

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN**  
**KOPLING TOYOTA RUSH DENGAN SPESIFIKASI**  
**DAYA(N) : 109 PS, PUTARAN (n) : 6000 rpm**

**Oleh:**

**Muhammad Rezza Amdana**

**148130005**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**MEDAN**

**2020**

**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS RANCANGAN**

PERENCANAAN KOPLING MOBIL TOYOTA RUSH  
DENGAN MENGGUNAKAN TRANSMISI MANUAL  
DENGAN SPESIFIKASI DAYA (N): 109 PS  
PUTARAN (n): 6000 rpm



Disusun Oleh;

Nama : Muhammad Reza Amdana  
Npm : 148130005  
Prodi : Teknik Mesin

Disetujui Oleh;

Ketua Jurusan

(Zulfikar ST, MT)

Dosen Pembimbing

(Ir. H Amru Siregar, MT)

Kordinator Tugas Rancangan

(Ir. H Amirsyam Nasution, MT)

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**FAKULTAS TEKNIK MESIN**

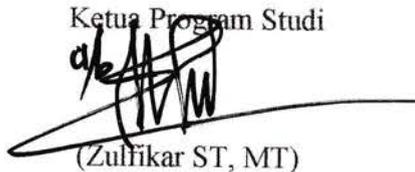
**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

TUGAS RANCANGAN : I (SATU)  
NO : .../MT/2019  
Nama : Muhammad Rezza Amdana  
Npm : 148130005  
Prodi : Teknik Mesin  
Spesifikasi Tugas : Perencanaan Kopling Mobil Toyota Rush Dengan  
Menggunakan Transmisi Manual  
Dengan spesifikasi : Daya (N) : 109 Ps, Putaran (n) : 6000 Rpm  
Rancangan Meliputi : 1. Hitung dan Pilih Komponen-Komponen utama  
2. Gambar Penampang Spesifikasi kopling  
Diberikan Tanggal : 11/12/2018  
Diterima Tanggal : 11/02/2019

Medan 01 oktober 2020

Disetujui Oleh;

Ketua Program Studi

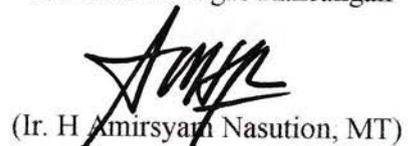


(Zulfiqar ST, MT)

Dosen Pembimbing

(Ir. H Amru Siregar, MT)

Kordinator Tugas Rancangan



(Ir. H Amirsyah Nasution, MT)

## **KATA PENGANTAR**

Berdasarkan kurikulum jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka setiap mahasiswa diwajibkan untuk menyelesaikan tugas rancang elemen mesin. Pada tugas rancang elemen mesin I, mahasiswa diberikan tugas untuk merancang kopling. Adapun syarat untuk mengikuti tugas rancang ini adalah sudah pernah mengikuti kuliah elemen mesin I.

Pada tugas rancang elemen mesin I ini, penulis memilih jenis kendaraan Toyota Rush yang mempunyai daya 109 PS dan putaran 6000 rpm. Untuk itu penulis telah berusaha untuk menyelesaikan tugas rancang ini dengan sebaik-baiknya. Namun demikian, penulis menyadari bahwa hasil rancangan ini jauh dari sempurna dan oleh karena itu, penulis mengharapkan koreksi dan saran-saran dari pembaca yang sifatnya membangun agar tugas rancang ini bisa bertambah baik dan lebih sempurna bagi pembaca.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Ir. H Amru Siregar, MT yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan menuntun penulis untuk menyelesaikan tugas rancang ini. Akhir kata penulis mengucapkan terima kasih.

**Medan 01 oktober 2019**

**Penulis**

**Muhammad Rezza Amdana**

**148130005**

# DAFTAR ISI

<b>KATA PENGANTAR</b>	i
<b>DAFTAR HADIR ASISTENSI</b>	ii
<b>SPEKIFIKASI TUGAS RANCANGAN</b>	iii
<b>DAFTAR ISI</b>	iv
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan	1
1.3 Batasan Masalah	2
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Pengertian	3
2.2 Kopling Sebagai Elemen Mesin	3
2.3 Jenis Kopling	3
2.4 Bagian-Bagian Utama Kopling	11
2.5 Dasar Pemilihan Kopling	13
2.6 Cara Kerja Kopling	14
2.7 Gambar Assembling	15

### **BAB 3 PERANCANGAN POROS**

3.1 Pengertian	17
3.2 Macam-Macam Poros	17
3.3 Penentuan Daya Perencanaan	18
3.4 Pemilihan Bahan	20
3.5 Perencanaan Diameter Poros	22
3.6 Pemeriksaan Kekuatan Poros	23

### **BAB 4 PERANCANGAN SPLINE DAN NAAF**

4.1 Perancangan Spline	24
4.2 Perancangan Naaf	28

### **BAB 5 PERANCANGAN PLAT GESEK**

5.1 Pemilihan Bahan	34
5.2 Analisa Gaya dan Momen Gesek	35
5.3 Penentuan Ukuran Plat Gesek	37

### **BAB 6 PERANCANGAN PEGAS**

6.1 Pegas Kejut	40
6.2 Pegas Matahari	42

### **BAB 7 PERANCANGAN PAKU KELING**

7.1 Paku Keling Sambungan Lempengan gesek dengan Lingkar Pembawa	45
---	----

7.2 Paku Keling SambunganLingkaran Pembawa dengan Plat Pembawa	46
7.3 Paku Keling Sambungan Plat Pembawa dengan Naaf	50

## **BAB 8 PERANCANGAN BAUT**

8.1 Baut Pengikat Poros Penggerak dengan Flywheel	52
8.2 Baut Pengikat Pegas Matahari dengan Plat Penekan	55
8.3 Baut Pengikat Flywheel dengan Penutup Kopling	57

## **BAB 9 PERANCANGAN BANTALAN**

9.1 Bantalan Pendukung Poros	59
9.2 Bantalan Pembebas	66

## **BAB 10 KESIMPULAN**

<b>LAMPIRAN 1</b>	72
-------------------	----

<b>LAMPIRAN 2</b>	74
-------------------	----

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **BAB 1**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1. Latar Belakang**

Dalam bidang permesinan daya dan putaran memegang peranan yang sangat penting, dimana daya dan putaran tersebut dari mesin ditransmisikan ke roda-roda. Mekanisme yang menimbulkan tenaga dari mesin keroda-roda disebut dengan pemindahan tenaga (power train). Pemindahan tenaga yang umum digunakan adalah kopling (clutch). Kopling berfungsi untuk menghubungkan dan memutuskan daya dan putaran dari mesin ke transmisi.

Motor penggerak tidak dapat langsung tenaganya digunakan, tetapi digunakan dulu untuk menimbulkan sejumlah momen, kemudian barulah tenaganya digunakan perlahan-perlahan sehingga kendaraan mulai bergerak pelan-pelan. Karena itu diperlukan kopling yang letaknya diantara mesin dan transmisi.

#### **1.2. Tujuan**

Sesuai dengan pemberian tugas oleh dosen pembimbing, laporan kopling ini adalah perancangan ulang (redesign) kopling Toyota Rush, maka tujuan dari penulisan laporan ini adalah untuk merancang kembali ukuran-ukuran utama dari bagian-bagian kopling Toyota Rush agar diperoleh rancangan yang safety berdasarkan perhitungan-perhitungan ( teoritis ) yang telah dipelajari pada mata kuliah Elemen Mesin I dan II sebagai mata kuliah pendukung. Dengan penulisan ini pula penulis mampu merancang sebuah kopling sesuai dengan daya dan putaran yang diinginkan.

### 1.3. Batasan Masalah

Lingkup dari perencanaan tulisan ini adalah perhitungan dan perencanaan kopling pada mobil jenis Toyota Rush yang menggunakan kopling tidak tetap.

Spesifikasi dari perancangan ini diperoleh dari brosur pada lampiran 1 yakni:

Daya (N) : 109 PS

Putaran (n) : 6000 rpm

Perhitungan akan dilakukan pada poros, spline, naaf, plat gesek, pegas kejut, pegas matahari, paku keling, baut, bantalan.

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

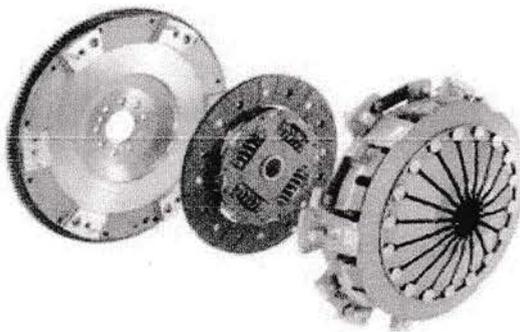
#### 2.1. Pengertian

Kopling adalah bagian dari komponen sistem transmisi yang berfungsi untuk menyambung dan memutuskan daya dan putaran yang dihasilkan dari poros input ke poros output. Kopling memegang peranan yang penting pada saat pergantian transmisi, dimana mesin harus bebas dan tidak berhubungan dengan sistem transmisi tersebut.

#### 2.2. Kopling Sebagai Elemen Mesin

Kopling merupakan komponen mesin yang banyak sekali digunakan dalam konstruksi mesin, sehingga untuk merencanakan kopling harus diperhatikan hal-hal sebagai berikut ;

- a. aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukannya kecil.
- b. konstruksinya yang baik dan praktis
- c. pemasangan yang mudah dan cepat.
- d. material kopling harus tahan terhadap:
  - Temperatur yang tinggi dan sifat penghantar arus
  - Keausan dan goresan
  - Koefisien gesek yang tinggi
  - Sifat ductility yang baik



Gambar 2.1 Sistem Kopling

### 2.3. Jenis Kopling

Menurut konstruksinya secara umum kopling dapat dibagi atas dua bagian, yaitu:

1. Kopling tetap
2. Kopling tidak tetap
3. Kopling Gesek

#### 2.3.1. Kopling Tetap

Kopling tetap adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana sumbu kedua poros terletak pada satu garis lurus atau dapat berbeda sedikit letak sumbunya.

Kopling tetap dibedakan lagi atas, kopling kaku, kopling luwes, dan kopling universal.

- Kopling Kaku

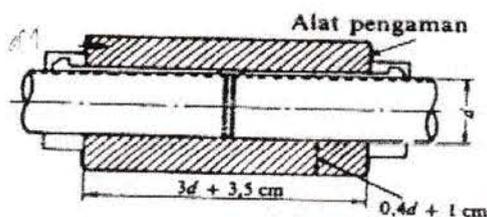
Kopling kaku digunakan bila kedua poros dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini banyak digunakan pada poros mesin dan transmisi umum dipabrik-pabrik.

Yang termasuk kedalam kopling kaku adalah:

1. Kopling Bus

Kopling ini digunakan apabila dua buah poros saling disambungkan sentrik dengan teliti. Pada konstruksinya ujung poros pada kopling ini harus dirapikan dan distel satu terhadap yang lainnya dengan teliti, juga pada arah memanjang. Kopling ini sering digunakan pada bubungan, baling-baling kapal, dan juga pada poros baling-baling.

Kopling bus seperti terlihat pada gambar 2.1.

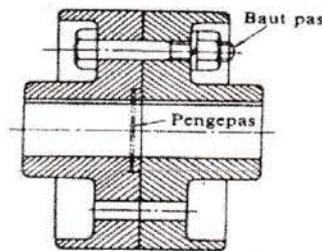


Gambar 2.1 Kopling Bus

2. Kopling Flens Kaku

Kopling flens kaku terdiri atas naaf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja dan dipasang pada ujung dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Dalam beberapa hal naaf dapat dipasang pada poros dengan sumbu pres atau kerut.

Kopling flens kaku seperti terlihat pada gambar 2.2.

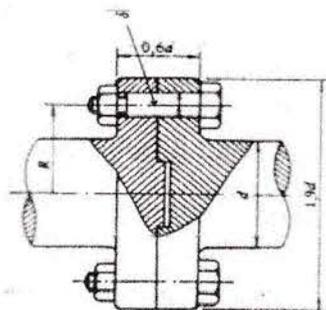


Gambar 2.2 Kopling Flens Kaku

3. Kopling Flens Tempa

Kopling ini flensnya ditempa menjadi satu dengan poros pada ujung poros dan disebut poros flens tempa. Keuntungannya adalah diameter flens dibuat kecil karena tidak memerlukan naaf.

Kopling flens tempa seperti terlihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Kopling Flens Tempa

- Kopling Luwes

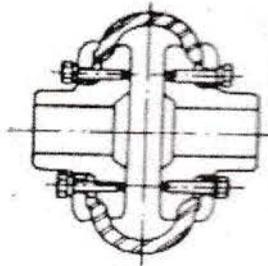
Mesin –mesin yang dihubungkan dengan penggeraknya melalui kopling kaku memerlukan penyetelan yang sangat teliti agar kedua poros yang saling

dihubungkan dapat menjadi satu garis lurus, selain itu getaran dan tumbukan yang terjadi dalam penerusan daya antara poros penggerak dan yang digerakkan tidak dapat diredam sehingga memperpendek umur mesin serta menimbulkan bunyi berisik. Untuk menghindari kelemahan-kelemahan tersebut dapat digunakan kopling luwes terutama bila terdapat ketidaklurusan antara sumbu kedua porosnya. Yang termasuk jenis kopling luwes adalah:

1. Kopling Karet Ban

Kopling ini dihubungkan oleh suatu lapisan karet pada bagian luarnya. Pada lapisan karet ini diperkuat oleh rangkaian kawat dan dipasang oleh baut pada sekeliling poros. Dengan adanya karet ban ini memungkinkan poros tidak pada satu garis lurus.

Kopling karet ban seperti terlihat pada gambar 2.4.

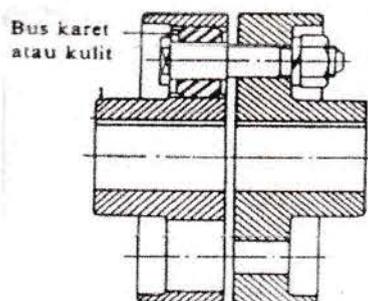


Gambar 2.4 Kopling Karet Ban

2. Kopling Flens Luwes

Kopling ini adalah kopling tetap yang menggunakan baut untuk menghubungkan kedua poros dimana dilengkapi dengan bus karet atau kulit sehingga memungkinkan poros tidak pada satu garis.

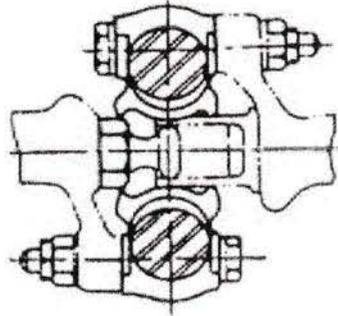
Kopling flens luwes seperti terlihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Kopling Flens Luwes

3. Kopling Karet Bintang

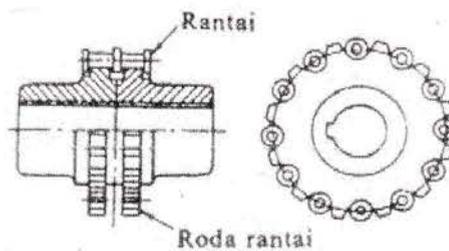
Kopling ini juga hampir sama kerjanya dimana digunakan karet sehingga memungkinkan poros ikut berputar tidak pada satu garis seperti yang terlihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6. Kopling Karet Bintang

4. Kopling Rantai

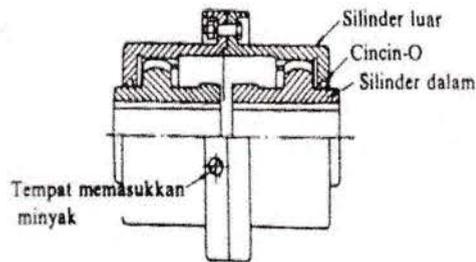
Sesuai dengan namanya kopling ini menggunakan rantai untuk menghubungkan kedua buah poros seperti terlihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Kopling Rantai

5. Kopling Gigi

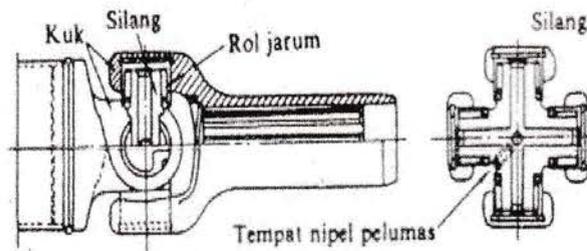
Kopling ini pada bagaian sillinder dalam terdapat gigi-gigi yang dihubungkan dengan silinder luar. Silinder luar ini dihubungkan dengan menggunakan baut. Pada kopling ini terdapat tempat untuk memasukkkan minyak. Kopling gigi seperti terlihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.8. Kopling Gigi

- Kopling Universal

Salah satu jenis kopling universal yaitu kopling universal hook. Kopling ini dirancang sedemikian rupa sehingga mampu memindahkan putaran walaupun poros tidak sejenis. Kopling universal seperti terlihat pada gambar 2.9.



Gambar 2.9. Kopling Universal Hook

### 2.3.2 Kopling Tidak tetap

Kopling tidak tetap adalah elemen mesin yang menghubungkan poros yang digerakkan dan poros penggerak dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya serta dapat melepaskan hubungan kedua poros tersebut, baik dalam keadaan diam maupun berputar. Yang termasuk kopling tidak tetap antara lain :

#### 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. Kopling cakar persegi dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran, tetapi tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar sebaliknya, kopling cakar spiral dapat dihubungkan dalam keadaan berputar tetapi hanya baik untuk satu putaran saja. Kopling cakar seperti terlihat dalam gambar 2.10.

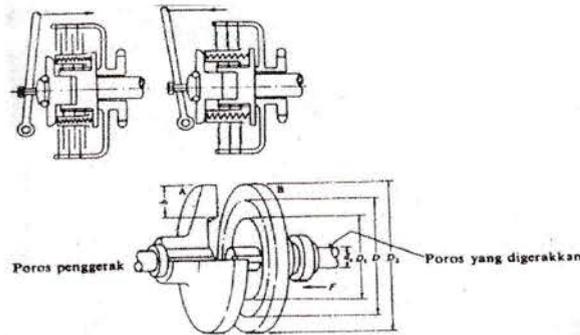


Gambar 2.10. Kopling Cakar

#### 2. Kopling Plat

Kopling ini meneruskan momen dengan perantaraan gesekan. Dengan demikian pembebanan yang berlebihan pada poros penggerak pada waktu dihubungkan dapat dihindari. Selain itu, karena dapat terjadi slip maka kopling ini sekaligus juga dapat berfungsi sebagai pembatas momen. Menurut jumlah platnya, kopling ini dibagi atas kopling plat tunggal dan kopling plat banyak; dan menurut cara pelayanannya dapat dibagi atas cara manual, hidrolik dan magnetik. Kopling disebut kering bila plat-plat gesek

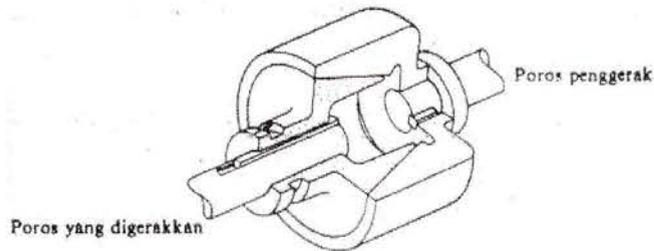
tersebut bekerja dalam keadaan kering dan disebut basah bila terendam atau dilumasi dengan minyak.



Gambar 2.11. Kopling Plat

### 3. Kopling Kerucut ( Cone Clutch)

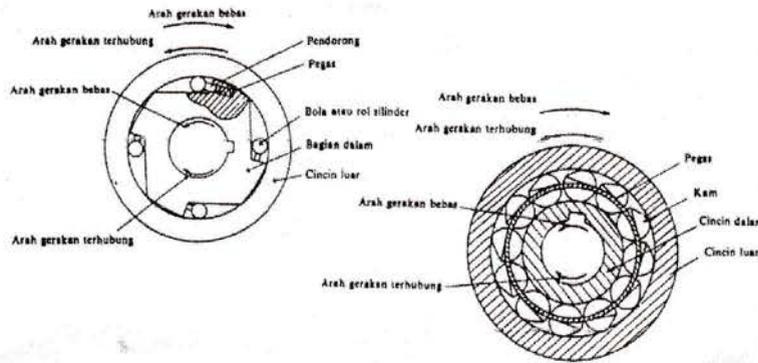
Kopling ini menggunakan bidang gesek yang berbentuk kerucut. Kopling ini mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat ditransmisikan momen yang besar. Kelemahannya adalah daya yang diteruskan tidak seragam. Kopling kerucut seperti terlihat pada gambar 2.12.



Gambar 2.12. Kopling Kerucut

#### 4. Kopling Friwil

Dalam permesinan sering diperlukan kopling yang dapat lepas dengan sendirinya bila poros penggerak mulai berputar lebih lambat atau dalam arah berlawanan arah dari poros yang digerakkan. Kopling friwil seperti yang terlihat pada gambar 2.13.



Gambar 2.13. Kopling Friwil

#### 2.4 Bagian –Bagian Utama Kopling

Secara umum bagian-bagian utama dari sebuah kopling terdiri atas :

1. Roda Penerus ( flywheel)

Berupa sebuah piringan yang dihubungkan dengan poros penggerak (poros engkol) pada salah satu sisinya. Flywheel ini akan berputar mengikuti putaran dari poros penggerak.

2. Plat Penekan ( Pressure Plat)

Plat penekan berfungsi untuk menekan plat gesek ke arah roda penerus pada saat kopling terhubung.

3. Plat Gesek ( disc clutch )

Plat gesek ditempatkan diantara roda penerus dan plat penekan. Plat gesek ini berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari roda penerus ke naaf saat kopling terhubung.

4. Naaf

Naaf berfungsi untuk menghubungkan plat gesek dengan spline pada poros yang digerakkan. Pada saat kopling terhubung maka daya dan putaran akan diteruskan dari plat gesek ke poros yang digerakkan melalui naaf.

5. Spline

Spline adalah gigi luar yang terdapat pada permukaan poros yang berpasangan dengan gigi dalam yang terdapat pada naaf. Spline berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari plat gesek ke poros melalui perantara naaf.

6. Bantalan Pembebas ( Releasing Bearing )

Bantalan ini dapat digerakkan maju-mundur dengan menekan pedal kopling . Fungsinya adalah untuk meneruskan tekanan pada pedal kopling ke pegas matahari yang selanjutnya akan melepaskan hubungan kopling.

7. Pegas Matahari

Pegas matahari berfungsi untuk menarik plat penekan menjauhi flywheel, yang dengan demikian membebaskan plat gesek dan membuat kopling menjadi tidak terhubung. Pegas matahari ini akan menjalankan fungsinya saat pedal kopling ditekan.

8. Penutup ( Cover )

Penutup pada kopling ikut berputar bersama roda penerus. Fungsi penutup ini adalah sebagai tempat dudukan berbagai elemen yang membentuk kopling serta sebagai penahan bantalan pembebas.

**2. 5 Dasar Pemilihan Kopling**

Dalam merencanakan kopling untuk kendaraan bermotor, maka yang sering dipakai adalah jenis kopling tidak tetap, yaitu kopling cakar, kopling plat, kopling kerucut dan juga kopling friwil. Perhatikan tabel 2.1 berikut ini.

**Tabel 2.1 Perbandingan Kelebihan dan Kekurangan Kopling**

No	Nama Kopling	Kelebihan	Kekurangan
1.	Kopling Cakar	Dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran	Tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Hanya dapat memutar sekitar 50 rpm
2.	Kopling Plat	Dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Terjadinya slip sangat kecil	

3.	Kopling Kerucut	Gaya aksial kecil menghasilkan momen torsi besar	Dayanya tidak seragam
4.	Kopling Friwil	Kopling ini dapat lepas dengan sendirinya bila poros penggerak mulai lambat	Tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar kencang.

Dengan pertimbangan diatas, maka dalam perancangan ini yang dipilih adalah kopling plat. Berikut ini hal-hal yang harus diperhatikan yaitu:

- Gaya yang dibutuhkan kopling untuk memisahkan hubungan mesin ke transmisi tidak terlampau besar.
- Koefisien gesekan dapat dipertahankan dibawah kondisi kerja.
- Permukaan gesek harus cukup keras untuk menahan keausan.
- Konduktifitas panas untuk permukaan dapat dipertanggungjawabkan dan juga dapat menghindari perubahan struktur dari komponennya.
- Material tidak hancur pada temperatur dan beban apit kerja.

## 2.6. Cara Kerja Kopling

Cara kerja kopling plat tunggal ini 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 penekan karena adanya tekanan dari pegas matahari . Akibat putaran dari plat gesek, poros yang digerakkan ikut berputar dengan perantaraan spline dan naaf.

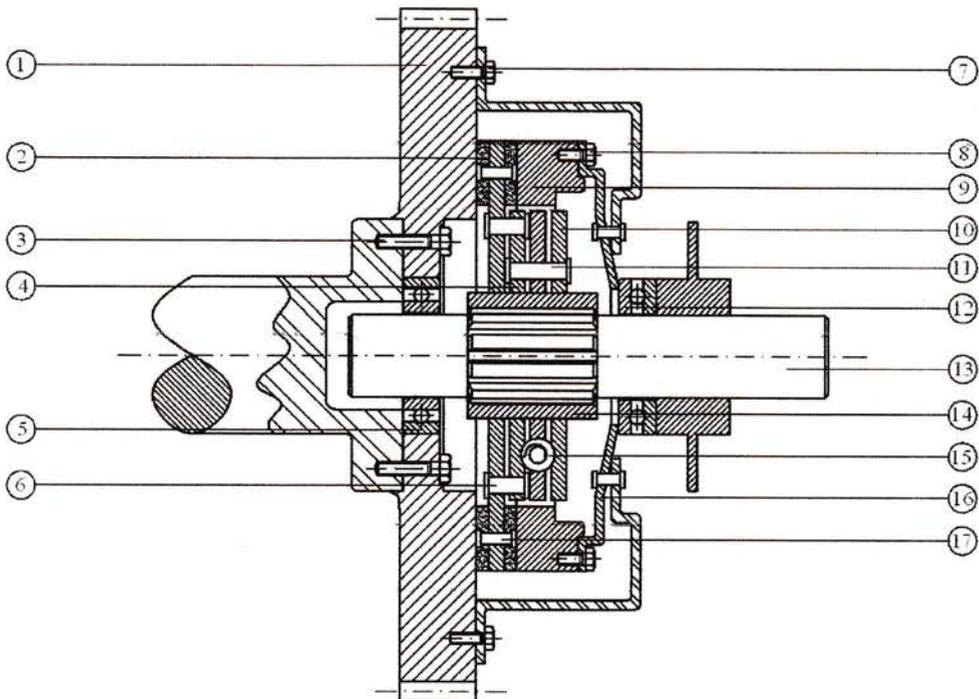
### 2. *Kopling Dalam Keadaan Tidak Terhubung ( Pedal Kopling Ditekan )*

Bantalan pembebas menekan pegas matahari sehingga gaya yang dikerjakannya pada plat penekan menjadi berlawanan arah. Hal ini menyebabkan plat penekan tertarik ke arak luar sehingga plat gesek berada dalam keadaan bebas

diantara plat penekan dan flywheel. Pada saat ini tidak terjadi transmisi daya dan putaran.s

### 2.7. Gambar Assembling

Assembling yang dipakai dapat dilihat pada gambar berikut ini. Jenis kopling nya adalah plat gesek. Jenis kopling ini umumnya banyak dipakai pada kendaraan roda empat dan cukup bagus serta efisien untuk meneruskan daya dan putaran. Berikut ini merupakan gambar Assembling dari kopling terios.



ASSEMBLING

Gambar 2.14 Assembling Kopling Terios

**Keterangan Gambar:**

1. Roda penerus (flywheel)
2. Plat gesek
3. Baut pengikat flywheel dengan poros penggerak
4. Plat pembawa
5. Bantalan radial
6. Paku keling untuk plat pembawa dan naaf
7. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling
8. Plat penekan
9. Paku keling untuk penutup kopling dan pegas matahari
10. Pegas kejut
11. Plat pembawa
12. Bantalan aksial
13. Poros
14. Naaf
15. Pegas matahari
16. Paku keling untuk plat pembawa dan lingkaran pembawa
17. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan

### 2.3.3 Kopling Gesek

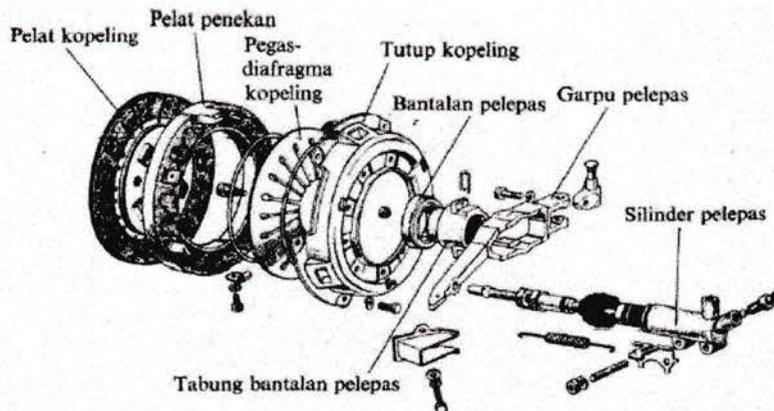
Dinamakan kopling gesek karena untuk melakukan pemindahan daya adalah dengan memanfaatkan gaya gesek yang terjadi pada bidang gesek.

Ditinjau dari bentuk bidang geseknya kopling dibedakan menjadi 2 yaitu :

- Kopling Piringan (*Disc Clutch*) adalah unit kopling dengan bidang gesek berbentuk piringan atau disc.
- Kopling Konis (*Cone Clutch*) adalah unit kopling dengan bidang gesek berbentuk konis.

Ditinjau dari jumlah piringan / plat yang digunakan kopling dibedakan menjadi 2 yaitu :

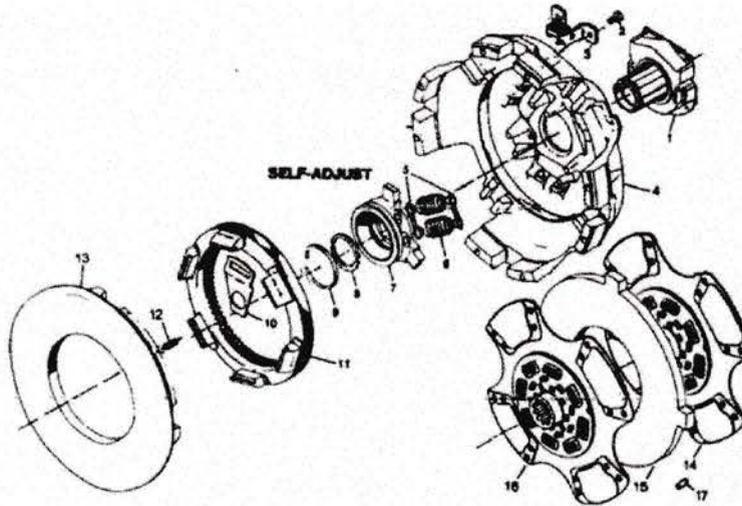
- Kopling Plat Tunggal adalah unit kopling dengan jumlah piringan koplingnya hanya satu



Konstruksi unit kopling plat tunggal

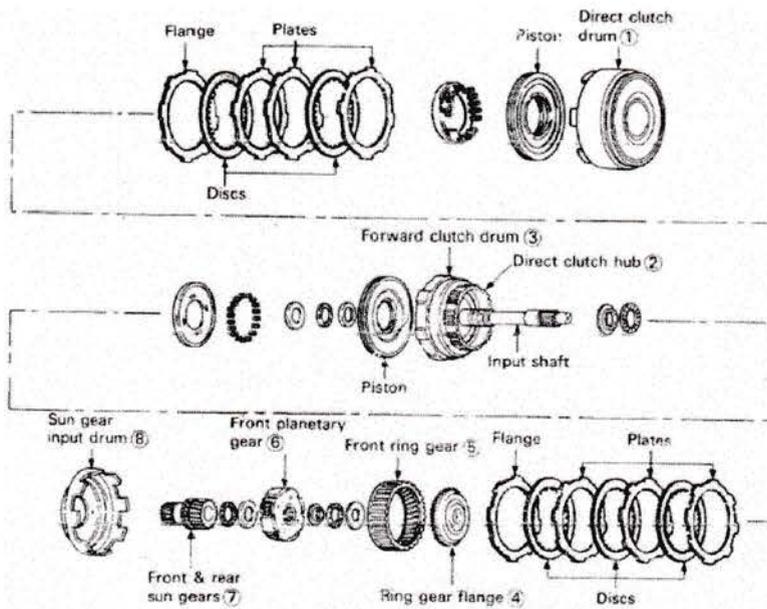
Gambar 2.2 Kopling Plat Tunggal

- Kopling Plat Ganda (*Kopling Plat banyak*) adalah unit kopling dengan jumlah piringan lebih dari satu.



Konstruksi unit kopling plat ganda

Gambar 2.3 Kopling Plat Ganda



Konstruksi unit kopling plat banyak

Gambar 2.4 Kopling Plat banyak

Ditinjau dari Lingkungan / media kerja, Kopling dibedakan menjadi :

- Kopling Basah adalah kopling dengan bidang gesek (piringan atau disc) terendam cairan / minyak. Aplikasi kopling basah umumnya dengan proses kerja kopling tahapannya panjang, sehingga banyak terjadi gesekan / slip pada bidang gesek kopling dan perlu pendinginan.

- Kopling Kering adalah kopling dengan bidang gesek (piringan atau disc) tidak terendam cairan / minyak (bahkan tidak boleh ada cairan / minyak).

**Keterangan Gambar:**

18. Roda penerus (flywheel)
19. Plat gesek
20. Baut pengikat flywheel dengan poros penggerak
21. Plat pembawa
22. Bantalan radial
23. Paku keling untuk plat pembawa dan naaf
24. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling
25. Plat penekan
26. Paku keling untuk penutup kopling dan pegas matahari
27. Pegas kejut
28. Plat pembawa
29. Bantalan aksial
30. Poros
31. Naaf
32. Pegas matahari
33. Paku keling untuk plat pembawa dan lingkaran pembawa
34. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan

## **BAB 3**

### **PERANCANGAN POROS**

#### **3.1. Pengertian**

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dalam setiap mesin yang berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran. Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti : kopling, roda gigi, pully, roda gila, dll.

#### **3.2. Macam –Macam Poros**

Menurut pembebanannya poros diklasifikasikan menjadi :

- a. poros transmisi
- b. poros spindle
- c. poros gandar

Dalam perancangan kopling ini dipilih jenis ‘poros transmisi’. Poros ini mendapat beban puntir murni atau gabungan beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, pully, dll.

Dalam perencanaan poros transmisi ini, perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut:

- Kekuatan poros  
Suatu poros transmisi harus dapat menahan beban seperti puntiran, lenturan, tarikan dan tekanan. Oleh karena itu, poros harus dibuat dari bahan pilihan yang kuat dan tahan terhadap beban-beban tersebut.
- Kekakuan poros  
Walaupun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tinggi tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar, akan mengakibatkan terjadinya getaran dan suara. Oleh karena itu disamping kekuatan poros, kekakuannya juga harus dipertimbangkan sesuai dengan jenis mesin yang dilayani.

- Putaran Kritis

Suatu mesin bila putarannya dinaikkan, maka pada harga putaran tertentu akan terjadi getaran yang sangat besar dan disebut putaran kritis. Putaran ini harus dihindari dengan membuat putaran kerja lebih rendah dari putaran kritisnya.

- Bahan Poros

Bahan poros transmisi biasa dibuat dari bahan yang ditarik dingin dan difinishing seperti baja karbon yang dioksidasikan dengan ferra silicon dan dicor. Pengerjaan dingin membuat poros menjadi keras dan kekuatannya menjadi besar.

### 3.3. Penentuan Daya Perencanaan

Poros yang akan dirancang adalah poros transmisi yang digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran, yang diperoleh dari brosur pada lampiran 1 adalah sebesar:

$$\text{Daya (N)} = 92 \text{ PS}$$

$$\text{Putaran (n)} = 6000 \text{ rpm}$$

Dimana:

$$N = 109 \text{ PS}$$

$$1 \text{ PS} = 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 109 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 80,115 \text{ kW}$$

$$N = 6000 \text{ rpm}$$

Penentuan daya rencana ( $P_d$ ) diperoleh dari rumus:

$$P_d = f_c \cdot N \quad (\text{Kw})$$

Dimana:  $P_d$  = daya rencana ( kW )

$f_c$  = faktor koreksi

$N$  = daya nominal keluaran motor penggerak ( Kw )

Ada beberapa jenis faktor koreksi sesuai dengan daya yang akan ditransmisikan sesuai dengan tabel 3.1.

**Tabel 3.1 Jenis-jenis faktor koreksi berdasarkan daya yang ditransmisikan**

Daya yang ditransmisikan	$f_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, “ *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin* “

Untuk perancangan poros ini diambil daya maksimum sebagai daya rencana dengan faktor koreksi sebesar  $f_c = 1,1$ . Harga ini diambil dengan pertimbangan bahwa daya yang direncanakan akan lebih besar dari daya maksimum sehingga poros yang akan direncanakan semakin aman terhadap kegagalan akibat momen puntir yang terlalu besar.

Maka besarnya daya rencana adalah:

$$P_d = 1,1 \times 80,115 \text{ kW}$$

$$P_d = 88,1265 \text{ kW}$$

Dengan adanya daya dan putaran, maka poros akan mendapat beban berupa momen puntir. Oleh karena itu dalam penentuan ukuran-ukuran utama poros akan dihitung berdasarkan beban puntir serta kemungkinan-kemungkinan kejutan/tumbukan dalam pembebanan, seperti pada saat motor mulai berjalan.

Besarnya momen puntir yang dikerjakan pada poros dapat dihitung :

$$M_p = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_d}{n}$$

Dimana:  $M_p$  = momen puntir ( kg.mm)

$P_d$  = daya rencana ( kW )

$n$  = putaran ( rpm )

Untuk daya rencana  $P_d = 69,612 \text{ kW}$  dan putaran  $n = 6000 \text{ rpm}$ , maka momen puntirnya adalah:

$$M_p = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{88,1265}{6000}$$

$$M_p = 14198,32 \text{ kg.mm} = 141,9 \text{ n m}$$

### 3.4. Pemilihan Bahan

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja karbon yang difinis dingin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang dikil (baja yang dioksidasikan dengan ferrosilicon dan dicor), kadar karbon terjamin. Jenis-jenis baja S-C beserta dengan sifat-sifatnya dapat dilihat dari tabel 3.2

**Tabel 3.2 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros**

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik ( $\text{kg/mm}^2$ )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin JIS G 4501	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	Penormalan	52	
	S 40 C	Penormalan	55	
	S 45 C	Penormalan	58	
	S 50 C	Penormalan	62	
	S 55 C	Penormalan	66	
Batang baja yang difinis dingin	S 35 C-D	-	52	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut.
	S 45 C-D	-	60	
	S 55 C-D	-	72	

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, “*Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*”.

Dalam perencanaan poros ini dipilih bahan jenis S 55 C-D dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 72 \text{ kg/mm}^2$ . Tegangan geser izin dari bahan ini diperoleh dari rumus:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

dimana :

$\tau_a$  = tegangan geser izin ( kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_b$  = kekuatan tarik bahan ( kg/mm<sup>2</sup>)

$S_{f1}$  = faktor keamanan yang bergantung kepada jenis bahan. Sesuai dengan standar ASME, batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik ,dimana untuk harga ini faktor keamanan diambil sebesar  $\frac{1}{0,8} = 5,6$ . Harga 5,6 diambil untuk bahan

S-F dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan. Harga  $S_{f1} = 6,0$  untuk bahan S-C diambil karena jenis kendaraan yang dirancang termasuk kendaraan yang ringan, sehingga dengan faktor keamanan sebesar itu poros yang dirancang cukup aman.

$S_{f2}$  = faktor keamanan yang bergantung pada bentuk poros,dimana harganya 1,3 – 3,0. Poros yang dirancang tidak merupakan poros bertingkat, sehingga dengan mengambil faktor keamanan 2,5 saja poros sudah cukup aman.

Dari rumus diatas maka tegangan geser izin bahan jenis S 55 C-D adalah:

$$\tau_a = \frac{72}{6,0 \cdot 2,5}$$

$$\tau_a = 4,8 \text{ kg / mm}^2$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

$\tau_a$  = tegangan geser izin ( kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_b$  = kekuatan tarik bahan ( kg/mm<sup>2</sup>)

$S_{n1}$  = faktor keamanan yang bergantung kepada jenis bahan. Sesuai dengan standar ASME, batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik ,dimana untuk harga ini faktor keamanan diambil sebesar  $\frac{1}{0,8} = 5,6$ . Harga 5,6 diambil untuk bahan

S-F dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan. Harga  $S_{f1} = 6,0$  untuk bahan S-C diambil karena jenis kendaraan yang dirancang termasuk kendaraan yang ringan, sehingga dengan faktor keamanan sebesar itu poros yang dirancang cukup aman.

$S_{n2}$  = faktor keamanan yang bergantung pada bentuk poros,dimana harganya 1,3 – 3,0. Poros yang dirancang tidak merupakan poros bertingkat, sehingga dengan mengambil faktor keamanan 2,5 saja poros sudah cukup aman.

Dari rumus diatas maka tegangan geser izin bahan jenis S 55 C-D adalah:

$$\tau_a = \frac{72}{6,0 \cdot 2,5}$$

$$\tau_a = 4,8 \text{ kg / mm}^2$$

### 3.5. Perencanaan Diameter Poros

Diameter poros dapat diperoleh dari rumus:

$$d_p = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b M_p \right]^{\frac{1}{3}}$$

dimana :

$d_p$  = diameter poros ( mm )

$\tau_a$  = tegangan geser izin ( kg/mm<sup>2</sup> )

$K_t$  = faktor koreksi untuk kemungkinan terjadinya tumbukan, faktor ini dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan beban secara halus, dipilih sebesar 1,0 – 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, dan dipilih sebesar 1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar. Dalam hal ini harga  $K_t$  diambil sebesar 2,0 untuk menjamin keamanan dari poros.

$C_b$  = faktor koreksi untuk kemungkinan terjadinya beban lentur, dimana untuk perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terjadi karena momen puntir saja, dan diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur, sehingga harga  $C_b$  ini diambil sebesar 1,0.

Maka diameter poros yang direncanakan:

$$d_p = \left[ \frac{5,1}{4,8} \times 2,0 \times 1,0 \times 14198,32 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_p = 31,20 \text{ mm}$$

$$d_p \approx 31 \text{ mm}$$

### 3.6. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Ukuran poros yang telah direncanakan harus diuji kekuatannya. Pengujian dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi ( akibat momen puntir ) yang bekerja pada poros. Apabila tegangan geser ini melampaui tegangan geser izin yang dapat ditahan oleh bahan maka poros mengalami kegagalan.

Besar tegangan geser akibat momen puntir yang bekerja pada poros diperoleh dari:

$$\tau_p = \frac{16M_p}{\pi d_p^3}$$

$$\tau_p = \frac{16M_p}{\pi d_p^3}$$

dimana:  $\tau_p$  = tegangan geser akibat momen puntir (  $\text{kg/mm}^2$  )

$M_p$  = momen puntir yang terjadi (  $\text{kg.mm}$  )

$d_p$  = diameter poros (  $\text{mm}$  )

Untuk momen puntir sebesar  $M_p=14298,32 \text{ kg.mm}$ , dan diameter poros  $d_p=31 \text{ mm}$ , maka tegangan gesernya adalah :

$$\tau_p = \frac{16 \cdot 14198,32}{\pi \cdot 31^3}$$

$$\tau_p = 2,445 \text{ N/mm}^2$$

Dari hasil diatas dapat dilihat bahwa tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser izinnnya (  $\tau_p < \tau_a$  ) dimana  $\tau_a = 4,8 \text{ kg/mm}^2$ , sehingga dapat disimpulkan bahwa ukuran poros yang direncanakan cukup aman.

## BAB 4 PERANCANGAN SPLINE DAN NAAF

### 4.1. Perancangan Spline

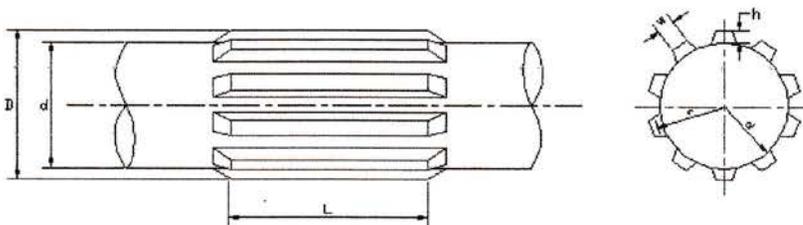
Putaran dari poros penggerak akan diteruskan ke flywheel dan plat gesek melalui plat penekan. Dengan berputarnya plat gesek maka poros yang digerakkan akan ikut berputar dengan perantaraan naaf dan spline.

Pada dasarnya fungsi spline adalah sama dengan pasak, yaitu meneruskan daya dan putaran dari poros ke komponen-komponen lain yang terhubung dengannya, ataupun sebaliknya. Perbedaannya adalah spline menyatu atau menjadi bagian dari poros sedangkan pasak merupakan komponen yang terpisah dari poros dan memerlukan alur pada poros untuk pemasangannya.

Selain itu jumlah spline pada suatu konstruksi telah tertentu (berdasarkan standar SAE), sedangkan jumlah pasak ditentukan sendiri oleh perancangannya. Hal ini menyebabkan pemakaian spline lebih menguntungkan dilihat dari segi penggunaannya karena sambungannya lebih kuat dan beban puntirnya merata diseluruh bagian poros dibandingkan dengan pasak yang menimbulkan konsentrasi tegangan pada daerah dimana pasak dipasang.

#### 4.1.1. Standar Dalam Perancangan Spline

Untuk pemakaian spline pada kendaraan bermotor, mesin perkakas, dan mesin produksi, perhitungannya dilakukan berdasarkan pada standar dari SAE (Society Of Automotive Engineering). Simbol-simbol yang dipakai dalam standar ini adalah :



Gambar 4.1. Spline

Keterangan:

D = diameter luar spline

d = diameter dalam spline

h = tinggi spline

w = lebar spline

L = panjang spline

Ukuran spline untuk berbagai kondisi operasi telah ditetapkan dalam standar SAE dan dapat dilihat pada tabel 4.1.

**Tabel 4.1 Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi ( standar SAE )**

No. of Spline	All fits W	Permanent fits		To slide when not under load		To slide when under load	
		H	D	H	d	h	D
4	0,241 D	0,075 D	0,850 D	0,125 D	0,750 D	-	-
6	0,250 D	0,050 D	0,900 D	0,075 D	0,850 D	0,100 D	0,800 D
10	0,156 D	0,045 D	0,910 D	0,070 D	0,860 D	0,095 D	0,810 D

(sumber: Mechanical hand book, halaman 15)

#### 4.1.2. Pemilihan Spline

Pada kopling Daihatsu Taruna ini, jenis spline yang dipergunakan adalah spline dengan jumlah 10 (sepuluh) buah pada kondisi meluncur saat tidak dibebani ( to slide when not under load ). Dari tabel 4.1 diperoleh data sebagai berikut:

$$h = 0,070 D$$

$$d = 0,860 D$$

$$w = 0,156 D$$

Dari perhitungan poros pada bab III diperoleh diameter poros adalah 29 mm, dimana harga ini adalah sama dengan diameter dalam (d) dari spline. Dengan memasukkan harga ini ke data diatas diperoleh.

$$D = \frac{d}{0,860} = \frac{31}{0,860} = 36,046 \approx 36mm$$

$$\begin{aligned} h &= 0,070 D \\ &= 0,070. (36,046) \\ &= 2,523 \text{ mm} \approx 2,52 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w &= 0,156 D \\ &= 0,156. (36,046) \\ &= 5,623 \text{ mm} \end{aligned}$$

sedangkan panjang spline diperoleh dari:

$$L = \frac{D^3}{d^2} = \frac{(36,046)^3}{(31)^2} = 48,735mm \approx 48,7 \text{ mm}$$

dan jari-jari tara-rata spline adalah:

$$r_m = \frac{D+d}{4} = \frac{36,046+31}{4} = 16,7mm$$

#### 4.1.3. Analisa Beban

Besarnya gaya yang bekerja pada spline diperoleh dari:

$$M_p = F \cdot r_m$$

dimana: F = gaya yang bekerja pada spline ( kg )

$M_p$  = momen puntir ( kg.mm), dari perhitungan pada Bab III  
diperoleh  $M_p = 11300,348 \text{ kg.mm}$

$r_m$  = jari-jari rata spline ( mm )

dengan memasukkan harga  $M_p$  dan  $r_m$  kepersamaan diatas diperoleh:

$$\begin{aligned} F &= \frac{M_p}{r_m} \\ F &= \frac{14198,32}{16,7} = 850,19kg \end{aligned}$$

#### 4.1.4. Pemilihan Bahan

Karena spline menyatu dengan poros maka bahannya adalah sama dengan bahan untuk poros, yaitu baja jenis S55C-D dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 72 \text{ kg/mm}^2$ .

#### 4.1.5. Pemeriksaan Kekuatan Spline

Pemeriksaan kekuatan spline dilakukan terhadap dua jenis kemungkinan kegagalan, yaitu oleh tegangan tumbuk  $\sigma_t$ , dan kegagalan oleh tegangan geser  $\tau_g$ .

##### 4.1.5.1. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Tumbuk

Tegangan pada spline dapat diperoleh dari:

$$\sigma_t = \frac{F}{i.h.L}$$

dimana:  $\sigma_t$  = tegangan tumbuk (  $\text{kg/mm}^2$  )

F = gaya yang bekerja pada spline ( kg )

i = jumlah spline

L = panjang spline ( mm )

h = tinggi spline ( mm )

maka besar tegangan tumbuk yang bekerja adalah:

$$\sigma_t = \frac{856,18}{10 \times 2,52 \times 48,7} = 0,6976 \text{ kg / mm}^2$$

Jika tegangan tumbuk yang bekerja ( $\sigma_t$ ) lebih kecil dari tegangan tumbuk izin ( $\sigma_{ii}$ ) maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan tumbuk.

Tegangan tumbuk untuk bahan S 55 C-D yang diizinkan adalah:

$$\sigma_{ii} = \frac{\sigma_b}{i} = \frac{72}{10} = 7,2 \text{ kg / mm}^2$$

Dari hasil diatas diperoleh harganya adalah jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya ( $\sigma_t < \sigma_{ii}$ ), sehingga spline aman dari kegagalan tegangan tumbuk.

#### 4.1.4.2. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser pada spline diperoleh dari:

$$\tau_g = \frac{F}{i.w.L}$$

dimana:  $\tau_g$  = tegangan tumbuk ( kg/mm<sup>2</sup>)

F = gaya yang bekerja pada spline ( kg )

i = jumlah spline

L = panjang spline ( mm )

w = lebar spline ( mm )

Maka, besar tegangan geser yang bekerja adalah :

$$\tau_g = \frac{856,18}{10 \times 5,623 \times 48,7} = 0,312 \text{ kg/mm}^2$$

jika tegangan geser izin ( $\sigma_{gi}$ ) lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\sigma_g$ ), maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser. Tegangan geser izin untuk bahan S55C-D adalah:

$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot \sigma_{ti}$$

$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot 7,2$$

$$\tau_{gi} = 4,154 \text{ kg/mm}^2$$

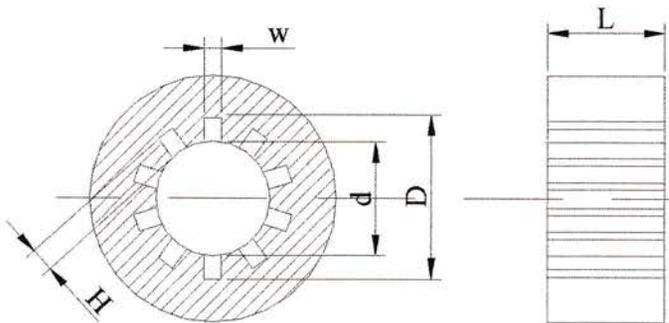
Tegangan geser untuk bahan S55C-D jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_{gi} > \tau_g$ ), sehingga spline aman dari tegangan geser.

#### 4.2. Perancangan Naaf

Kadang-kadang ukuran spline dan naaf disamakan dalam suatu rancangan, namun dalam kondisi yang sebenarnya terdapat perbedaan ukuran yang sangat kecil antara spline dan naaf. Walaupun perbedaannya adalah kecil tetapi dapat menjadi sangat berpengaruh apabila mesin tersebut memerlukan ketelitian yang tinggi atau bekerja pada putaran tinggi. Oleh karena pertimbangan kemungkinan putaran mesin yang tinggi, maka ukuran naaf akan dihitung sendiri berdasarkan pada ukuran spline dalam bab sebelumnya.

#### 4.2.1. Standar Dalam Perancangan Naaf

Standar yang digunakan dalam perancangan naaf adalah sama dengan yang digunakan dalam perancangan spline, yaitu berdasarkan standar SAE ( Society Of Automotive Engineering ). Simbol-simbol yang dipakai adalah:



Gambar.4.2. Naaf

- Keterangan: D = diameter luar naaf  
d = diameter dalam naaf  
w = lebar gigi naaf  
h = tinggi gigi naaf  
L = panjang naaf

Ukuran naaf untuk berbagai kondisi operasi telah ditetapkan dalam standar SAE dimana adalah sama dengan ukuran untuk ukuran spline. Ukuran-ukuran tersebut dapat dilihat pada tabel 4-1 yang diberikan sebelumnya.

#### 4.2.2. Pemilihan Naaf

Sesuai dengan spesifikasi spline yang telah ditentukan pada bab sebelumnya, maka data untuk ukuran naaf adalah

$$h = 0,070 D$$

$$d = 0,860 D$$

$$w = 0,156 D$$

Dari data ukuran spline yang telah diketahui, lebar gigi naaf dapat diperoleh dari:

$$w = \frac{\pi D_s - i w_s}{i}$$

dimana :  $w$  = lebar gigi naaf ( mm )

$D_s$  = diameter luar spline, dari perhitungan sebelumnya diperoleh 33,721 mm

$W_s$  = lebar spline, dari perhitungan sebelumnya diperoleh sebesar 5,260 mm

$i$  = jumlah gigi naaf, yaitu 10 (sepuluh) buah

maka:  $w = \frac{\pi(36,046) - 10.(5,623)}{10} = 5,69 \text{ mm}$

dengan memasukkan harga  $w = 5,69$  mm ke data diatas diperoleh:

$$D = \frac{w}{0,156} = \frac{5,69}{0,156} = 36,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,070 D = 0,070.(36,50) = 2,50 \text{ mm}$$

$$d = 0,860 D = 0,860.(36,50) = 31,40 \text{ mm}$$

sedangkan panjang naaf diperoleh dari :

$$L = \frac{D^3}{d^2} = \frac{(36,50)^3}{(31,40)^2} = 49,31 \text{ mm}$$

dan jari-jari naaf diperoleh dari:

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{36,50 + 31,40}{4} = 16,97 \text{ mm}$$

### 4.2.3. Analisa Beban

Besarnya gaya yang bekerja pada naaf diperoleh dari:

$$M_p = F \cdot r_m$$

Dimana :  $F$  = gaya yang bekerja pada naaf ( kg )

$M_p$  = momen puntir yang bekerja pada poros, dari perhitungan sebelumnya diperoleh sebesar 14298,348 kg.mm.

$r_m$  = jari-jari rata naaf ( mm )

dengan memasukkan harga  $M_p$  dan  $r_m$  kepersamaan diatas diperoleh:

$$F = \frac{M_p}{r_m}$$

$$F = \frac{14298,32}{15,882} = 842,56 \text{ kg}$$

### 4.2.4. Pemilihan Bahan

Bahan untuk naaf dipilih sama dengan bahan untuk poros dan spline, yaitu baja jenis S55C-D dengan kekuata tarik  $\sigma_b = 72 \text{ kg/mm}$ .

### 4.2.5. Pemeriksaan Kekuatan Naaf

Seperti pada spline maka pemeriksaan kekuatan untuk naaf juga dilakukan terhadap dua jenis kemungkinan kegagalan, yaitu kegagalan oleh tegangan tarik  $\sigma_t$  dan kegagalan oleh tegangan geser  $\tau_g$

#### 4.2.5.1. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Tumbuk

$$\sigma_t = \frac{F}{i.h.L}$$

dimana:  $\sigma_t$  = tegangan tumbuk ( kg/mm<sup>2</sup>)

F = gaya yang bekerja pada naaf ( kg )

i = jumlah gigi naaf yaitu 10 (sepuluh) buah

L = panjang naaf ( mm )

h = tinggi naaf ( mm )

maka besar tegangan tumbuk yang bekerja adalah:

$$\sigma_t = \frac{842,56}{10 \times 2,50 \times 49,31} = 0,683 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan sebelumnya tegangan tumbuk izin untuk bahan S 55C-D adalah  $\sigma_{ii} = 7,2 \text{ kg/mm}^2$ , dimana harganya adalah jauh lebih besar bila dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya,  $\sigma_t < \sigma_{ii}$ , sehingga naaf yang direncanakan aman dari kegagalan akibat tegangan tumbuk.

#### 4.2.4.2. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser pada naaf diperoleh dari:

$$\tau_g = \frac{F}{i.w.L}$$

dimana:  $\tau_g$  = tegangan geser ( kg/mm<sup>2</sup>)

F = gaya yang bekerja pada naaf ( kg )

i = jumlah gigi naaf, yaitu 10 (sepuluh) buah

L = panjang naaf ( mm )

w = lebar gigi naaf ( mm )

maka besarnya tegangan geser yang bekerja adalah:

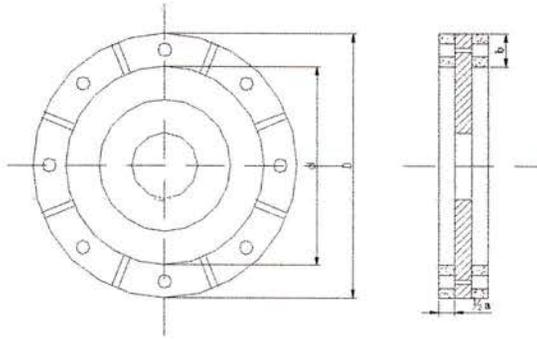
$$\tau_g = \frac{842,56}{10 \times 5,69 \times 49,31} = 0,30 \text{ kg/mm}^2$$

dari perhitungan sebelumnya diperoleh tegangan geser izin untuk bahan S55C-D adalah  $\tau_{gi} = 4,154 \text{ kg/mm}^2$  dimana harganya jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_{gi} > \tau_g$ ), maka naaf yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser.

## BAB 5 PERANCANGAN PLAT GESEK

Plat gesek berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari flywheel (roda penerus) ke poros yang digerakkan. Transmisi daya dan putaran ini terjadi melalui gesekan antara flywheel dengan plat gesek yang ditekan oleh plat penekan.

Berikut adalah sketsa plat gesek yang akan dirancang beserta simbol yang digunakan :



Gambar 5.1. Plat Gesek

- Keterangan: D = diameter luar plat gesek  
d = diameter dalam plat gesek  
a = tebal plat gesek  
b = lebar plat gesek

### 5.1. Pemilihan Bahan

Koefisien gesekan  $\mu$  antara berbagai permukaan diberikan pada tabel 5.1. Harga-harga koefisien gesekan dalam tabel tersebut ditentukan dengan memperhitungkan keadaan bidang gesek yang sudah agak menurun gesekannya karena telah terpakai beberapa waktu, serta didasarkan atas harga tekanan yang diizinkan yang dianggap baik.

**Tabel 5.1. Koefisien gesek antara berbagai permukaan beserta tekanan yang diizinkan**

Bahan Permukaan Kontak	$\mu$		$P_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
	Kering	Dilumasi	
Besi cor dan besi cor	0,10-0,20	0,08-0,12	0,09-0,17
Besi cor dan perunggu	0,10-0,20	0,10-0,20	0,05-0,08
Besi cor dan asbes	0,35-0,65	-	0,007-0,07
Besi cor dan serat	0,05-0,10	0,05-0,10	0,005-0,03
Besi cor dan kayu	-	0,10-0,35	0,02-0,03

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin"

Untuk perancangan plat gesek ini digunakan bahan asbes yang berpasangan dengan besi cor sebagai bahan flywheel dan plat penekan. Alasan untuk pemakaian asbes dan besi cor adalah asbes mempunyai daya tahan terhadap temperatur yang sangat tinggi, yaitu sampai sekitar 200°C. Pasangan asbes dan besi cor mempunyai koefisien gesek yang besar.

Sesuai dengan tabel 5.1. koefisien gesek dan tekanan yang diizinkan untuk bahan asbes dan besi cor pada kondisi kering adalah:

$$\mu = 0,35 - 0,65 : \text{diambil harga rata-ratanya} = 0,5$$

$$P_a = 0,007 - 0,07 \text{ kg/mm}^2 : \text{diambil harga rata-ratanya} = 0,0385 \text{ kg/mm}^2$$

## 5.2. Analisa Gaya dan Momen Gesek

Tekanan pada bidang plat gesek tidak terbagi rata pada seluruh permukaan, makin jauh dari sumbu poros tekanannya makin kecil. Jika tekanan rata-rata pada bidang gesek adalah  $P$ , maka besar gaya yang menimbulkan tekanan dan momen gesekan yang bekerja pada seluruh permukaan gesek berturut-turut dirumuskan sebagai :

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P$$

$$M_g = \mu F \cdot \frac{(D+d)}{4}$$

dimana:

F = gaya yang menimbulkan tekanan pada plat gesek (kg)

M<sub>g</sub> = momen gesek yang bekerja pada plat gesek (kg.mm)

D = diameter luar plat gesek (mm)

d = diameter dalam plat gesek (mm)

P = tekanan rata-rata pada bidang gesek, besarnya adalah 0,0385 kg/mm<sup>2</sup>.

μ = koefisien gesekan antara permukaan plat gesek dengan flywheel/plat penekan, besarnya adalah 0,5.

Karena bagian bidang gesek yang terlalu dekat pada sumbu poros hanya mempunyai pengaruh yang kecil saja pada pemindahan momen, maka besarnya perbandingan d/D jarang lebih kecil dari 0,5.

Untuk mencari harga d/D, maka plat gesek dianggap terdiri dari dua buah lingkaran, yang pertama adalah lingkaran besar dianggap seperti cincin dengan rumus pendekatan momen inersia:  $I_{po} = \frac{\pi d^3 t}{4}$ , sedangkan lingkaran yang kedua adalah lingkaran biasa dengan momen inersia  $I_{pk} = \frac{5\pi d^4}{64}$ . Keduanya mempunyai titik pusat yang sama maka berlaku:

$$I_{po} \approx I_{pk}$$
$$\frac{\pi d^3 t}{4} = \frac{5\pi d^4}{64}$$

dimana: t = D - d

maka:

$$\frac{\pi d^3 (D - d)}{4} = \frac{5\pi d^4}{64}$$
$$\frac{D}{d} - 1 = \frac{5}{16}$$
$$\frac{D}{d} = \frac{21}{16} \text{ atau } \frac{d}{D} = \frac{16}{21} = 0,761$$

Untuk perancangan plat gesek ini perbandingan d/D diambil 0,7. Dengan memasukkan harga-harga yang diketahui kepersamaan diatas maka diperoleh gaya F yang dinyatakan dalam D sebesar:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - (0,7D)^2) P$$

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - (0,49D^2)) 0,0385 = 0,0154D^2$$

Selanjutnya dengan memasukkan persamaan gaya diatas kepersamaan momen gesek maka diperoleh:

$$M_g = 0,5 \cdot 0,0154D^2 \cdot \frac{(D + 0,7D)}{4}$$

$$M_g = 0,0032725D^3$$

### 5.3. Penentuan Ukuran Plat Gesek

Agar daya dan putaran dapat ditransmisikan, maka momen gesek  $M_g$  harus lebih besar atau sama dengan momen puntir  $M_p$  yang dikerjakan poros. Momen puntir  $M_p$  yang diperoleh dari perhitungan bab sebelumnya sebesar 11300,348 kg.mm, sehingga diperoleh:

$$M_g \geq M_p$$

$$0,0032725D^3 \geq 14298,32$$

$$D \geq 163,481 \text{ mm} = 163 \text{ mm}$$

Dalam perancangan plat gesek ini diameter luar plat gesek  $D$  diambil sebesar 152 mm, dengan memasukkan harga ini ke data yang telah diketahui diatas diperoleh:

$$D = 152 \text{ mm}$$

$$d = 0,7 D = 0,7 \cdot 163 \text{ mm} = 114,1 \text{ mm}$$

$$b = \frac{D - d}{2} = \frac{163 - 114,1}{2} = 24,45 \text{ mm} \approx 24 \text{ mm}$$

Untuk menentukan tebal plat gesek yang sesuai, terlebih dahulu perlu diketahui besarnya daya yang hilang akibat gesekan, yang mana dapat dipeoleh dari :

$$P_g = \frac{M_g \cdot n.t.z}{9,74 \cdot 10^5 \cdot 3600}$$

dimana:

$P_g$  = daya yang hilang akibat gesekan (kW)

$M_g$  = momen gesek yang bekerja pada plat gesek ( kg.mm )

$n$  = kecepatan sudut, dari data brosur pada lampiran 1 yakni = 6000 rpm

$t$  = waktu penyambungan kopling, diambil  $t = 0,3$  detik

$z$  = jumlah kerja tiap jam atau jumlah penyambungan dan pemutusan tiap jam, direncanakan 80 kali/jam.

Dengan memasukkan harga-harga yang diketahui maka diperoleh:

$$P_g = \frac{14172,369 \cdot 6000 \cdot 0,3 \cdot 80}{9,74 \cdot 10^5 \cdot 3600}$$

$$P_g = 0,582 \text{ kW}$$

$$P_g = 0,780 \text{ hp}$$

Selanjutnya tebal plat gesek dapat diperoleh dari:

$$a = \frac{L_p P_g}{A_g W_k}$$

dimana :

$a$  = tebal plat gesek (cm)

$L_p$  = lama pemakaian plat gesek, direncanakan 1000 jam

$P_g$  = daya yang hilang akibat gesekan ( hp )

$A_g$  = luas bidang gesek dari plat gesek, yaitu:

$$\begin{aligned} A_g &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (163^2 - 114,1^2) \\ &= 10636,89 \text{ mm}^2 \\ &= 106,36 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

$W_k$  = kerja yang menyebabkan kerusakan, untuk bahan asbes dan besi cor harganya berkisar antara 5 – 8 hp jam/cm<sup>3</sup>, dalam perencanaan ini diambil sebesar 8 hp jam/cm<sup>3</sup>.

Maka tebal plat gesek yang direncanakan adalah:

$$a = \frac{1000 \times 0,78}{106,36 \times 8}$$

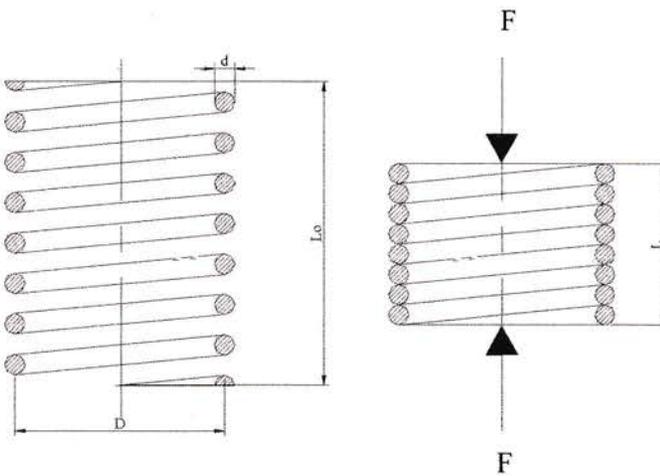
$$a = 0,916 \text{ cm}$$

$$a = 9,16 \text{ mm} \approx 9,1 \text{ mm}$$

## BAB 6 PERANCANGAN PEGAS

### 6.1. Pegas Kejut

Pegas kendaraan dapat berfungsi sebagai pelunak tumbukan atau kejutan dan meredam getaran yang terjadi. Pegas yang dimaksudkan disini adalah pegas kejut pada plat gesek. Pegas kejut ini berfungsi untuk mengontrol gerakan dan menyimpan energi. Pegas kejut ini dibuat dari kawat baja tarik keras yang dibentuk dingin atau kawat yang ditemper dengan minyak.



Gbr. 6.1 Pegas tekan

- $D$  = diameter pegas
- $d$  = diameter penampang pegas
- $L_0$  = panjang pegas pada operasi normal
- $L$  = panjang pegas pada pembebanan maksimum

Jumlah pegas kejut direncanakan 4 buah dan jarak dari pusat poros adalah 35 mm.  
Besarnya gaya tekan yang harus diberikan oleh setiap pegas diperoleh dari :

$$F = \frac{M}{R}$$
$$= \frac{14298,32 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{35 \text{ mm}} = 408,523 \text{ kg}$$

- **Gaya yang dialami tiap pegas :**

$$F_p = \frac{408,523 \text{ kg}}{4} = 102,130 \text{ kg}$$

Direncanakan diameter rata-rata pegas ( $D$ ) = 12 mm, harga perbandingan

$\frac{D}{d}$  berkisar antara 4-8. Dalam rancangan ini, harga  $\frac{D}{d}$  diambil 4, sehingga

diperoleh :

$$\frac{D}{d} = \frac{12}{d} = 4$$
$$d = 3$$

- **Tinggi lilitan pegas ( $H$ ) :**

Harga  $\frac{H}{d}$  direncanakan 1,75  $D$ , agar tidak terjadi tekukan maka :

$$H = 1,75 D$$
$$= 1,75 \times 12 \text{ mm} = 21 \text{ mm}$$

- **Tegangan geser yang dialami pegas kejut ( $\tau_g$ ) :**

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

dimana :  $D$  = diameter rata-rata pegas = 12 mm

$F_p$  = Gaya yang dialami tiap pegas = 80,717 kg

$d$  = diameter pegas = 3 mm

$$\tau_g = \frac{8 \times 102,130 \times 12}{\pi (3)^3}$$
$$= 115,646 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan yang digunakan berdasarkan tabel bahan baja untuk pegas diambil SUS 302 dengan kekuatan tarik antara 200 – 220 kg/mm<sup>2</sup> , maka tegangan geser izin bahan :

$$\begin{aligned}\tau_{gi} &= 0,8 \times 220 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 176 \text{ kg/mm}^2.\end{aligned}$$

Ternyata tegangan geser yang timbul  $\tau_g < \tau_{gi}$ , sehingga konstruksi aman.

▪ **Lendutan pegas ( $\delta$ ) :**

$$\delta = \frac{8.n.D^3.Fp}{d^4.G}, \text{ dimana : } G = \text{Modulus geser untuk baja} = 8000 \text{ kg/mm}^2.$$

n = jumlah lilitan aktif = 5 buah

$$\text{maka : } \delta = \frac{8 \times 5 \times (12)^3 \times 102,130}{(3)^4 \cdot 8000} = \frac{7059225,6}{648000} = 10,893 \text{ mm}$$

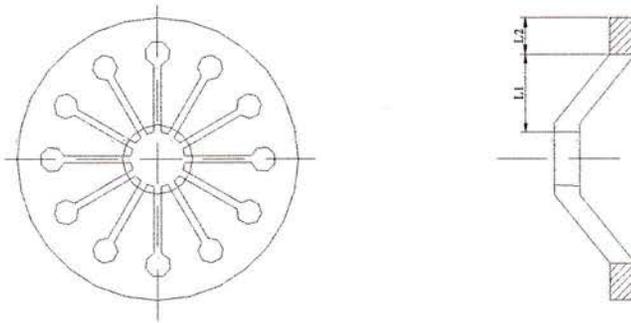
▪ **Konstruksi pegas (K) :**

$$K = \frac{G.d^4}{8.n.D^3} = \frac{8000 \times (3)^4}{8 \times 5 \times (12)^3} = 9,375 \text{ kg/mm}^2$$

## 6.2. Pegas Matahari

Pegas matahari berfungsi untuk menarik plat penekan dalam arah menjauhi plat gesek sewaktu pedal kopling ditekan. Hal ini menyebabkan plat gesek dalam keadaan bebas diantara plat penekan dan flywheel sehingga daya dan putaran dari flywheel tidak lagi diteruskan keporos yang digerakkan dan kopling menjadi tidak terhubung.

Prinsip kerja pegas matahari tidak sama dengan pegas spiral dimana terjadinya defleksi pada pegas ini adalah sama seperti pada sistem centilever beam yaitu apabila gaya diberikan pada salah satu ujungnya. Sketsa pegas matahari yang direncanakan beserta seibol-simbol yang digunakan adalah diberikan pada gambar dibawah ini



Gambar .6.2. Pegas Matahari

**Ukuran – Ukuran pegas matahari**

Gaya tekan  $F$  yang terjadi pada plat gesek dapat diperoleh dari perhitungan pada Bab V sebelumnya, yaitu :

$$F = 0,0154 D^2$$

Dimana :  $D$  = diameter luar plat gesek = 163 mm

Maka :  $F = 0,0154 D^2$

$$= 0,0154 (163)^2 = 409,162 \text{ kg.mm}^2$$

Direncanakan defleksi yang terjadi  $\delta = 3$  mm. Diameter pegas matahari, besarnya lebih besar dari diameter poros maka diambil  $d_{ip} = 45$  mm,. Diameter luar pegas matahari dirancang sama dengan diameter luar plat gesek ( $d_{op} = 163$  mm).

Ukuran-ukuran pegas matahari sesuai dengan gambar tersebut direncanakan sebagai berikut :

$$k = 25 \text{ mm}$$

$$C = \text{Beda jari-jari poros dan jari-jari pegas bagian dalam} \\ = 8 \text{ mm}$$

$$r_p = \text{jari - jari poros} = 14,5 \text{ mm}$$

Panjang  $L$  dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$L = L_0 - \frac{1}{2}k$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } L_0 &= r_0 - \left(\frac{1}{2}k + c + r_p\right) \\ &= 76 - \left(\frac{1}{2} \times 25 + 8 + 14,5\right) \\ &= 41 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{maka : } L &= 41 \text{ mm} - \frac{1}{2} \times 25 \\ &= 28,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Q = Gaya yang diperlukan untuk melepas plat gesek dari flywheel

Q<sub>1</sub> = Besar gaya yang menekan tiap-tiap sirip pegas

$$Q_1 = \frac{Q}{m}, \text{ dimana } m = \text{jumlah bilangan pegas} = 12 \text{ buah}$$

$$Q = 409,162 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \text{ (harga } Q \text{ sama dengan harga gaya tekan)}$$

F)

$$\text{Maka : } Q_1 = \frac{409,162 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2}{12 \text{ buah}} = 34,096 \text{ kg}$$

$$F_1 = \frac{Q_1 \cdot k}{L} = \frac{34,096 \text{ kg} \times 25 \text{ mm}}{28,5 \text{ mm}} = 29,909 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} F_2 - F_1 &= 3 \leftrightarrow F_2 = F_1 + 3 \\ &= 29,909 + 3 = 32,909 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$Q_2 = \frac{F_2 \cdot L}{k} = \frac{32,909 \text{ kg} \times 28,5 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 37,516 \text{ kg}$$

Jadi, gaya yang dibutuhkan untuk menekan sirip keseluruhan adalah (Q) :

$$Q = 37,516 \times 12 = 450,195 \text{ kg}$$

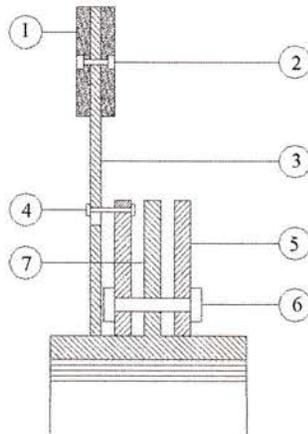
Artinya dibutuhkan gaya tekan sebesar 450,195 kg untuk menekan pegas matahari agar plat gesek lepas dari tekanan plat penekan.

## BAB 7 PERANCANGAN PAKU KELING

Pada konstruksi plat gesek dan naaf digunakan paku keling pada tiga sambungan, yaitu:

1. Sambungan lempengan gesek (yang terbuat dari asbes) dengan lingkaran pembawanya.
2. Sambungan lingkaran pembawa pada plat gesek dengan plat pembawa.
3. Sambungan plat pembawa dengan naaf.

Ukuran dan bahan paku keling untuk ketiga sambungan tersebut akan diran\cang pada bagian berikut :



Gbr. 7.1 Susunan paku keeling

Keterangan:

1. lempengan gesek
2. paku keling untuk sambungan lempengan gesek dengan lingkaran pembawa
3. lingkaran pembawa
4. paku keling untuk sambungan lingkaran pembawa dengan plat pembawa
5. plat pembawa
6. paku keling untuk sambungan plat pembawa dengan naaf
7. naaf

## 7. 1. Paku Keling Untuk Sambungan Lempengan Gesek dan Lingkar Pembawa

Paku keling ini berfungsi untuk mencegah terjadinya slip antara lempengan gesek dengan lingkar pembawa yang mana akan mengurangi momen puntir yang diteruskan dari flywheel dan menimbulkan kerugian. Jumlah paku keling yang digunakan adalah sebanyak 16 buah, yang dipasang di tengah lempengan gesek untuk jarak radial  $r_1$  dan dengan jarak interval yang sama pada keliling jarak radial tersebut.

### 7.1.1 Analisa Beban

Gaya yang bekerja pada tiap paku keling dapat diperoleh dari

$$F_1 = \frac{M_p}{n_1 \cdot r_1}$$

di mana:  $F_1$  = gaya pada tiap paku keling (kg)

$M_p$  = momen puntir yang ditransmisikan, yaitu sebesar 14298,32 kg.mm

$n_1$  = jumlah paku keling, yaitu 16 buah

$r_1$  = jarak paku keling ke sumbu poros, yaitu :

$$r_1 = \frac{D + d}{4}$$

D = Diameter luar plat gesek = 163 mm

d = diameter dalam plat gesek = 114,1mm

$$r_1 = \frac{163 + 114,1}{4} = 69,27 \text{ mm}$$

Dengan memasukkan harga-harga yang diketahui diperoleh

$$F_1 = \frac{14298,32}{16 \times 69,27} = 12,900 \text{ kg} \approx 13 \text{ kg}$$

Untuk bahan paku keling dipilih baja tipe SAE/AISI 1010 yang dirol panas (hot rolled) dengan kekuatan tarik mulur (tensile yield strength)  $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$ . Maka kekuatan geser mulurnya (shear yield strength) adalah

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 \cdot S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,056 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

### 7.1.2. Penentuan Ukuran

Tegangan geser yang timbul akibat gaya  $F_1$  diperoleh dari

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{F_1}{2 A_1} \\ \tau_1 &= \frac{F_1}{2 \frac{\pi d_1^2}{4}} \end{aligned}$$

dimana:

- $\tau_1$  = tegangan geser yang timbul ( $\text{kg/mm}^2$ )
- $F_1$  = gaya yang bekerja pada paku keling (kg)
- $A_1$  = luas penampang paku keling ( $\text{mm}^2$ )
- $d_1$  = diameter paku keling (mm)

sehingga:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{12,900}{2 \frac{\pi d_1^2}{4}} \\ \tau_1 &= \frac{8,216}{d_1^2} \end{aligned}$$

Agar konstruksi aman maka tegangan geser kerja  $\tau_1$  harus lebih kecil atau sama dengan kekuatan geser mulurnya  $S_{ys}$ , sehingga

$$\tau_1 \leq S_{ys}$$

$$\frac{8,216}{d_1^2} \leq 1,056$$

$$d_1^2 \geq \frac{8,216}{1,056}$$

$$d_1 \geq 2,789 \text{ mm}$$

Untuk keamanan konstruksi maka diameter paku keling diambil  $d_1 = 4 \text{ mm}$ .

## 7.2. Paku Keling untuk Sambungan Lingkar Pembawa dengan Plat Pembawa

Paku keling ini berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari plat gesek ke plat pembawa dan selanjutnya ke naaf dan poros yang digerakkan. Jumlah paku keling yang digunakan adalah 8 buah, yang dipasang di antara diameter dalam plat gesek dan diameter luar plat pembawa (sama dengan diameter luar naaf) dengan jarak ke sumbu poros sebesar  $r_2$ , dan dengan interval yang sama pada keliling jarak radial tersebut.

### 7.2.1 Analisa Beban

Gaya yang bekerja pada tiap paku keling adalah

$$F_2 = \frac{M_p}{n_2 \cdot r_2}$$

dengan jumlah paku keling  $n_2 = 8$ . Jarak  $r_2$  yang merupakan jarak paku keling ke sumbu poros diperoleh dari:

$$r_2 = \frac{Dn + dg}{2} + 2 \cdot bn$$

dimana:

$r_2$  = jarak paku keling ke sumbu poros (mm)

$D_n$  = diameter luar naaf, dari perhitungan sebelumnya diperoleh sebesar 36,5 mm

$d_g$  = diameter dalam plat gesek, dari perhitungan sebelumnya diperoleh sebesar 114,1 mm

$b_n$  = tebal plat pembawa, yaitu sebesar 10 mm

$$r_2 = \frac{36,5 + 114,1}{2} + 2 \cdot 10$$

$$r_2 = 95,300 \text{ mm}$$

maka:

$$F_2 = \frac{11300,348}{8 \cdot 90,277}$$

$$F_2 = 15,647 \text{ kg}$$

Bahan untuk kedelapan paku keling ini dipilih sama dengan paku keling sebelumnya, yaitu baja tipe SAE/AISI 1010 yang dirol panas (hot rolled) dengan kekuatan tarik mulur (tensile yield strength)  $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$  dan kekuatan geser mulur (shear yield strength)  $S_{ys} = 1,056 \text{ kg/mm}^2$ .

### 7.2.2. Penentuan Ukuran

Tegangan geser akibat gaya  $F_2$  adalah

$$\tau_2 = \frac{F_2}{2 A_2}$$

$$\tau_2 = \frac{F_2}{2 \frac{\pi d_2^2}{4}}$$

$$\tau_2 = \frac{15,647 \text{ kg}}{2 \frac{\pi d_2^2}{4}}$$

$$\tau_2 = \frac{9,966}{d_2^2} \text{ kg / mm}^2$$

Perbandingan dengan kekuatan geser mulurnya  $S_{ys}$  memberikan

$$\tau_2 \leq S_{ys}$$

$$\frac{9,966}{d_2^2} \leq 1,056$$

$$d_2 \geq 3,072 \text{ mm}$$

Untuk keamanan konstruksi maka diameter paku keling diambil  $d_2 = 6 \text{ mm}$ .

### 7. 3. Paku Keling untuk Sambungan Plat Pembawa dengan Naaf

Paku keling ini berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari plat pembawa ke naaf dan poros yang digerakkan. Jumlah paku keling yang digunakan adalah 4 buah, yang dipasang pada jarak ke sumbu poros sebesar  $r_3$ , dan dengan interval yang sama pada keliling jarak radial tersebut.

#### 7. 3.1 Analisa Beban

Gaya yang bekerja pada tiap paku keling adalah:

$$F_3 = \frac{M_p}{n_3 \cdot r_3}$$

dengan jumlah paku keling  $n_3 = 4$  dan jarak ke sumbu poros  $r_3 = 40 \text{ mm}$ . Maka besar  $F_3$  adalah :

$$F_3 = \frac{14298,32}{4 \times 40} = 89,364 \text{ kg}$$

Bahan untuk keempat paku keling ini dipilih sama dengan paku keling sebelumnya, yaitu baja tipe SAE/AISI 1010 yang dirol panas (hot rolled) dengan

kekuatan tarik mulur (tensile yield strength)  $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$  dan kekuatan geser mulur (shear yield strength)  $S_{ys} = 1,056 \text{ kg/mm}^2$ .

### 7.3.2. Penentuan Ukuran

Tegangan geser akibat gaya  $F_3$  adalah

$$\begin{aligned}\tau_3 &= \frac{F_3}{2 \cdot A_3} \\ &= \frac{F_3}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} \\ &= \frac{89,364}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} \\ &= \frac{56,919}{d_3^2} \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Perbandingan dengan kekuatan geser mulurnya  $S_{ys}$  memberikan :

$$\begin{aligned}\tau_3 &\leq S_{ys} \\ \frac{56,919}{d_3^2} &\leq 1,056 \\ d_3^2 &\geq \frac{56,919}{1,056} \\ d_3 &\geq 7,341 \text{ mm}\end{aligned}$$

Untuk keamanan konstruksi maka diameter paku keling diambil  $d_3 = 8 \text{ mm}$ .

## BAB 8

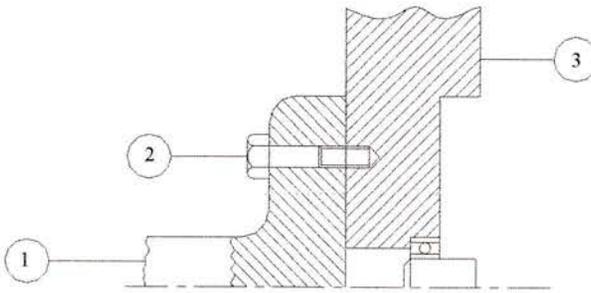
### PERANCANGAN BAUT

Pada konstruksi kopling Daihatsu Xenia digunakan tiga jenis baut pengikat, yaitu:

1. Baut pengikat poros penggerak dengan flywheel
2. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
3. Baut pengikat flywheel dengan penutup (*cover*) kopling.

Perancangan dari ketiga jenis baut tersebut akan diuraikan dalam bagian berikut.

#### 8.1. Baut Pengikat Poros Penggerak dengan Flywheel



Gbr. 8.1. Baut pengikat poros penggerak dengan flywheel

Keterangan:

1. poros penggerak
2. baut pengikat poros penggerak dengan flywheel
3. flywheel

Jumlah baut yang dipakai pada ikatan poros penggerak dengan flywheel ini adalah 6 buah. Prosedur perancangan untuk baut ini meliputi: analisa gaya, analisa tegangan, pemilihan bahan, dan penentuan ukuran baut.

### 8.1.1 Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada tiap baut adalah gaya geser yang besarnya diperoleh dari:

$$F_1 = \frac{M_p}{n_1 \cdot R_1}$$

di mana:

$F_1$  = gaya yang bekerja pada tiap baut (kg)

$M_p$  = momen puntir yang diteruskan dari poros, yaitu sebesar 14298,32

kg·mm

$n_1$  = jumlah baut, yaitu 6 buah

$R_1$  = jarak sumbu baut ke sumbu poros, yaitu sebesar 40 mm

Maka

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{14298,32}{6 \cdot 40} \\ &= 59,57 \text{ kg} \end{aligned}$$

### 8.1.2 Analisa Tegangan

Pada baut terjadi tegangan geser yang besarnya dapat ditentukan dari persamaan

$$\tau_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2}$$

di mana:  $\tau_1$  = tegangan geser yang bekerja (kg/mm<sup>2</sup>)

$F_1$  = gaya yang bekerja, yaitu 59,57 kg

$d_1$  = diameter baut (mm)

maka diperoleh

$$\begin{aligned}\tau_1 &= \frac{59,57}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \\ &= \frac{75,89}{d_1^2}\end{aligned}$$

Bahan untuk baut dipilih dari baja ST 24 dengan kekuatan tarik mulur (tensile yield strength)  $S_y = 5,25 \text{ kg/mm}^2$ , maka kekuatan geser mulurnya (shear yield strength) adalah

$$\begin{aligned}S_{ys} &= 0,577 \cdot S_y \\ &= 0,577 \cdot 5,25 \\ &= 3,029 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

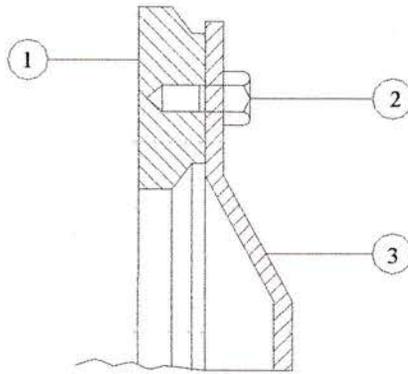
### 8.1.3. Penentuan Ukuran

Agar konstruksi baut aman maka harus dipenuhi:

$$\begin{aligned}\tau_1 &\leq S_{ys} \\ \frac{75,89}{d_1^2} &\leq 3,029 \\ d_1^2 &\geq \frac{75,89}{3,029} \\ d_1 &\geq 5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini diambil harga diameter baut sebesar  $d_1 = 8 \text{ mm}$ .

## 8.2. Baut Pengikat Pegas Matahari dengan Plat Peneka



Gbr. 8.2. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan

Keterangan:

1. plat penekan
2. baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
3. pegas matahari

Jumlah baut yang dipakai untuk ikatan pegas matahari dengan plat penekan adalah 6 buah. Prosedur perancangan untuk baut ini meliputi: analisa gaya untuk gaya geser dan gaya tarik, analisa tegangan berupa tegangan geser dan tegangan tarik, pemilihan bahan, dan penentuan ukuran baut.

### 8.2.1. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada baut ini ada dua, yaitu gaya geser akibat momen puntir dan gaya tarik akibat tarikan pegas matahari terhadap plat penekan saat pedal kopling ditekan. Besar dari kedua gaya ini dapat diperoleh dari:

$$F_{g2} = \frac{M_p}{n_2 R_2}$$

di mana:  $F_{g2}$  = gaya gesek yang bekerja pada tiap baut (kg)

$M_p$  = momen puntir yang diteruskan, yaitu sebesar 14298,32 kg·mm

$n_2$  = jumlah baut, yaitu 6 buah

$R_2$  = jarak sumbu baut ke sumbu poros, yaitu sebesar 70 mm

Dengan memasukkan harga-harga yang diketahui diperoleh:

$$F_{g2} = \frac{14298,32}{6 \cdot 70} = 34,043 \text{ kg}$$

### 8.2.2 Analisa Tegangan

Tegangan geser yang terjadi pada baut diperoleh dari :

$$\tau_2 = \frac{F_{g2}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2}$$

yang besarnya adalah:

$$\tau_2 = \frac{34,043}{\frac{\pi}{4} d_2^2}$$
$$\tau_2 = \frac{43,367}{d_2^2}$$

Bahan untuk baut ini dipilih sama dengan baut sebelumnya, yaitu baja ST 24 dengan kekuatan tarik mulur (*tensile yield strength*) dan kekuatan geser mulur (*shear yield strength*) sebagai berikut:

$$S_y = 5,25 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{ys} = 3,03 \text{ kg/mm}^2$$

### 8. 2.3 Penentuan Ukuran

Agar konstruksi aman maka harus dipenuhi:

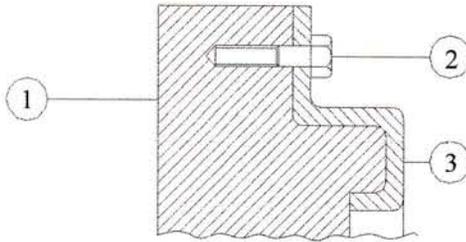
$$\tau_2 \leq S_{sy}$$

$$\frac{43,367}{d_2^2} \leq 3,029$$

$$d_2 \geq 3,783 \text{ mm}$$

Dari hasil yang diperoleh diambil harga diameter  $d_2 = 6\text{mm}$ .

### 8.3. Baut Pengikat Flywheel dengan Penutup Kopling



Gbr. 8.3. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling

Keterangan:

1. flywheel
2. baut pengikat flywheel dengan penutup kopling
3. penutup kopling

Jumlah baut yang dipakai pada ikatan flywheel dengan penutup kopling adalah sebanyak 6 buah. Prosedur perancangan untuk baut ini adalah sama dengan prosedur perancangan untuk baut pengikat poros penggerak dengan flywheel pada bagian 8.1.

### 8.3.1 Analisa Gaya

Gaya geser yang bekerja pada tiap baut diperoleh dari:

$$F_3 = \frac{M_p}{n_3 \cdot R_3}$$

dengan  $n_3$  adalah jumlah baut, yaitu 6 buah ; serta  $R_3$  adalah jarak sumbu baut ke sumbu poros, yaitu sebesar 100 mm.

Maka harga  $F_3$  adalah

$$F_3 = \frac{14298,32}{6 \cdot 100} = 23,830 \text{ kg}$$

### 8.3.2 Analisa Tegangan

Besar tegangan geser yang terjadi adalah

$$\tau_3 = \frac{F_3}{\frac{\pi}{4} d_3^2}$$
$$\tau_3 = \frac{23,830}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{95,322}{d_3^2}$$

Bahan untuk baut ini juga sama dengan kedua baut sebelumnya, yaitu baja ST 24 dengan kekuatan tarik mulur (*tensile yield strength*) dan kekuatan geser mulur (*shear yield strength*) sebagai berikut:

$$S_y = 5,25 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{ys} = 3,03 \text{ kg/mm}^2$$

### 8. 3.3. Penentuan Ukuran

Agar konstruksi aman maka harus dipenuhi

$$\begin{aligned}\tau_3 &\leq S_{ys} \\ \frac{95,322}{d_3^2} &\leq 3,029 \\ d_3^2 &\geq \frac{95,322}{3,029} \\ d_3 &\geq 5,609 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini diambil harga diameter baut sebesar  $d_3 = 8 \text{ mm}$ .

## BAB 9

### PERANCANGAN BANTALAN

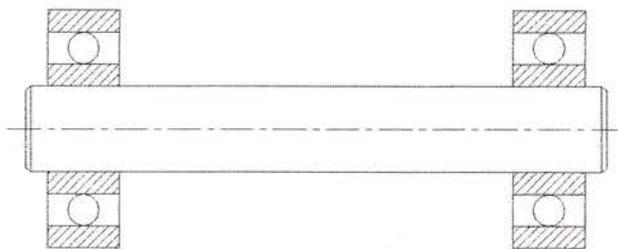
Bantalan berfungsi untuk menumpu poros berbeban. Sehingga gerakan bolak balik atau putaran poros tersebut dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.

Pada konstruksi kopling Daihatsu Xenia ini digunakan dua jenis bantalan yaitu:

1. Bantalan pendukung poros, berupa bantalan bola radial untuk menahan poros pada tempatnya.
2. Bantalan pembebas (release bearing), berupa bantalan bola aksial untuk menekan pegas matahari saat pedal kopling ditekan.

#### 9.1 Bantalan Pendukung Poros

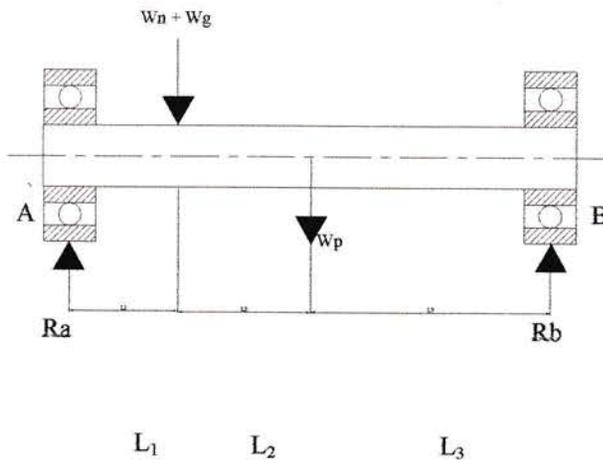
Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros adalah bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal (*single row deep groove radial ball bearing*), sebanyak dua buah, masing-masing pada kedua ujung poros. Sketsa bantalan pendukung poros ini beserta komponen-komponen lain yang terhubung dengannya ditunjukkan pada gambar berikut.



Gbr. 9.1 Bantalan pendukung poros

### 9.1.1 Analisa Gaya

Diagram benda bebas untuk gaya-gaya yang bekerja pada poros dan kedua bantalan pendukungnya diberikan dalam gambar berikut.



Gbr. 9.2 Diagram analisa gaya

- $W_N$  = berat naaf  
 $W_N = \rho_N \cdot V_N$

di mana:

$\rho_N$  = massa jenis bahan naaf, untuk bahan baja S55C-D

besarnya adalah  $7,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$V_N$  = volume naaf, yaitu

$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot (D_N^2 - d_N^2) \cdot L_N$$

untuk:  $D_N$  = diameter luar naaf = 36,5 mm

$d_N$  = diameter dalam naaf = 31,4 mm

$L_N$  = panjang naaf = 49,31 mm

maka :

$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot (36,5^2 - 31,4^2) \cdot 49,31$$
$$= 13404,314 \text{ mm}^3$$

Maka berat naaf adalah

$$W_N = 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 13404,314$$
$$= 0,104 \text{ kg}$$

- $W_G$  = berat plat gesek

$$W_G = \text{berat lingkaran pembawa} + \text{berat lempeng gesek}$$
$$= \rho_L \cdot V_L + \rho_g \cdot V_g$$

dimana:  $\rho_L$  = massa jenis bahan lingkaran pembawa, untuk bahan besi cor kelabu besarnya adalah  $7,2 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$V_L$  = volume lingkaran pembawa, yaitu

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot (D_L^2 - d_L^2) \cdot b_L$$

untuk:  $D_L$  = diameter luar lingkaran pembawa = 152 mm  
 $d_L$  = diameter dalam lingkaran pembawa = 48 mm  
 $b_L$  = tebal lingkaran pembawa = 3 mm

maka:

$$V_L = \frac{\pi}{4} (152^2 - 48^2) \cdot 3$$

$$V_L = 48984 \text{ mm}^3$$

$\rho_g$  = massa jenis bahan lempeng gesek, untuk bahan asbes besarnya adalah  $3,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$V_g$  = volume lempeng gesek, yaitu:

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot (D_g^2 - d_g^2) \cdot b_g$$

untuk:  $D_g$  = diameter luar lempeng gesek = 163 mm

$d_g$  = diameter dalam lempeng gesek = 114,1 mm

$b_g$  = tebal lempeng gesek = 24 mm

maka:

$$V_g = \frac{\pi}{4} (163^2 - 114,1^2) \times 24 \text{ mm}$$

$$V_g = 255285,579 \text{ mm}^3$$

Maka berat plat gesek adalah :

$$W_g = 7,2 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^2 \cdot 48984 \text{ mm}^3 + 3,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^2 \cdot 255285,579 \text{ mm}^3$$

$$W_g = 1,22 \text{ kg}$$

- $W_P$  = berat poros

$$W_P = \rho_P \cdot V_P$$

di mana:  $\rho_P$  = massa jenis bahan poros, untuk bahan baja S55C-D besarnya adalah

$$7,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$$

$V_P$  = volume poros, yaitu

$$V_P = \frac{\pi}{4} \cdot d_P^2 \cdot L_P$$

untuk:  $d_P$  = diameter poros = 31 mm

$L_P$  = panjang poros = 200 mm

maka:

$$V_P = \frac{\pi}{4} \cdot 31^2 \cdot 200$$

Maka berat poros adalah

$$= 150877 \text{ mm}^3$$

$$W_P = 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 150877$$

$$= 1,176 \text{ kg}$$

- $R_A$  = gaya reaksi pada bantalan A
- $R_B$  = gaya reaksi pada bantalan B
- $L_1 = 50 \text{ mm}$
- $L_2 = 50 \text{ mm}$
- $L_3 = 100 \text{ mm}$

Dari keseimbangan statik diperoleh:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - W_P \cdot (L_1 + L_2) - (W_N + W_G) \cdot L_1 = 0$$

$$R_B \cdot (50 + 50 + 100) - 1,176 \cdot (50 + 50) - (0,104 + 1,22) \cdot 50 = 0$$

$$R_B \cdot 200 - 117,6 - 66,2 = 0$$

$$R_B = \frac{183,8}{200}$$

$$R_B = 0,919 \text{ kg}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - (W_N + W_G) - W_P = 0$$

$$R_A + 0,919 - (0,104 + 1,220) - 1,176 = 0$$

$$R_A = 1,581 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya reaksi  $R_A$  dan  $R_B$  diambil harga terbesar sebagai resultan gaya radial  $F_r$ , yaitu  $R_A = 1,581 \text{ kg}$ , sedangkan resultan gaya aksialnya ( $F_a$ ) adalah nol.

### 9.1.2 Penentuan Beban Ekivalen Statik dan Dinamik

Beban ekivalen statik diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

di mana:

$P_0$  = beban ekivalen statik ( kg )

$X_0$  = faktor radial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal besarnya adalah 0,6

$F_r$  = gaya radial = 1,581 kg

$Y_0$  = faktor aksial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal besarnya adalah 0,5

$F_a$  = faktor aksial, untuk bantalan pendukung poros ini besarnya nol

Maka:

$$P_o = 0,6 \cdot 1,581 + 0,5 \cdot 0$$

$$P_o = 0,948 \text{ kg}$$

$$\text{Atau : } P_o = 0,948 \text{ kg}$$

Maka, yang diambil adalah  $P_o = 0,948 \text{ kg}$

Untuk beban ekuivalen dinamik diperoleh dari:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dimana:

$P$  = beban ekuivalen 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 1,581 kg

$Y$  = 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

Maka : Beban ekuivalen dinamik adalah ;

$$P = 1,0 \times 1,0 \times 1,581 \text{ kg} + 0 \times 0$$

$$= 1,581 \text{ kg}$$

### 9.1.3 Penentuan Basic Static Load Rating dan Basic Dynamic Load Rating

Besar *basic static load rating* adalah sebanding dengan beban ekuivalen statik, sehingga

$$C_0 = P_o$$

$$= 0,948 \text{ kg}$$

Sedangkan untuk basic dynamic load rating dapat diperoleh dari

$$C = P \cdot L^{1/3}$$

dimana:

C = beban dinamik load rating ( kg )

P = beban ekivalen dinamik, yaitu sebesar 1,581 kg

L = umur bantalan yang dinyatakan dalam juta putaran, direncanakan  
5000 juta putaran

Sehingga beban dinamik load rating adalah:

$$C = 1,581 \times 5000^{1/3}$$

$$C = 27,034 \text{ kg}$$

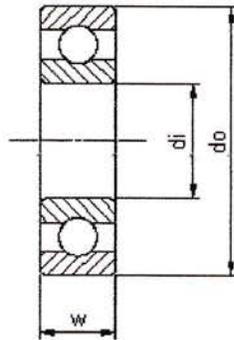
#### 9.1.4. Pemilihan Bantalan

Dari perhitungan-perhitungan di atas serta data dari bab-bab sebelumnya maka bantalan yang dipilih harus memenuhi syarat-syarat berikut:

diameter lubang	: d = 31 mm
<i>basic static load rating</i>	: $C_0 \geq 0,984 \text{ kg}$
<i>basic dynamic load rating</i>	: $C \geq 27,034 \text{ kg}$
kecepatan putaran maksimum	: $n \geq 6000 \text{ rpm}$

Dari katalog dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal dengan nomor 6306 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut :

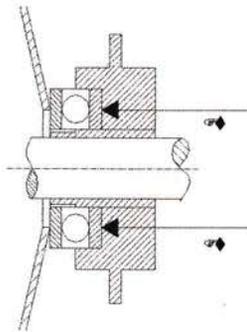
diameter luar	: D = 55 mm
diameter lubang	: d = 30 mm
lebar	: b = 15 mm
<i>basic static load rating</i>	: $C_0 = 154 \text{ kg}$
<i>basic dynamic load rating</i>	: $C = 230 \text{ kg}$
kecepatan putaran maksimum	: $n = 9500 \text{ rpm}$



Gambar. 9.3 Bantalan bola radial tunggal

## 8. 2 Bantalan Pembebas

Bantalan yang digunakan sebagai bantalan pembebas (*release bearing*) adalah bantalan bola aksial satu arah dengan bidang rata (*single direction thrust ball bearing with flat back face*). Diagram benda bebas untuk bantalan ini beserta komponen-komponen lain yang terhubung dengannya ditunjukkan pada gambar berikut.



Gbr. 10.4 Bantalan pembebas

$F_r$  = gaya tekan yang diteruskan saat pedal kopling ditekan, dari bab VI diperoleh sebesar 408,523 kg.

### 9.2.1 Analisa Gaya

Penjumlahan gaya yang bekerja dalam arah radial dan aksial adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}F_r &= 0 \\F_a &= F_T \\&= 408,523 \text{ kg}\end{aligned}$$

### 9.2.2. Penentuan Beban Ekuivalen Statik dan Dinamik

Sesuai dengan prosedur perhitungan pada bagian 9.1 maka beban ekuivalen statik diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Dengan:  $X_0 = 0,5$  dan  $Y_0 = 0,26$ .

Maka, besar  $P_0$  adalah :

$$\begin{aligned}P_0 &= 0,5 \cdot 0 + 0,26 \cdot 408,523 \text{ kg} \\&= 106,215 \text{ kg}\end{aligned}$$

diambil harga  $P_0 = 106,215 \text{ kg}$ .

Sedangkan untuk beban ekuivalen dinamik diperoleh dari :

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dengan:

$$X = 0,6$$

$$V = 1,0$$

$$Y = 1,4$$

Maka besar  $P$  adalah:

$$\begin{aligned}P &= 0,6 \cdot 1,0 \cdot 0 + 1,4 \cdot 408,523 \text{ N} \\&= 571,932 \text{ N} \quad P\end{aligned}$$

### 9.2.3 Penentuan Basic Static Load Rating dan Basic Dynamic Load Rating

Sesuai dengan prosedur perhitungan pada bagian 9.1.2 maka *basic static load rating* diperoleh sebesar :

$$\begin{aligned} C_0 &= P_0 \\ &= 106,215 \text{ kg} \end{aligned}$$

dan untuk umur bantalan sebesar 5000 juta putaran maka *basic dynamic load rating* diperoleh sebesar

$$\begin{aligned} C &= P \cdot L^{1/3} \\ &= 571,932 \text{ kg} \cdot (5000)^{1/3} \\ &= 9779,89 \text{ kg} \end{aligned}$$

#### 9.2.4 Pemilihan Bantalan

Dari perhitungan-perhitungan di atas serta data dari bab-bab sebelumnya maka bantalan yang dipilih harus memenuhi syarat-syarat berikut:

diameter lubang	: $d = 30 \text{ mm}$
<i>basic static load rating</i>	: $C_0 \geq 0,984 \text{ kg}$
<i>basic dynamic load rating</i>	: $C \geq 9779,89 \text{ kg}$
kecepatan putaran maksimum	: $n \geq 6000 \text{ rpm}$

Dari katalog dipilih bantalan bola aksial satu arah dengan bidang rata dengan nomor A-SD 3020 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut :

diameter luar	: $D = 55 \text{ mm}$
diameter lubang	: $d = 30 \text{ mm}$
lebar	: $b = 15 \text{ mm}$
<i>basic static load rating</i>	: $C_0 = 1010 \text{ kg}$
<i>basic dynamic load rating</i>	: $C = 10310 \text{ kg}$
kecepatan putaran maksimum	: $n = 7200 \text{ rpm}$

**BAB 10**  
**KESIMPULAN**

Sebagai kesimpulan dan ringkasan dari elemen-elemen mesin yang terdapat pada konstruksi kopling Daihatsu Xenia yang sesuai dengan perhitungan/perancangan pada bab-bab sebelumnya dan dilakukan pembulatan pada data-data yang diperoleh :

1. Poros Transmisi

Daya	: N = 109 PS
Putaran	: n = 6000 rpm
Diameter	: $d_p = 31$ mm
Bahan	: baja S 55 C-D

2. Spline

Diameter luar	: D = 36 mm
Diameter dalam	: d = 31 mm
Tinggi	: h = 2,52 mm
Lebar	: w = 5,623 mm
Panjang	: L = 48,7 mm
Bahan	: baja S 55 C-D

3. Naaf

Diameter luar	: D = 36,5 mm
Diameter dalam	: d = 31,4 mm
Tinggi	: h = 2,5 mm
Lebar	: w = 5,69 mm
Bahan	: baja S 55 C-D

4. Plat Gesek

Diameter luar	: D = 163 mm
Diameter dalam	: d = 114,1 mm

Lebar :  $b = 24 \text{ mm}$   
Tebal :  $a = 9,1 \text{ mm}$   
Bahan : asbes dan besi cor

5. Pegas

a. Pegas tekan

Diameter pegas :  $D = 12 \text{ mm}$   
Diameter penampang pegas :  $d = 3 \text{ mm}$   
Tinggi lilitan pegas :  $L_0 = 20,5 \text{ mm}$   
Bahan : baja SUS 302

b. Pegas matahari

Tebal pegas matahari :  $h = 3 \text{ mm}$   
Diameter pegas matahari :  $D = 121 \text{ mm}$   
Panjang daun pegas :  $L_0 = 25,5 \text{ mm}$   
Panjang daerah pengungkit :  $L = 13 \text{ mm}$   
Bahan : baja JIS 64081 SUP II

6. Paku Keling

a. Untuk sambungan lempengan gesek dengan lingkaran pembawa

Diameter :  $d_1 = 4 \text{ mm}$   
Bahan : baja SAE/AISI 1010

b. Untuk sambungan lingkaran pembawa dengan plat pembawa

Diameter :  $d_2 = 6 \text{ mm}$   
Bahan : baja SAE/AISI 1010

c. Untuk sambungan plat pembawa dengan naaf

Diameter :  $d_3 = 8 \text{ mm}$   
Bahan : baja SAE/AISI 1010

7. Baut

a. Baut pengikat poros dengan flywheel

Diameter :  $d_1 = 8 \text{ mm}$

Bahan : baja ST 24

b. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan

Diameter :  $d_2 = 6 \text{ mm}$

Bahan : baja ST 24

c. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling

Diameter :  $d_3 = 8 \text{ mm}$

Bahan : baja ST 24

8. Bantalan

a. Bantalan pendukung poros

Tipe : bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal

Nomor seri : 6306

Diameter luar :  $D = 60 \text{ mm}$

Diameter lubang :  $d = 30 \text{ mm}$

Lebar :  $b = 15 \text{ mm}$

Basic static load rating :  $C_0 = 154 \text{ kg}$

Basic dynamic load rating :  $C = 230 \text{ kg}$

Kecepatan putaran maksimum :  $n = 9500 \text{ rpm}$

b. Bantalan Pembebas

Tipe : bantalan bola aksial satu arah dengan bidang rata

Nomor seri : A – SD 3020

Diameter luar :  $D = 55 \text{ mm}$

Diameter lubang :  $d = 30 \text{ mm}$

Lebar :  $b = 15 \text{ mm}$

Basic static load rating :  $C_0 = 1010 \text{ kg}$

Basic dynamic load rating :  $C = 10310 \text{ kg}$

Kecepatan putaran maksimum :  $n = 6000 \text{ rpm}$

**DAFTAR PUSTAKA**

1. Sularso dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Pradnya Paramita: Jakarta, 1994.
2. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penerjemah), *Perencanaan Teknik Mesin, Edisi Keempat, Jilid 1*. Erlangga: Jakarta, 1991.
3. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penerjemah), *Perencanaan Teknik Mesin, Edisi Keempat, Jilid 2*. Erlangga: Jakarta, 1991.
4. Kent's, *Mechanical Engineers Handbook, Design and Production*, edisi ke-12, John Wiley & Sons Inc: New York, 1990
5. Robert H Creamer, *Machine Design*, edisi ke 3, Addison – Wesley: USA, 1984
6. M.F Spotts & T.E. Shoup, *Design of Machine Elements*, Prentice Hall Int'l – Inc: USA, 1998
7. Umar Sukrisno, *Bagian-bagian Mesin dan Merencana*, Erlangga: Jakarta, 1984
8. James M. Gere, Stephen P. Timoshenko, dan Hans J. Wospakrik (penerjemah), *Mekanika Bahan, Edisi Kedua, Versi SI, Jilid 1*. Erlangga: Jakarta, 1996