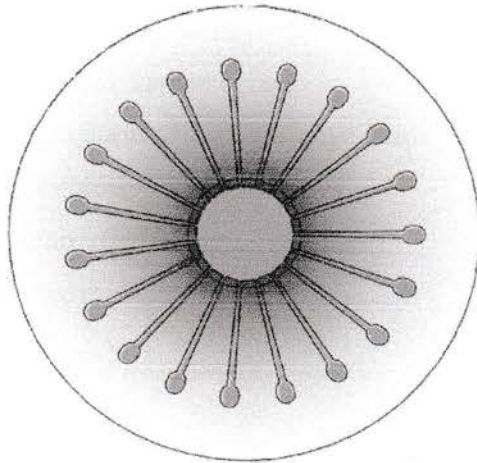
Pegas kejut berfungsi untuk meredam kejutan dan tumbukan pada waktu kopling bekerja. Dalam hal ini pegas kejut termasuk jenis pegas tekan.



Gambar 2.15 Pegas Kejut, literatur 5, halaman 312

2.5.2 Pegas Matahari (diafragma)

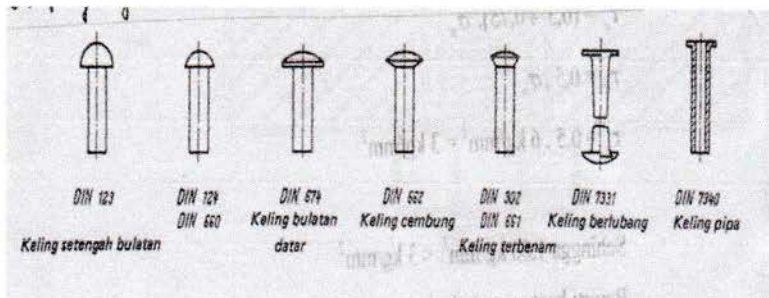
Prinsip kerja pegas ini pada dasarnya berbeda dengan pegas yang biasa digunakan. Defleksi yang terjadi pada pegas ini diakibatkan oleh gaya yang diberikan oleh bantalan penekan.



Gambar 2.16 Pegas matahari,

2.6 Paku Keling

Paku keling digunakan untuk penyambungan dua plat atau lebih, yang banyak sekali dijumpai pada konstruksi mesin, misalnya pada ketel uap tangki pipa dan konstruksi mobil.



Gambar 2.17 Jenis – jenis paku keling, literatur 3, halaman 167

2.7 Baut

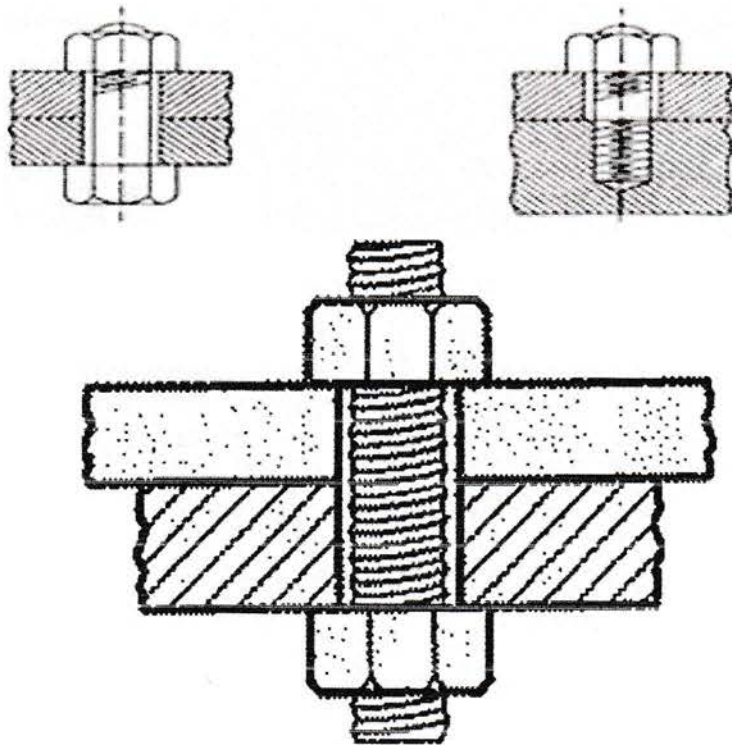
Baut merupakan elemen mesin yang berfungsi sebagai pengikat antara dua buah komponen.

Baut dibagi menurut bentuk kepalanya yaitu:

1. Baut segi enam
2. Baut suket segi enam
3. Baut bentuk kepala persegi

Baut dibagi menurut prinsip kerjanya yaitu :

1. Baut tembus
2. Baut tab
3. Baut tanam



Gambar 2.18 Prinsip kerja baut, literatur 5, halaman 304

2.8 Bantalan

Bantalan adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai tumpuan untuk poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak – baliknya berlangsung secara halus, aman dan tahan lama.

Jenis bantalan menurut gerakannya yaitu:

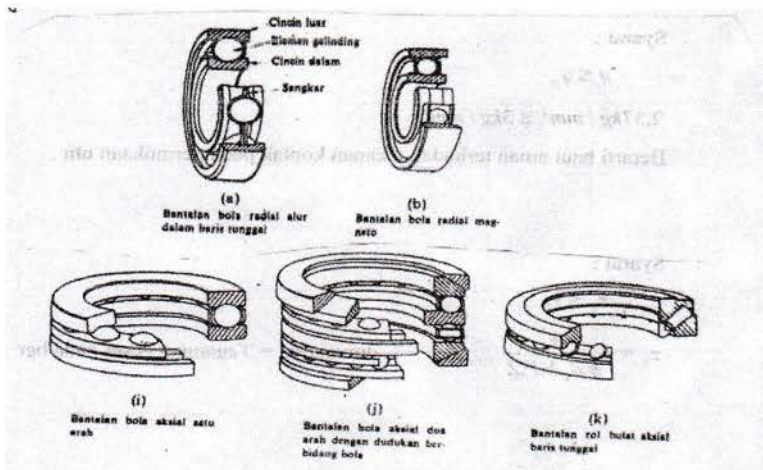
1. Bantalan gelinding, terdiri atas dua jenis yaitu:

- a. Bantalan pelum
- b. Bantalan rod

2. Bantalan lumur

Jenis bantalan menurut pembebanan yaitu:

1. Bantalan radial : arah bantalan tegak lurus terhadap sumbu poros
2. Bantalan aksial : arah bantalan sejajar terhadap sumbu poros
3. Bantalan gelinding khusus : arah beban tegak lurus dan sejajar dengan sumbu poros



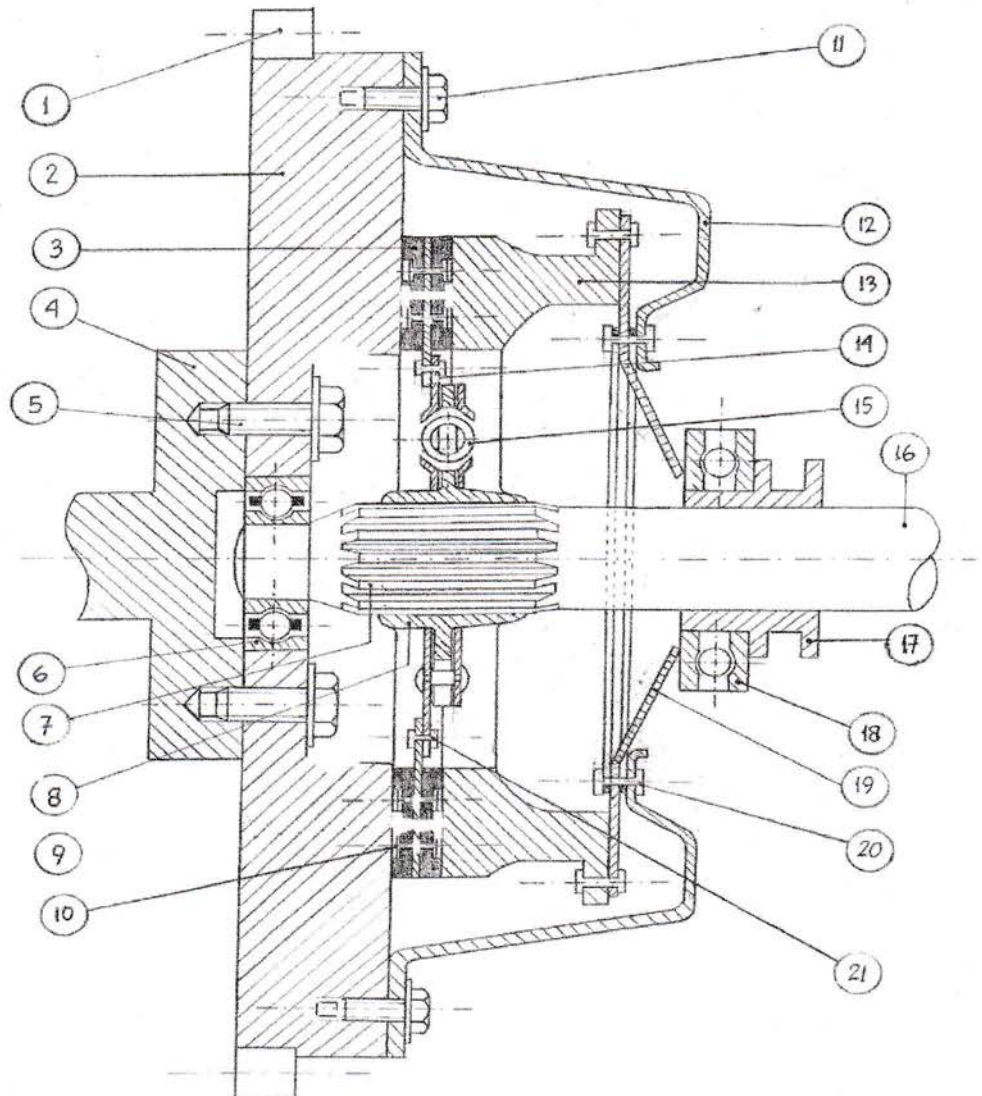
Gambar 2.19 Jenis – jenis bantalan, literatur 5, halaman 129

BAB III

KOPLING YANG DIRANCANG

Kopling tak tetap dirancang supaya dapat mentransmisikan daya/putaran dalam keadaan berputar atau tidak berputar. Jenis kopli yang dibahas disini adalah kopling tak tetap yang menggunakan sebuah plat yang berfungsi sebagai media gesekan antara flywheel dengan plat penekan.

3.1 Gambar kopling yang dirancang



1. Roda gigi flywheel
2. Flywheel
3. Plat gesek
4. Poros penggerak
5. Baut pengikat flywheel dengan poros penggerak
6. Bantalan radial
7. Seplain
8. Naf
9. Plat pembawa plat gesek
10. Paku keling pengikat plat gesek
11. Baut pengikat tutup kopling
12. Tutup kopling
13. Plat penekan
14. Plat penahan pegas kejut
15. Pegas kejut
16. Poros yang digerakkan
17. Sleeve
18. Bantalan axial
19. Pegas matahari (diafragma)
20. Paku keling pengikat tutup kopling dengan pegas matahari
21. Paku keeling
22. Paku keling pengikat kedua plat penahan pegas kejut

3.2 Cara kerja kopling

Cara kerja kopling dapat ditinjau dari dua keadaan yaitu :

1. Kopling dalam keadaan terhubung (pedal kopling tidak ditekan)

Poros penggerak yang berhubungan dengan motor meneruskan daya dan putaran ke flywheel (roda penerus) melalui baut pengikat. daya dan putaran ini diteruskan ke plat gesek yang ditekan oleh plat karena adanya tekanan dari pegas matahari. akibat putaran dari plat gesek, poros yang digerakan ikut berputar dengan perantaraan dan naf.

2 .Kopling dalam keadaan tidak terhubung (pedal kopling ditekan)

Bantalan pembebas menekan pegas matahari sehingga gaya yang dikerjakan

pada plat penekan menjadi berlawanan arah. hal ini menyebabkan plat penekan tertarik kearah luar sehingga plat gesek berada dalam bebas diantara plat penekan dan flywheel. pada saat ini tidak terjadi transmisi daya dan putaran.

BAB IV
PERHITUNGAN DAN PEMERIKSAAN

4.1 Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Mesin menggunakan poros sebagai penerus tenaga dan putaran.

Perhitungan poros :

Daya (P) : 63 Ps

Putaran (n) : 5600 Rpm

Untuk mencari daya yang ditransmisikan (P_d) digunakan rumus berikut:

$P_d = f_c \times P$Literatur 5, halaman 7

Dimana : P_d = Daya yang ditransmisikan

f_c = Faktor koreksi

P = Daya nominal keluaran mesin

Jika daya masih dalam satuan daya kuda (Ps), maka harus dikalikan dengan 0,735.

Supaya diperoleh daya dalam satuan Kw. (literatur 5,halaman 7)

Jadi, $P = 63 \text{ Ps} \times 0,735$ $P = 46,305$

Kw f_c yang dipilih adalah 1,1 untuk daya

normal. (literatur 5,halaman 7) maka, $P_d = f_c \times P$

$P_d = 1,1 \times 46,305$

$P_d = 50,93 \text{ Kw}$

Bila suatu poros berputar maka poros tersebut akan mengalami momen puntir.

Momen puntir $(T) = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}(\text{kgmm})$Literatur 1, halaman 7.

$$T = 9,74 \times 10^5 \times 0,009$$

$$T = 8775 \text{ kgmm}$$

Jika bahan poros yang dipakai adalah batang baja JIS G4501 dengan lambang S55C, maka kekuatan tariknya $\sigma_b = 66 \text{ kg/mm}^2$. Ini diperoleh dari literatur 5, halaman 3.

Tegangan geser yang diijinkan (τ_a) dalam satuan (kg/mm^2) adalah

$$\tau_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 - Sf_2} \dots\dots\dots \text{Literatur 5, halaman 8}$$

Dimana :

Sf_1 = Faktor keamanan untuk pengaruh massa dari bahan S-C dengan harga = 6,0

Sf_2 = Faktor keamanan kedua akibat pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar dengan harga (1,3 - 3,0) diambil 2.

$$\tau_g = \frac{66 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 2,0} = 5,5 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\tau_g} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right)^{1/3} \dots\dots\dots \text{Literatur 5, halaman 8}$$

Dimana : K_t = Faktor koreksi untuk puntiran

- (1,0 – 1,5) jika beban dikenakan secara halus

- (1,5 – 3,0) jika beban dikenakan dengan kejutan

C_b = Faktor koreksi untuk lenturan (1,2 – 2,3)

Maka dipilih : $K_t = 2$

$$C_b = 1,5$$

$$\text{Sehingga, } ds = \left(\frac{5,1}{5,5 \text{ kg/mm}^2} \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 8775 \text{ kg/mm} \right)^{1/3}$$

$$ds = (24410,5)^{1/3}$$

$$ds = 29 \text{ mm}$$

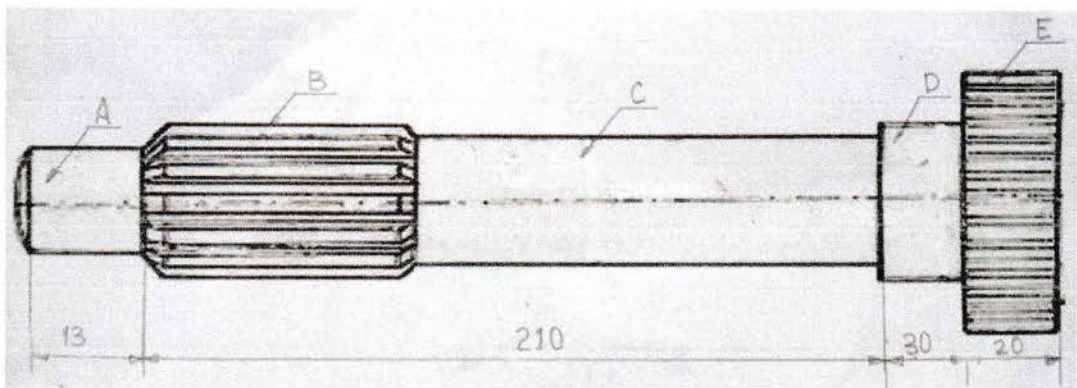
Dari literatur 1, halaman 9. Jika diameter poros adalah 29 mm, maka diameter poros yang dipilih adalah 30 mm.

Untuk menghitung tegangan geser (τ) yang terjadi pada poros digunakan rumus :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{ds^3} \dots \dots \dots \text{Literatur 5, halaman 7}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{5,1 \cdot 8775 \text{ kgmm}}{(30)^3 \text{ mm}^3} \\ &= \frac{44752,5 \text{ kg/mm}^2}{27000} = 1,65 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Volume poros :



Gambar 4.1

Untuk menentukan volume keseluruhan poros maka kita harus memisalkan nama bagian - bagian poros yang akan dihitung volumenya seperti pada gambar diatas.

$$V_A = A \cdot L \quad \text{dimana : } A = \text{luas penampang melintang}$$

$$= \pi/4 \cdot D^2 \cdot L$$

$$L = \text{panjang} = \frac{3,14}{4} (20 \text{ mm})^2 (13 \text{ mm})$$

$$D = \text{diameter} = 4082 \text{ mm}^3$$

$$V_B = (A \cdot L) \cdot n$$

$$\text{dimana : } n = \text{jumlah seplain}$$

$$= ((w \cdot h) \cdot L) \cdot n$$

$$w = \text{lebar seplain}$$

$$= ((3,5 \text{ mm} \cdot 3,5 \text{ mm}) \cdot 40 \text{ mm}) \cdot 16$$

$$h = \text{tinggi seplain} = 7840 \text{ mm}^3$$

$$V_C = A \cdot L$$

$$= \pi/4 \cdot D^2 \cdot L$$

$$= \frac{3,14}{4} (30 \text{ mm})^2 (210 \text{ mm})$$

$$= 148365 \text{ mm}^3$$

$$V_D = A \cdot L$$

$$= \pi/4 \cdot D^2 \cdot L$$

$$= \frac{3,14}{4} (34 \text{ mm})^2 (30 \text{ mm})$$

$$= 27223,8 \text{ mm}^3$$

V_E ; dengan menganggap bahwa tinggi seplain pada bagian E adalah 4 mm maka

Diameter rata – ratanya adalah $\frac{60-52}{2} = 56$ mm, sehingga:

$$\begin{aligned}V_E &= A \cdot L \\&= \pi/4 \cdot D^2 \cdot L \\&= \frac{3,14}{4} (56 \text{ mm})^2 (20 \text{ mm}) \\&= 49235,2 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

Maka volume poros keseluruhan adalah :

$$\begin{aligned}V_{\text{Total}} &= V_A + V_B + V_C + V_D + V_E \\&= 4082 \text{ mm}^3 + 7840 \text{ mm}^3 + 48365 \text{ mm}^3 + 27223,8 \text{ mm}^3 + \\&49235,2 \text{ mm}^3 \\&= 136746 \text{ mm}^3 \\&= 0,000137 \text{ m}^3\end{aligned}$$

Massa poros

$$\begin{aligned}M &= \rho \times v \quad ; \text{dimana } \rho \text{ dari baja adalah } 7770 \text{ kg/mm}^3 \\&= 7770 \text{ kg/m}^3 \times 0,000137 \text{ m}^3 \\&= 1,0645 \text{ kg}\end{aligned}$$

Pemeriksaan keamanan tegangan geser pada poros

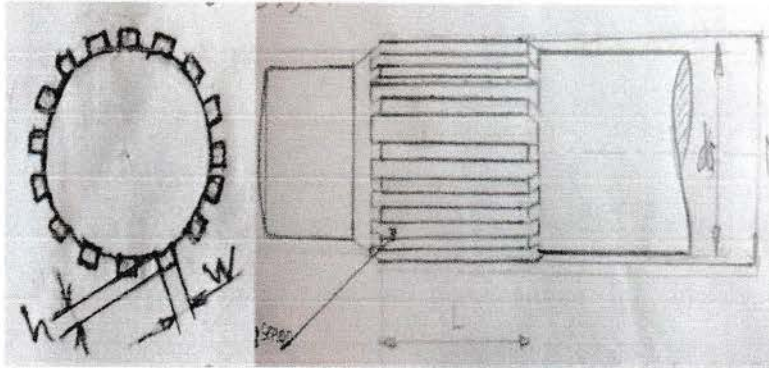
$$\text{Syarat aman } \tau_g > \tau$$

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh
harga $\tau_g = 5,5 \text{ kg/mm}^2$ dan harga

$$\begin{aligned}\tau &= 1,65 \text{ kg/mm}^2 \text{ sehingga : } 5,5 \text{ kg/mm}^2 > \\&1,65 \text{ kg/mm}^2 \text{ Maka poros dapat dinyatakan} \\&\text{aman.}\end{aligned}$$

4.2 Seplain

Seplain adalah komponen elemen mesin yang berfungsi sebagai penghubung daya/putaran. Pada perancangan ini bahan seplain yang dipakai sama dengan bahan poros, yaitu JIS4501 dengan lambang S55C.



Gambar 4.2 Seplain

Keterangan gambar : D = diameter luar seplain

ds = diameter dalam seplain

h = tinggi seplain

w = lebar seplain

L = panjang seplain

Perhitungan seplain

Dalam perencanaan ini jumlah seplain yang direncanakan $n = 16$. Dengan mengetahui jumlah seplain yang direncanakan kita dapat mengetahui ukuran – ukuran seplain pada literatur 2, halaman 474. Dari table diperoleh

: $n = 16$

$w = 0,098 D$

$h = 0,095 D$

$d = 0,810 D$ dari perhitungan
sebelumnya $ds = 30 \text{ mm}$

sehingga didapat:

- Diameter seplain (D) = $ds/0,81$ mm

$$D = 30/0,81 \text{ mm}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

- Lebar seplain (w) = $0,098 D$
 $= 0,098 \cdot 30$

$$= 3,5 \text{ mm}$$

- Tinggi seplain (h) = $0,095 D$

$$h = 0,095 \cdot 37$$

$$= 3,5 \text{ mm}$$

- Radius rata – rata (Rm) = $\frac{D+ds}{4} = \frac{36+ds}{4} = \frac{36+30}{4} = 16,5 \text{ mm}$

- Panjang seplain (L) dalam perancangan ini adalah 40 mm
Pemeriksaan keamanan seplain terhadap tegangan geser.

$F = ln \cdot hn \cdot \sigma_o \cdot n$literatur 2,halaman 57

Dimana : F = T = Momen torsi

$Ln = L$ = panjang

seplain (pasak) $hn =$

$h =$ tinggi seplain $\sigma_o = \tau$

$=$ tegangan geser

$n =$ jumlah seplain

maka, $T = L \cdot h \cdot \tau \cdot n$

$$T = \frac{T}{L \cdot h \cdot n}$$

$$T = \frac{8775 \text{ kg}}{50 \text{ mm} \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 16}$$

$$T = \frac{8775 \text{ kg}}{2800 \text{ mm}^2}$$

$$T = 3,13 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan sebelumnya tegangan geser ijin pada poros telah diperoleh. Sehingga karena terbuat dari bahan yang sama dengan seplain, maka tegangan geser ijinnya bpun sama yaitu $5,5 \text{ kg/mm}^2$.

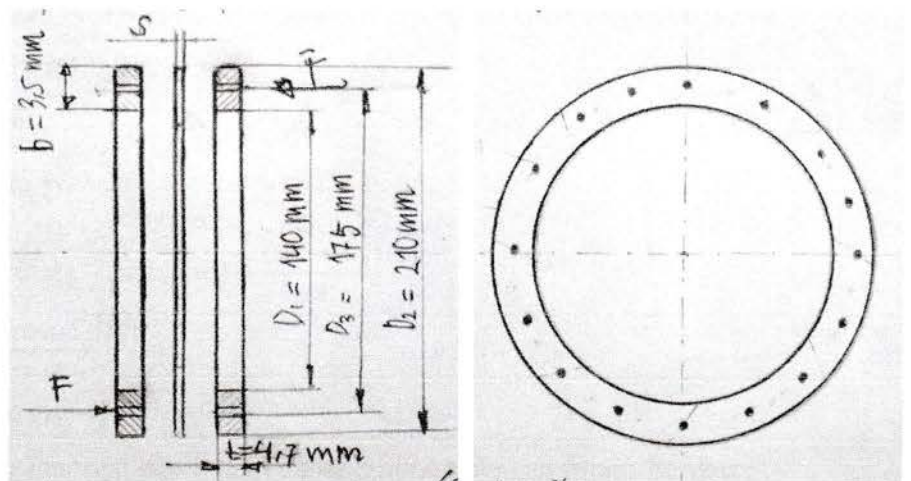
Syarat aman adalah $\tau_g > \tau$

Sehingga $5,5 \text{ kg/mm}^2 > 3,13 \text{ kg/mm}^2$

Maka seplain dapat dinyatakan aman

4.2 Plat Gesek

Plat gesek adalah suatu plat yang digunakan sebagai media gesekan antara plat penekan dengan flywheel dalam meneruskan daya/putaran pada mekanisme kopling.



Gambar 4.3 Plat Gesek

Keterangan gambar : F = tekanan pada plat gesek (kg)

D_1 = diameter dalam plat gesek (mm)

D_2 = diameter luar plat gesek (mm)

D_3 = diameter rata – rata plat gesek (mm)

t = tebal plat gesek (mm)

s = tebal plat pembawa (mm)

b = lebar plat gesek (mm)

Perhitungan plat gesek

Bahan plat gesek yang direncanakan adalah dibuat dari asbes (ditenun) yang bergesek dengan besi cor. Sesuai dengan literatur 5, halaman 63,table 3.1 bahwa koefisien gesek dan tekanan yang diijinkan untuk bahan asbes dan besi cor pada kondisi kering adalah

$\mu = 0,35 - 0,65$: diambil harga diantaranya
 yaitu 0,4 $P_a = 0,007 - 0,07 \text{ kg/mm}^2$:
 diambil harga 0,0184 kg/mm^2

Untuk perencanaan plat gesek perbandingan D_1 dan D_2 sebesar 0,6. Dengan memasukkan harga yang diketahui maka diperoleh gaya F yang dinyatakan dalam D .

$$F = \pi/4 (D_2^2 - D_1^2) P \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 62}$$

$$F = \pi/4 (D_2^2 - D_1^2) P_a \quad F = \pi/4 (D_2^2 - 0,6D_2^2) 0,0184 \text{ kg/mm}^2$$

$$F = (0,785)(0,4)0,01$$

$$84\text{kg/mm}^2$$

$$F = 0,0058 D_2^2$$

$$\text{Jari - jari rata - rata (Rm)} = \frac{(D_1 + D_2)}{4}$$

$$Rm = \frac{(0,6 + 1)D_2}{4}$$

$$Rm = 0,4 D_2$$

Diameter luar plat gesek (D_2) dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$T = \pi \cdot F \cdot Rm \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 62}$$

$$T = 0,4 \cdot 0,0058 D_2^2 \cdot 0,4 D_2$$

$$8775 \text{ Kgmm} = 0,00094 D_2^3$$

$$D_2^3 = \frac{8775}{0,00094}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{8775}{0,00094}}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{9261000}$$

$$D_2 = 210 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan D_2 maka,

$$\begin{aligned} D_1 &= 0,6 \cdot D_2 \\ &= 0,6 \cdot 210 \\ &= 140 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar bidang plat gesek (W_g) :

$$W_g = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{210 \text{ mm} - 140 \text{ mm}}{2} = 3,5 \text{ mm}$$

Luas plat gesek (A) :

$$\begin{aligned} A &= \pi/4 (D_2^2 - D_1^2) \\ &= \pi/4 ((210)^2 - (140)^2) \\ &= (0,785) (44100 - 19600) \\ &= 19232,5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Besar tekanan pada permukaan plat gesek (F) :

$$\begin{aligned} F &= \pi/4 (D_2^2 - D_1^2) \text{ Pa} \\ &= (0,785) (24500) (0,0184) \\ &= 353,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pada literatur 5, halaman 72, tabel 3.5 diketahui bahwa jika dipilih kopling plat tunggal kering dengan pelayanan elektromagnetik dengan nomor 40 maka diperoleh volume dari plat adalah 91 cm^3 atau 91000 mm^3 ,

maka $V = A \cdot t$

$$\begin{aligned} &91000 \text{ mm}^3 \\ &= 19232,5 \text{ mm}^2 \\ t &= \frac{91000 \text{ mm}^3}{19232,5 \text{ mm}^2} \end{aligned}$$

$$t = 4,7 \text{ mm (untuk satu plat)}$$

jarak antara paku keling pada plat gesek

$$\text{Diameter rata - rata} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{210 + 140}{2} = 175 \text{ mm}$$

$$\text{Keliling rata - rata} = \pi \cdot d = 3,14 \cdot 175 = 549,5 \text{ mm}$$

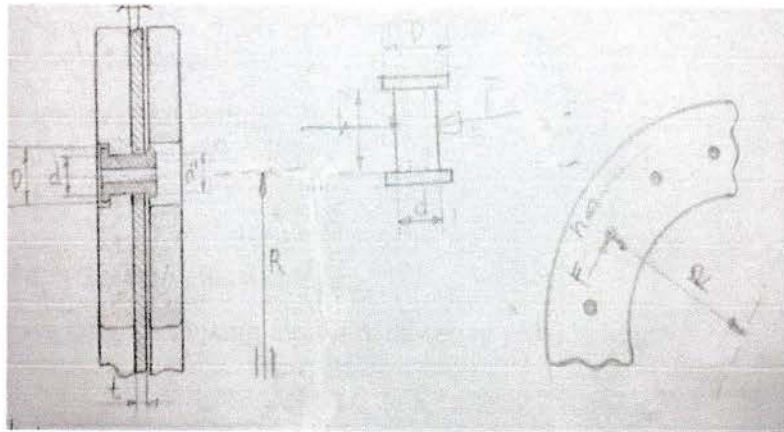
$$\text{Jarak antara paku keling} = \frac{\pi \cdot d}{n} = \frac{274,75}{16} = 17,2 \text{ mm}$$

4.4 Paku Keling

Paku keling dapat didefinisikan sebagai pengikat sambungan tetap dari dua buah plat atau lebih. Dari perhitungan sebelumnya momen puntir (T) = 8775 kg. bahan yang digunakan untuk paku keling pada perencanaan ini adalah S40C dengan kekuatan tarik 55kg/mm^2 dengan faktor keamanan 7.

Perhitungan paku keling

4.4.1 Paku keling pengikat kedua plat gesek dengan plat pembawa



Gambar 4.4.1 Posisi kerja paku keling

Keterangan :

d = diameter paku keling

D = diameter

kepala paku keling

d' = diameter lubang paku

keling h = tinggi paku keling

R = jarak sumbu paku keling

dengan sumbu poros

Perhitungan

a. Dimensi perancangan

- jumlah paku keling, $n = 16$ buah

- paku keling ditempatkan pada jari – jari $R = 67,5$ mm

- bahan paku keling : S40C

b. Tegangan tarik yang diijinkan

$$\sigma_r = \dots \dots \dots 55$$

kg/mm².....literatur 5,

halaman 3 c. Teganga geser yang diijinkan

$$d = \sqrt{\frac{\dots}{\sigma_g}} \dots \dots \dots \text{literatur 4, halaman 127}$$

$$d = \sqrt{\frac{\dots}{\dots}}$$

$$\begin{aligned} \sigma_g &= 0,8 \times \sigma_r \\ &= 0,8 \times 55 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 44 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Diameter paku keling

$$d = \sqrt{\frac{35100 \text{ mm}}{2210,56}}$$

$$d = 3,9 \text{ mm atau } 4 \text{ mm}$$

e. Gaya tangensial yang terjadi pada setiap paku keling

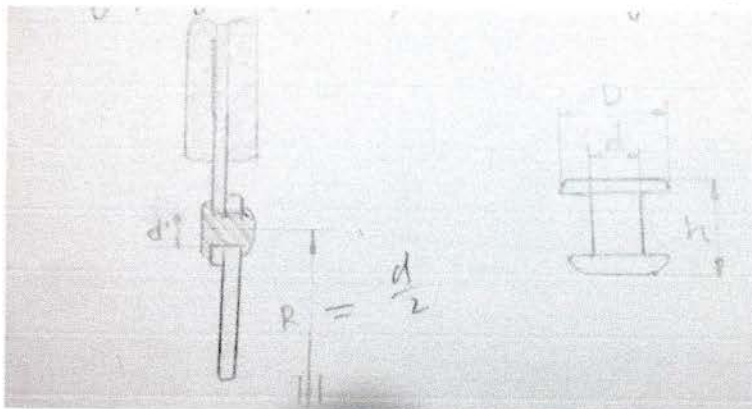
$$T = F \cdot R \cdot n \dots \dots \dots \text{literatur 4, halaman 58}$$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{67,5 \text{ mm} \cdot 16}$$

$$F = 8,125 \text{ kg}$$

4.4.2 Paku keling pengikat plat pembawa dengan plat penahan



Gambar 4.4.2 Posisi kerja paku keling

Perhitungan

a. Dimensi perancangan

- jumlah paku keling, $n = 16$ buah

- paku keling ditempatkan pada jari – jari $R = 60$ mm

- bahan paku keling : S45C

b. Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma}_t = 58 \text{ kg/mm}^2$$

c. Teganga geser yang diijinkan $\sigma_g = 0,8 \times \bar{\sigma}_t$

$$= 0,8 \times 58 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 46,4 \text{ kg/mm}^2$$

d. Diameter paku keling

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 8775 \text{ kg mm}}{16 \cdot 3,14 \cdot 46,4 \text{ kg/mm}^2}}$$

$$d = 3,8 \text{ mm}$$

e. Gaya tangensial yang terjadi pada setiap paku keling

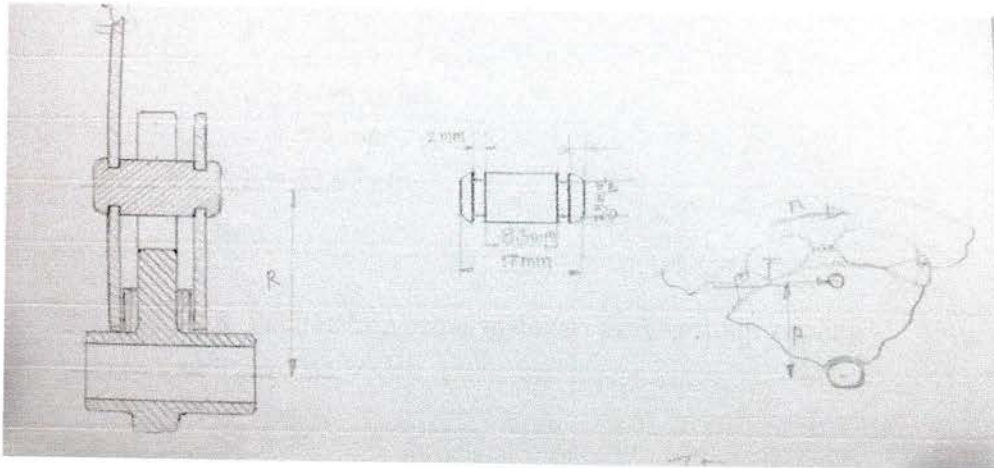
$$T = F \cdot R \cdot n$$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{67,5 \text{ mm} \cdot 16}$$

$$F = 9,13 \text{ kg}$$

4.4.3 Paku keling pengikat kedua plat penahan pegas kejut



Gambar 4.4.3 Posisi kerja paku keling

Perhitungan

a. Dimensi perancangan

- jumlah paku keling, $n = 4$ buah
- paku keling ditempatkan pada jari – jari $R = 50$ mm
- bahan paku keling : S45C

b. Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma}_t = 58 \text{ kg/mm}^2$$

c. Teganga geser yang diijinkan

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_g &= 0,8 \times \bar{\sigma}_t \\ &= 0,8 \times 58 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 46,4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Diameter paku keling

$$d = \sqrt{\frac{\quad}{\bar{\sigma}_g}}$$

$$d = \sqrt{\frac{\quad}{\quad}}$$

$$d = \sqrt{\frac{\quad}{\quad}}$$

$$d = 7 \text{ mm}$$

e. Gaya tangensial yang terjadi pada setiap paku keling

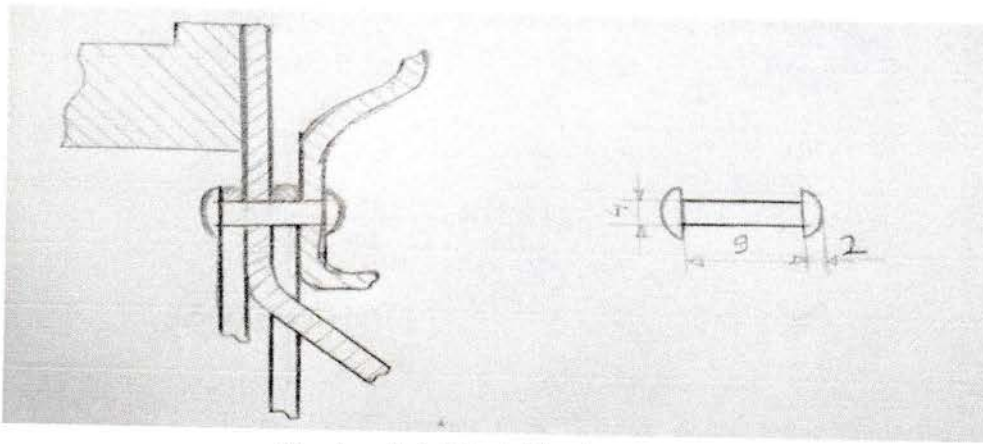
$$T = F \cdot R \cdot n$$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{50 \text{ mm} \cdot 4}$$

$$F = 43,87 \text{ kg}$$

4.4.4 Paku keling pegas matahari dengan tutup kopleng



Gambar 4.4.4 Posisi kerja paku keling

Perhitungan

a. Dimensi perancangan

- jumlah paku keling, $n = 12$ buah
- paku keling ditempatkan pada jari – jari $R = 62$ mm
- bahan paku keling : S45C

b. Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma}_t = 58 \text{ kg/mm}^2$$

c. Teganga geser yang diijinkan $\sigma_g = 0,8 \times \bar{\sigma}_t$

$$= 0,8 \times 58 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 46,4 \text{ kg/mm}^2$$

d. Diameter paku keling

$$d = \sqrt{\frac{\dots}{\dots g}}$$

$$d = \sqrt{\frac{\dots}{\dots}}$$

$$d = \sqrt{\frac{\dots}{\dots}}$$

$$d = 4,4 \text{ mm}$$

e. Gaya tangensial yang terjadi pada setiap paku keling

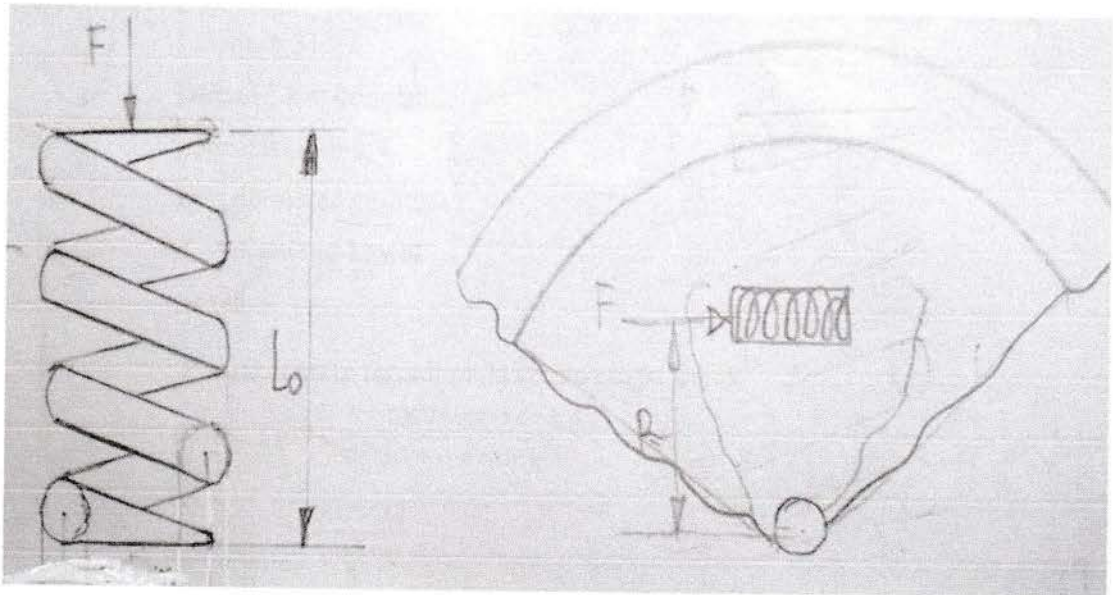
$$T = F \cdot R \cdot n$$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{62 \text{ mm} \cdot 12} = 11,8 \text{ kg}$$

4.5 Pegas Kejut

Pegas kejut disebut juga dengan pegas tekan/kompresi yang berfungsi untuk meredam kejutan.



Gambar 4.5.1 Pegas kejut

Dimensi perancangan

Jumlah lilitan yang aktif (n) : 5 buah

Diameter kawat (d) : 4 mm

Diameter luar pegas (D₂) : 20 mm

Diameter dalam pegas (D₁) : 12 mm

Perhitungan Pegas Kejut Jumlah pegas kejut yang direncanakan adalah 4 buah.

Gaya yang terjadi pada pegas kejut adalah :

$$P = \frac{T}{n \cdot R}$$

Dimana : P = gaya yang bekerja pada satu pegas kejut n = jumlah pegas kejut

R = jarak sumbu pegas kejut dengan sumbu poros, diambil 35 mm

Maka :

$$P = \frac{8775 \text{ kg mm}}{4 \times 40 \text{ mm}}$$

$$P = 54,84 \text{ kg}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pegas kejut :

$$Tg = \frac{8 \cdot P \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3}$$

.....literatur 5,
halaman 315

Diman : k = konstanta

pegas, dipilih 1,4

D = diameter gulungan

d = diameter kawat

pegas

P = gaya yang terjadi pada setiap pegas kejut

$$\begin{aligned} \text{maka } Tg &= \frac{8 \cdot 54,84 \text{ kg} \cdot 16 \cdot 1,4}{3,14 \cdot (4 \text{ mm})^3} \\ &= \frac{9827,32}{200,96} \\ &= 48,9 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser ijin ($\bar{\sigma}_g$)

$$\rho_g = \frac{8 \cdot D \cdot P}{d^3} \dots \text{literatur 5, halaman 315}$$

$$= \frac{8 \cdot 16 \text{ mm} \cdot 54,84 \text{ kg}}{4^3}$$

$$= \frac{7019,2}{64}$$

109,68 kg/m²

Factortegan

Wahl (k)

$$K = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \dots \text{literatur 1, halaman 316}$$

Dimana : c = indeks pegas, yang dipilih adalah 4. maka,

$$K = \frac{4 \cdot 4 - 1}{4 \cdot 4 - 4} + \frac{0,615}{4}$$

$$K = 1,4$$

$$C = D/d \dots \text{literatur 5, halaman 316}$$

Maka :

$D_1 = c \cdot d$ dimana : D_1 = diameter lilitan rata-rata

$$D_1 = 4 \cdot 4 \quad d = \text{diameter kawat} = 4 \text{ mm}$$

$$D_1 = 16 \text{ mm}$$

Diameter pegas (D_0)

$$D_0 = D_1 + d$$

$$D_0 = 16 + 4 = 20 \text{ mm}$$

Panjang pegas ulir yang mengalami tekanan (l_1) $l_1 = (n + 1,5) d$
literatur 5, halaman 317

dimana : n = jumlah gulungan
 yang aktif = 6 buah $l_1 = (6+1,5) \cdot 4$
 $l_1 = 30 \text{ mm}$ konstanta pegas (k)

$$G \cdot d^4$$

$$k = \frac{G}{8n \cdot D^3} \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 318}$$

dimana : G = modulus geser ($8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$), maka

$$k = \frac{(8,3 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2) (4 \text{ mm})^4}{8 (6) (16 \text{ mm})^3}$$

Ledutan pegas (δ)

$$\delta = \frac{8 \cdot n \cdot D^3 \cdot P}{d^4 \cdot G} \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 318}$$

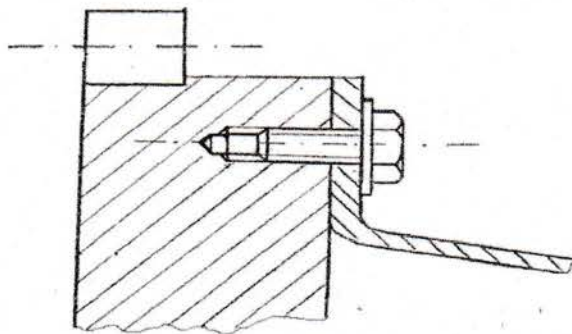
$$\delta = \frac{8 \cdot 6 \cdot (16 \text{ mm})^3 \cdot (54,84) \text{ kg}}{(4 \text{ mm})^4 \cdot G}$$

$$\delta = 8,1 \text{ mm}$$

4.6 Baut

Baut didefenisikan sebagai alat pengikat. Baut didalam kopling digunakan untuk mengikat flywheel terhadap poros penggerak dan pengikat tutup kopling dengan flywheel. Dari literatur 5,halaman 290, tabel 7.1 maka akan diperoleh dimensi baut yang dipilih :

4.6.1 Baut pengikat tutup kopling dengan flywheel



Gambar 4.6.1 Baut pengikat tutup kopling

dengan flywheel Baut yang direncanakan adalah :

- Tipe baut : M8
- Jumlah baut (n) : 8 buah
- Panjang baut : 21 mm
- Jarak sumbu baut kesumbu poros (R) : 133 mm

Untuk tipe baut M 6 diperoleh data dari tabel sebagai berikut :

- Diameter luar (d) : 8 mm
- Diameter dalam (d₁) : 6,647 mm
- Diameter efektif (d₂) : 7,188 mm
- Jarak bagi (P) : 1,25 mm
- Tinggi kaitan (h) : 0,677 mm

Beban tarik aksial pada baut (w)

Untuk mencari w maka kita menggunakan persamaan berikut

$$D \geq \sqrt{\frac{2w}{\sigma_a}} \dots \dots \dots \text{literatur 5, halaman 296} \quad w \sqrt{\frac{2w}{\sigma_a}}$$

untuk baja liat yang mempunyai kadar karbon (0,2 – 0,3) %_s, $\sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2$ bila dfinis

tinggi, literatur 1, halaman 297. Maka,

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2w}{\sigma_a}}$$

$$6,6 \text{ mm} = \sqrt{\frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}}$$

$$(6,6 \text{ mm})^2 = \frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$43,6 \text{ mm}^2 = \frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$W = \frac{43,6 \text{ mm}^2 \cdot 6 \text{ kg/mm}^2}{2}$$

$$W = 130,8 \text{ kg}$$

Tegangan geser yang terjadi (σ_g)

$$\sigma = \frac{w}{\frac{\pi}{4} a^2} = \frac{w}{\left(\frac{\pi}{4}\right) d_1^2} \dots \dots \dots \text{literatur 5, halaman 296}$$

$$\sigma_g = \frac{192 \text{ kg}}{\left(\frac{3,14}{4}\right) (6,647)^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_g = \frac{192 \text{ kg}}{34,68 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_g = 5,53 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya yang terjadi pada setiap paku keling (F)

$$T = F \cdot R \cdot n \dots\dots\dots \text{literatur 4, halaman 58}$$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{133 \text{ mm} \cdot 8}$$

$$F = 8,25 \text{ kg}$$

Jumlah ulir (z)

$$z \geq \frac{w}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a} \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 296}$$

Dimana q_a adalah tekanan permukaan yang diijinkan, dari literatur 5, halaman

298.

Yang dipilih adalah baja liat dengan $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$, sehingga :

$$z \geq \frac{w}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a}$$

$$z \geq \frac{192 \text{ kg}}{(3,14 \text{ mm})(7,188 \text{ mm})(0,677 \text{ mm})(3 \text{ kg/mm}^2)}$$

$$z \geq \frac{192 \text{ kg}}{45,8 \text{ kg}}$$

$$z \geq 4$$

Tekanan kontak pada permukaan ulir (q)

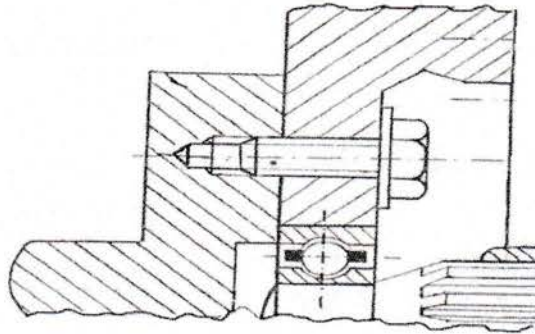
$$q = \dots \text{literatur 5, halaman 29}$$

$$q = \frac{192 \text{ kg}}{3,14 (7,188 \text{ mm}) (0,677 \text{ mm}) 4}$$

$$q = \frac{192 \text{ kg}}{61 \text{ mm}^2}$$

$$q = 3,14 \text{ kg/mm}^2$$

4.6.2 Baut pengikat flywheel dengan poros penggerak



Gambar 4.6.2 Baut pengikat flywheel dengan poros penggerak
Baut yang direncanakan adalah :

- Tipe baut : M10
- Jumlah baut (n) : 4 buah
- Panjang baut : 31 mm
- Jarak sumbu baut kesumbu poros (R) : 133 mm

Untuk tipe baut M 6 diperoleh data dari tabel sebagai berikut :

- Diameter luar (d) : 10 mm
- Diameter dalam (d_1) : 8,376 mm
- Diameter efektif (d_2) : 9,026 mm
- Jarak bagi (P) : 1,5 mm
- Tinggi kaitan (h) : 0,812 mm

Beban tarik aksial pada baut (w)

Untuk mencari w maka kita menggunakan persamaan berikut

untuk baja liat yang mempunyai kadar karbon (0,2 – 0,3) %, $\sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2$ bila dfinis

tinggi, literatur 1, halaman 297. Maka,

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2w}{\sigma_a}}$$

$$8,3 \text{ mm} = \sqrt{\frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}}$$

$$(8,3 \text{ mm})^2 = \frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$68,9 \text{ mm}^2 = \frac{2w}{6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$W = \frac{413,3 \text{ kg}}{2}$$

$$W = 206,7 \text{ kg}$$

Tegangan geser yang terjadi (σ_g)

$$\sigma_g = \frac{W}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{206,7 \text{ kg}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) (8,376)^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_g = \frac{206,7 \text{ kg}}{\left(\frac{3,14}{4}\right) (8,376)^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_g = \frac{206,7 \text{ kg}}{55 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_g = 3,76 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya yang terjadi pada setiap paku keling (F) $T = F \cdot R \cdot n$

$$F = \frac{T}{R \cdot n}$$

$$F = \frac{8775 \text{ kg mm}}{45 \text{ mm} \cdot 4}$$

$$F = 48,75 \text{ kg}$$

Jumlah ulir (z)

$$z \geq \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a}$$

Dimana q_a adalah tekanan permukaan yang diijinkan, dari literatur 5, halaman 298.

Yang dipilih adalah baja liat dengan $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$, sehingga :

$$z \geq \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a}$$

$$z \geq \frac{206,7 \text{ kg}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) (9,026 \text{ mm}) (0,812 \text{ mm}) (3 \text{ kg/mm}^2)}$$

$$z \geq \frac{206,7 \text{ kg}}{69 \text{ kg}}$$

$$z \geq 3$$

Tekanan kontak pada permukaan ulir (q) w

$$q = \frac{206,7 \text{ kg}}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z}$$

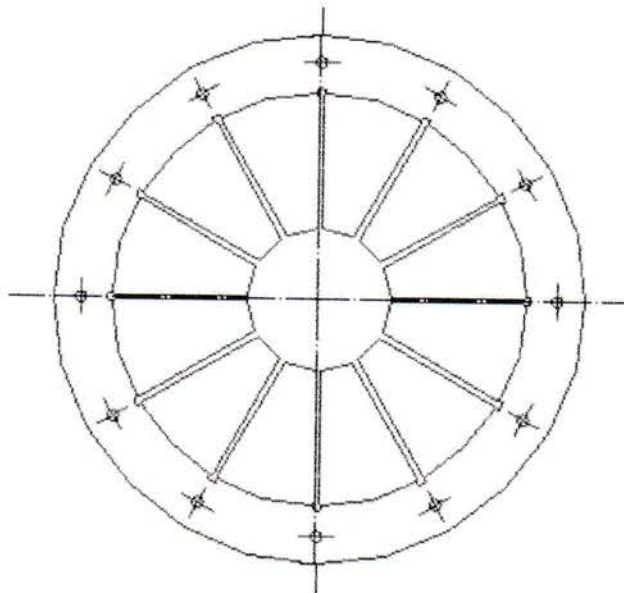
$$q = \frac{206,7 \text{ kg}}{3,14 (9,026 \text{ mm}) (0,812 \text{ mm}) 3}$$

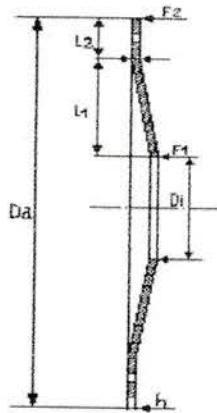
$$q = \frac{206,7 \text{ kg}}{23 \text{ mm}^2}$$

$$q = 8,98 \text{ kg/mm}^2$$

4.7 Pegas Matahari

Pegas matahari adalah pegas yang berfungsi untuk menarik plat penekan dalam arah menjauhi plat gesek untuk pemutusan hubungan. Hal ini akan menyebabkan plat gesek dalam keadaan bebas, diantara plat penekan dan flywheel tidak lagi diteruskan keporos yang digerakkan.





Gambar 4.7 Pegas Matahari

Keterangan : $L_1 = 45 \text{ mm}$

$L_2 = 20 \text{ mm}$

F_1 = gaya tekan yang dikerjakan oleh bantalan pembebas (kg) F_2 = gaya tekan yang dikerjakan oleh pegas matahari (kg)

n (jumlah daun pegas matahari) = 12 h (

tebal plat pegas matahari) = 2 mm D_i (

diameter dalam pegas matahari) = 50 mm

Pada perencanaan pegas matahari ini, diameter luar pegas matahari (D_a) sama dengan diameter luar plat gesek, jadi $D_a = 210 \text{ mm}$.

Besar gaya yang pada setiap daun pegas matahari (F_2) :

Dari perhitungan sebelumnya telah didapat bahwa besar tekanan yang diterima oleh

Permukaan plat gesek (F) adalah 353,8 kg, sehingga :

$$F_2 = \frac{F}{n}$$

$$F_2 = \frac{353,8 \text{ kg}}{12}$$

$$F_2 = 29,48 \text{ kg}$$

Besar gaya tekan yang dikerjakan oleh bantalan pembebas (F_1) :

$$\sum m \geq 0$$

$$(F_1 \cdot L_1) - (F_2 \cdot L_2) \geq 0$$

$$(F_1 \cdot 45 \text{ mm}) - (353,8 \text{ kg} \cdot 20 \text{ mm}) \geq 0$$

$$(F_1 \cdot 45 \text{ mm}) - (7076 \text{ kgmm}) \geq 0$$

$$F_1 \cdot 45 \text{ mm} \geq 7076 \text{ kgmm}$$

$$F_1 \geq \frac{7076 \text{ kgmm}}{45 \text{ mm}}$$

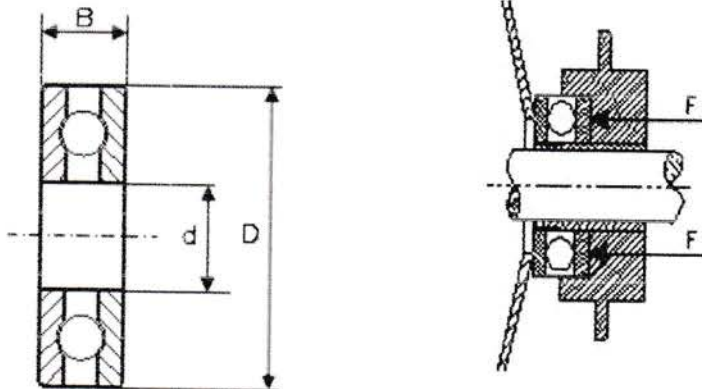
$$F_1 \geq 157,24 \text{ kg}$$

4.8 Bantalan

Bantalan adalah salah satu elemen mesin yang menumpu poros terbebani. Sehingga putaran atau gesekan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus dan aman. Bantalan harus kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya dapat bekerja dengan baik.

Perhitungan Bantalan :

4.8.1 Bantalan Aksial



Gambar 4.8.1 Bantalan Aksial

Untuk diameter dalam bantalan (d) = 35 mm, dengan jenis bantalan terbuka, dan nomor 6007 yang diperoleh dari tabel literatur 5, halaman 143.

Dari tabel diperoleh :

- Diameter dalam (d) : 35 mm
- Diameter luar (D) : 62 mm

- jari-jari fillet (r) : 1,5 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (c) : 1250 kg
- Kapasitas nominal statis spesifik (c₀) : 915 kg
- Tebal bantalan (B) : 14 mm

Beban ekivalen :

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 135}$$

dimana: P_a = beban ekivalen dinamik (kg)

X= faktor radial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal, besarnya adalah 1,0 V = faktor putaran, untuk kondisi cincin dalam berputar besarnya 1,0

F_r = gaya radial, yaitu sebesar 1,404 N

X= faktor aksial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal besarnya adalah nol

F_a = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini besarnya adalah nol

Dimana F_a dari perhitungan sebelumnya adalah 157,24 kg sehingga,

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{157,24 \text{ kg}}{915 \text{ kg}} = 0,17$$

Dari tabel diperoleh; X = 0,56; Y = 1,45 dan F_r = 0, maka, P_a = 0,56 . 0 + 1,45 . 157,24 kg = 228 kg factor

kecepatan (f_n)

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} \dots\dots\dots \text{literatur 5,}$$

halaman 136

dimana n adalah putaran = 5600

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{5600}}$$

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{Pa} \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 136}$$

$$f_h = 0,21 \cdot \frac{1250 \text{ kg}}{157,24 \text{ kg}}$$

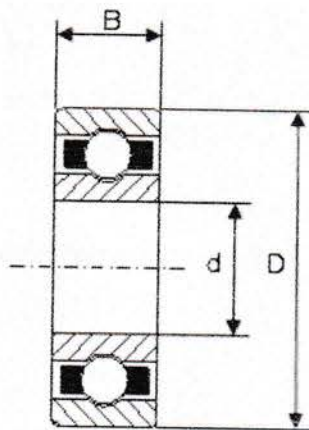
$$f_n = 1,67$$

umur nominal (L_h)

$$L_h = 500 (f_n)^3 \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 136}$$

$$L_h = 500 (1,67)^3 = 2328,7$$

4.8.2 Bantalan Radial



Gambar 4.8.2 Bantalan Rasial

Untuk bantalan radial kita pilih diameter yang lebih kecil dari bantalan aksial yang telah dihitung sebelumnya karena menumpu beban yang cukup kecil.

Dalam perancangan bantalan ini dipakai nomor 6004 yang diperoleh dari tabel

- Diameter dalam (d) : 20 mm
- Diameter luar (D) : 42 mm
- jari-jari fillet (r) : 1 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (c) : 735 kg
- Kapasitas nominal statis spesifik (c₀) : 465 kg
- Tebal bantalan (B) : 12 mm

Beban ekivalen :

$$Pa = x \cdot v \cdot Fr + Y \cdot Fa \dots\dots\dots \text{literatur 5, halaman 135}$$

Dimana : $x =$ faktor radial : $0,56v =$ faktor rotasi : 1

$Y =$ faktor aksial : 0

$Fa =$ beban aksial : 0

$Fr =$ faktor beban radial : 6 kg

Maka,

$$Pa = x \cdot v \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$Pa = 0,56 \cdot 1 \cdot 6 \text{ kg} + 0 \cdot 0$$

$$Pa = 3,36 \text{ kg}$$

factor kecepatan (f_n)

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}}$$

dimana n adalah putaran = 5600

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{5600}}$$

$$= f_n \cdot \frac{C}{Pa}$$

$$\cdot \frac{735 \text{ kg}}{3,36 \text{ kg}}$$

$$f_n = 45,93$$

umur nominal (L_h)

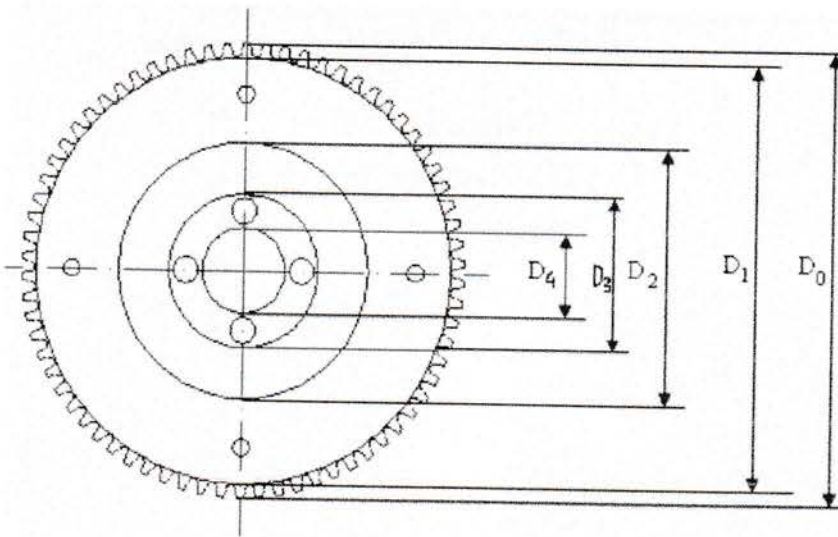
$$L_h = 500 (f_h)^3$$

$$L_h = 500 (45,93)^3$$

$$L_h = 48469894$$

4.9 Flywheel

Flywheel adalah sebuah massa berputar yang digunakan sebagai media penyimpanan tenaga/energy dalam mesin. Jika kecepatan dari mesin ditambah, maka tenaga akan tersimpan dalam flywheel dan jika kecepatan dikurangi tenaga akan dikeluarkan oleh flywheel.



Gambar 4.9 Flywheel

Ukuran – ukuran yang direcanakan :

$$D_0 = 300 \text{ mm}$$

$$D_1 = 286 \text{ mm}$$

$$D_2 = 210 \text{ mm}$$

$$D_3 = 130 \text{ mm}$$

$$D_4 = 42 \text{ mm}$$

Kecepatan Sudut Flywheel Rata - rata (ω) :

Misalnya diameter rata – rata (D) adalah $210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$

Kecepatan Flywheel (V)

Putaran (n) = 5600 rpm

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \dots\dots\dots \text{literatur 7,}$$

halaman 401

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,21 \text{ m} \cdot 5600 \text{ rpm}}{60}$$

$$V = 61,54 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{Keliling Rata - rata (k)} &= \pi \cdot D \\ &= 3,14 \cdot 0,21 \text{ m} \\ &= 0,66 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka kecepatan sudut flywheel rata - rata (ω) adalah :

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{V}{k} = \frac{61,54 \text{ m/s}}{0,66 \text{ m}} \\ &= 93,24 \text{ putaran/s} \\ &= 585,54 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

4. 1. Kesimpulan

No	Nama Bagian	Bahan	Hasil Perhitungan
1	Poros	S55C	- Diameter poros= 30 mm - Panjang poros = 220 mm
2	Seplain	S55C	- Diameter spline = 37 mm - Lebar spline = 3,5 mm - Tinggi spline 3,5 mm - Panjang spline =40 mm - Jumlah spline = 16 buah
3	Plat Gesek	Asbes	- Diameter luar = 210 mm - Diameter dalam = 140 mm - Tebal plat gesek = 4,7 mm - Lebar plat gesek = 3,5 mm
4	Plywheel	S55CD	- Diameter dalam = 42 mm - Diameter luar = 300 mm - Lebar flywheel = 15 mm
5	Pegas Matahari	Baja	- Diameter luar pegas = 210 mm - Diameter dalam pegas = 50 mm - Tebal pegas = 2 mm - Jumlah pegas = 12 buah
6	Pegas kejut	SF40	- Jumlah pegas = 4 buah - Diameter luar pegas = 20 mm - Diameter dalam pegas = 12 mm
7	Tutup Kopling	S55CD	- Diameter dalam = 90 mm - Diameter luar = 284 mm - Tebal Plat =
8	Bantalan Radial	SF40	- Diameter dalam = 20 mm - Diameter luar = 42 mm - Lebar bantalan = 12 mm
9	Bantalan Aksial	SF40	- Diameter dalam = 35 mm - Diameter luar = 62 mm - Lebar bantalan = 14 mm
10	Baut Pengikat Tutup Kopling dengan Flywheel	ST40	- Tipe baut = M 8 - Diameter luar = 8 mm - Diameter inti = 6,647 mm - Jumlah baut = 8 buah

11	Baut pengikat Plywheel ke Poros Penggerak	ST40	- Tipe baut = M 10 - Diameter luar = 10 mm - Diameter inti = 8,376 mm - Jumlah baut = 4 buah
12	Paku keling pengikat plat penahan pegas kejut	S40C	- Diameter paku keling = 7 mm - Diameter kepala paku keling = 9 mm - Jumlah paku keling = 4 buah
13	Paku keling pengikat kedua plat gesek dengan plat pembawa	S45C	- Diameter paku keling = 3,8 mm - Diameter kepala paku keling = 5,8 mm - Jumlah paku keling = 16 buah
14	Paku keling pengikat plat pembawa dengan plat penahan	S45C	- Diameter paku keling = 4 mm - Diameter kepala paku keling = 6 mm - Jumlah paku keling = 16 buah
15	Paku keling pengikat pegas matahari dengan tutup kopling	S45C	- Diameter paku keling = 4mm - Diameter kepala paku keling = 6mm - Jumlah paku keling = 12 mm

Setelah hasil perhitungan tersebut diatas diperoleh, maka dilakukan pemeriksaan keamanan terhadap tegangan yang timbul, ketahanan.

Dari hasil pemeriksaan yang dilakukan ternyata elemen-elemen tersebut cukup aman, dan dapat disimpulkan bahwa bahan-bahan yang dipakai untuk konstruksi adalah cukup aman dan siap untuk dipakai pada mesin tersebut.

4. 2. Saran-saran

1. Untuk mengenal dan mengetahui bentuk dan cara kerja kopling sebaiknya dilakukan survei ke laboratorium atau ke bengkel mobil atau mesin.
2. Dalam hal perencanaan, sebaiknya bahan-bahan yang dipilih harus sesuai dengan standar, agar konstruksinya dapat dipakai sesuai dengan yang direncanakan.
3. Untuk pemilihan bahan-bahan yang dipergunakan, hendaknya ukuran dari bahan tersebut harus berdasarkan hasil perhitungan yang diperoleh.
4. Bagi masyarakat yang menggunakan DAIHATSU XENIA sebagai transport barang, hendaknya mengenal dan mengerti cara kerja dari kopling dan mesin serta dapat memeliharanya atau merawatnya dengan baik.

DAFTAR LITERATUR

1. Creamer, Robert H., 1984, Machine Design, edisi ke 3, USA: Addison – Wesley.
2. Joseph E. Shigley, 1991, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penerjemah), 1991, Perencanaan Teknik Mesin, Edisi Keempat, Jilid 1. Jakarta: Erlangga.
 - a. Moot, Robert L., 2004, Machine Element in Mechanical Design, Edisi ke 4, New Jersey: Prentice Hall.
 - b. Umar Sukrisno, 1984, Bagian-bagian Mesin dan Merencana, Jakarta: Erlangga.
- 5) Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1994, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Jakarta: Pradnya Paramita.
3. Takeshi Sato, G, dan N. Sugiarto Hartanto, 1981, Menggambar Mesin Menurut Standar I.S.O., Jakarta: Pradya Paramitha.
4. Martin, George H., dan Ir. Setiyobakti (penerjemah), 1982, Kinematika Dan Dinamika Teknik, New Jersey: McGraw Hill.