

# **TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN**

**RODA GIGI MOBIL TOYOTA RUSH**

**DAYA (N) = 104 PS**

**PUTARAN (n) = 6000 rpm**

**Disusun oleh :**

**Nama : ANDRIAN PUTRA BARUS**

**NPM : 178130129**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**2020**

**LEMBAR PENGESAHAN**  
**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN**  
**RODA GIGI MOBIL RUSH**

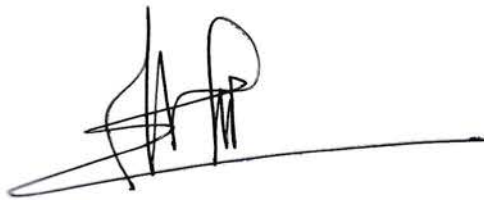
**DAYA (N) = 104 PS**  
**PUTARAN (n) = 6000 rpm**

**DISUSUN OLEH :**  
**Nama : Andrian Putra Barus**  
**NPM :178130129**

**Disetujui Oleh :**

**Ketua Prodi Teknik Mesin**

**Pembimbing**  
**Tugas Rancangan**



**Muhammad Idris , ST,MT**



**Ir.H. Amirsyam Nst, MT**

*FSLBT*

**Koordinator Rancangan**



**Ir. Amru Siregar,MT**

## LEMBAR ASISTENSI

### TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF
1	Senin, 04 Mei 2020	Pendahuluan	Amir
2	Senin, 11 Mei 2020	Kejelasan dan perbaiki	Amir
3	Senin, 18 Mei 2020	Tinjauan di perbaiki	Amir
4	Senin, 25 Mei 2020	Bab II Tinjauan paralel	Amir
5	Senin, 01 Juni 2020	Tambah bab II	Amir
6	Senin, 08 Juni 2020	Analisis perbetugan	Amir
7	Senin, 15 Juni 2020	lengkap dan kelengkapan	Amir
8	Senin, 22 Juni 2020	Acce di perbaiki	Amir

Medan, 21 September 2020

Dosen Pembimbing

  
(Ir.H. Amirsyam Nst, MT)

## TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

Nama Mahasiswa : Andrian Putra Barus  
NPM : 178130129  
Semester : VI (ENAM)

### SPESIFIKASI :

Rencanakanlah RODA GIGI untuk TOYOTA RUSH dengan:

Daya ( N ) : 104 ps

Putaran ( n ) : 6000 rpm

Perencanaan meliputi bagian-bagian utama RODA GIGI dan gambar teknik, data lain

Tentukan sendiri.

Diberikan Tanggal : 04 Mei 2020  
Selesai tanggal : 21 September 2020  
Asistensi Setiap : .....

Medan 21 September 2020  
DOSEN PEMBIMBING

  
(Ir.H. Amirsyam Nst, MT)

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Yang Maha Kuasa atas karunia-Nya yang telah memberikan kesehatan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Roda Gigi pini 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 Roda Gigi kendaraan mobil RUSH dengan spesifikasi sebagai berikut : Daya Maksimum : 104 PS Putaran : 6000 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. Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Ir.H. Amirsyam Nst, MT selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada saya dan tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu saya dalam menyelesaikan Tugas Rancangan ini.

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

Medan, 21 September 2020

Penyusun.



ANDRIWAN PUTRA BARUS

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
LEMBAR ASISTENSI.....	ii
KATA PENGANTAR .....	iv
DAFTAR ISI .....	v
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Tujuan Perencanaan.....	1
1.3. Batasan Masalah .....	2
1.4. Sistematika Penulisan .....	2
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>3</b>
2.1 Klasifikasi Roda Gigi .....	3
2.2 Macam-macam Roda Gigi .....	5
<b>BAB III ANALISIS PERHITUNGAN.....</b>	<b>11</b>
3.1. Poros .....	11
3.2. Spline dan Naff .....	15
3.3. Perencanaan Roda Gigi .....	20
3.4. Bantalan .....	46
3.5 Baut dan Mur .....	50
<b>BAB IV RANGKUMAN .....</b>	<b>54</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>57</b>

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Pada zaman dahulu manusia memanfaatkan tenaga hewan untuk alat pengangkut atau kegiatan lain. Sejak dahulu manusia melakukan terobosan untuk mempermudah pengangkutan atau transportasi.

Dari tahun ke tahun dan alat transportasi banyak mengalami perubahan dengan perkembangan zaman semakin canggih dan menuntut akan pemanfaatan yang efisien waktu, manusia menemukan / menggunakan mesin seperti pada mobil maupun pada sepeda motor yang menggunakan roda gigi ( transmisi ) untuk memperlambat atau mempercepat putaran dari mesin ke roda.

Kendaraan pada saat mulai start atau saat menanjak membutuhkan momen yang besar, tetapi sebaliknya jika kendaraan berjalan pada jalan rata dengan kecepatan tinggi tidak perlukan momen yang besar. Hal ini karena adanya momentum yang membantu jalannya kendaraan, sehingga tenaga mesin dapat dipindahkan ke roda – roda dengan momen dan kecepatan tertentu sesuai dengan kondisi jalannya kendaraan.

### 1.2. Tujuan Perencanaan

- Tujuan Umum

Adapun tujuan umum dari sistem roda gigi ini adalah :

- a. Untuk merendahkan putaran mesin.
- b. Untuk meredam momen yang timbul pada saat kendaraan berjalan.
- c. Untuk meneruskan putaran dari crank shaft menuju deferensial.

- Tujuan Khusus

Adapun tujuan khusus dari roda gigi ini adalah :

- a. Agar dapat menghitung tegangan yang terjadi pada roda gigi
- b. Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan roda gigi.
- c. Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada tiap – tiap roda gigi.

### 1.3. Batasan Masalah.

Adapun batasan masalah agar tidak menyimpang dari tujuan perancangan yang akan di harapkan, penulis perlu membatasi masalah yang akan dihitung dalam rancangan roda gigi.

Batasan-batasannya adalah :

1. Daya (N) = 104 PS
2. Putaran (n) = 6000 Rpm

#### 1.4. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang akan dijabarkan yaitu diawali dengan Lembar Pengesahan, Kata Pengantar, Daftar Isi, dan Skema Gambar. Pada BAB 1 yang akan dibahas adalah Latar Belakang Perencanaan, Tujuan Perencanaan, Batasan Masalah, dan Sistematika Penulisan. Pada BAB 2 akan dibahas mengenai Tinjauan Pustaka mengenai roda gigi ( transmisi ). Pada BAB 3 yang akan dibahas adalah perhitungan bagian utama roda gigi meliputi :

- Poros
- Spline dan Naaf
- Pasak
- Perencanaan Roda Gigi.
  - a. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan pertama
  - b. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kedua
  - c. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan ketiga
  - d. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan keempat
  - e. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kelima
  - f. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan mundur
- Bantalan
- Baut dan Mur

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

Sesuai dengan fungsinya roda gigi adalah merupakan elemen mesin yang dapat mentransmisikan daya dan putaran. Aspek yang harus diperhatikan dalam perencanaan ini



adalah efek - efek yang diakibatkan dalam pemindahan daya dan putaran. Dalam pemindahan daya dan putaran tersebut masih ada alat yang berperan sebagai pemindah daya dan putaran yaitu sabuk 8 rantai.

Diluar transmisi diatas ada pula cara lain untuk memindahkan daya, misalnya dengan sabuk (*belt*) dan rantai (*chain*), tetapi transmisi dengan roda gigi jauh lebih unggul dibandingkan dengan sabuk dan rantai, faktor slip pada roda gigi jauh lebih kecil dan putaran lebih tinggi tepat serta daya yang dipindahkan lebih besar. Namun untuk merencanakan sebagai alat pemindah daya pada transmisi (*gear box*) harus benar - benar mampu memindahkan roda gigi sebagai alat pemindah daya.

Oleh karena itu di dalam perencanaan roda gigi harus benar-benar teliti untuk perencanaan dan pembuatannya sehingga pada putaran yang tinggi tidak terjadi slip yang dapat mengakibatkan putaran roda gigi tidak bekerja sebagaimana yang diinginkan dalam perencanaan ini.

## 2.1. Klasifikasi Roda Gigi

Roda gigi memiliki gigi di sekelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkait. Roda gigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya, selain itu roda gigi juga memiliki beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan alat transmisi lainnya, yaitu:

- Sistem transmisinya lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan daya yang besar.
- Sistem yang kompak sehingga konstruksinya sederhana.
- Kemampuan menerima beban lebih tinggi.
- Efisiensi pemindahan dayanya tinggi karena faktor terjadinya slip sangat kecil.
- Kecepatan transmisi rodagigi dapat ditentukan sehingga dapat digunakan dengan pengukuran yang kecil dan daya yang besar.

Roda gigi dapat diklasifikasikan menurut poros arah putaran dan bentuk gigi. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel 6.1 (Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin) hal.212.

Letak poros	Roda gigi	Keterangan
-------------	-----------	------------

Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus, (a) Roda gigi miring, (b) Roda gigi miring ganda, (c)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi luar Roda gigi dalam dan pinyon, (d) Batang gigi dan pinyon, (e)	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerak lurus & berputar
Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus, (f) Roda gigi kerucut spiral, (g) Roda gigi kerucut ZEROL Roda gigi kerucut miring Roda gigi kerucut miring ganda	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan, (h)	(Roda gigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa)
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang, (i) Batang gigi miring silang	Kontak titik Gerakan lurus dan berputar
	Roda gigi cacing silindris, (j) Roda gigi cacing selubung Ganda (globoid), (k) Roda gigi cacing samping	
	Roda gigi hiperboloid Roda gigi hipoid, (l) Roda gigi permukaan silang	

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 212, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Dari tabel di atas maka roda gigi ini dapat dibedakan atau diklasifikasikan menjadi sebagai berikut :

- a. Roda gigi dengan poros sejajar.
- b. Roda gigi dengan poros yang berpotongan.
- c. Roda gigi dengan poros silang / tegak lurus.

**a. Roda gigi dengan Poros Sejajar**

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana gigi - giginya sejajar pada dua bidang silinder. Kedua bidang silinder tersebut bersinggungan dan yang satu mengelilingi pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar.

**b. Roda gigi dengan Poros yang Berpotongan**

Roda gigi dengan poros yang berpotongan ini digunakan pada suatu transmisi yang memiliki poros tidak sejajar.

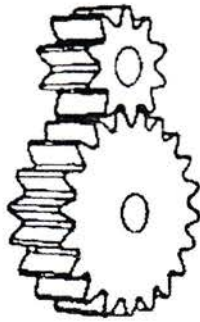
**c. Roda gigi dengan Poros Silang / Tegak Lurus**

Yang termasuk pada jenis ini adalah roda gigi miring silang, batang gigi miring silang (kontak gigi gerakan lurus dan berputar), roda gigi cacing silindris, roda gigi cacing selubung ganda (*globoid*), roda gigi cacing samping, roda gigi tipe *hiperboloid*, roda gigi *hipoid*, roda gigi permukaan silang.

## 2.2. Macam-macam Roda Gigi

### a. Roda Gigi Lurus

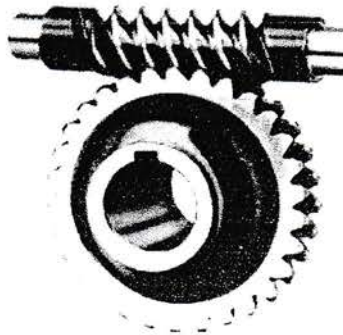
Roda gigi lurus adalah jenis roda gigi yang dapat mentransmisikan daya dan putaran antara dua poros yang sejajar. Roda gigi ini merupakan yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar dengan poros.



Gambar. 2.1. Roda gigi lurus

### b. Roda Gigi Miring

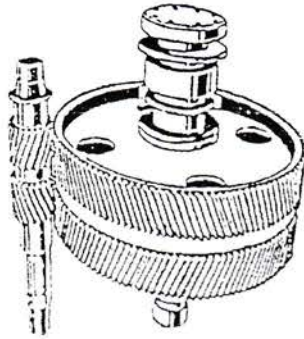
Roda gigi miring ini memiliki jalur gigi yang berbentuk ulir silindris yang mempunyai jarak bagi. Jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi - gigi tersebut dapat berlangsung lebih halus. Roda gigi ini sangat baik dipakai untuk mentransmisikan putaran yang tinggi dan besar.



Gambar. 2.2. Roda gigi miring

c. Roda Gigi Miring Ganda

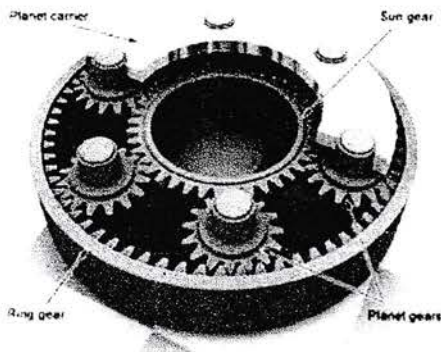
Pada roda gigi ini gaya aksial yang timbul pada gigi mempunyai alur berbentuk alur V yang akan saling memindahkan. Dengan roda gigi ini reduksi, kecepatan keliling dan daya diteruskan dan diperbesar tetapi pada pembuatannya agak sukar.



Gambar. 2.3. Roda gigi miring ganda

d. Roda Gigi Dalam dan Pinyon

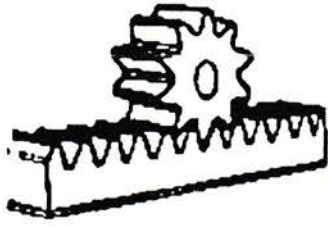
Roda gigi ini dipakai jika diinginkan transmisi dengan ukuran kecil dengan reduksi yang besar, karena ada pinyon yang terletak di dalam roda gigi ini.



Gambar. 2.4. Roda gigi dalam dan pinyon

e. Batang Gigi dan Pinyon

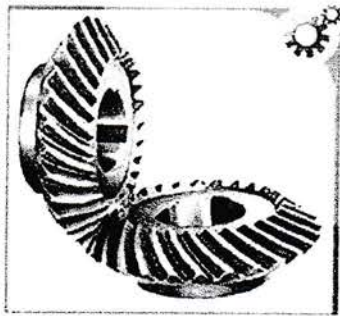
Merupakan dasar profil pahat pembuat gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinyon digunakan untuk merubah gerak putar menjadi gerak lurus atau sebaliknya.



Gambar. 2.5. Roda gigi dan pinyon

f. *Roda Gigi Kerucut Lurus*

Roda gigi kerucut lurus adalah roda gigi yang paling mudah dan paling sering digunakan / dipakai, tetapi sangat berisik karena perbandingan kontak yang kecil. Konstruksinya juga tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung porosnya.



Gambar. 2.6. Roda gigi kerucut lurus

g. *Roda Gigi Kerucut Spiral*

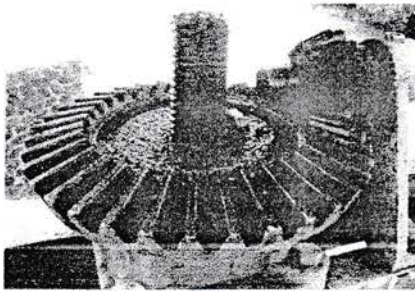
Pada roda gigi ini memiliki perbandingan kontak yang terjadi lebih besar dan dapat meneruskan putaran tinggi dengan beban besar. Sudut poros kedua gigi kerucut ini biasanya dibuat  $90^{\circ}$ .



Gambar. 2.7. Roda gigi kerucut spiral

h. *Roda Gigi Permukaan*

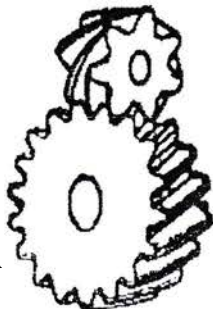
Roda gigi ini merupakan roda gigi dengan poros berpotongan yang bagian permukaan giginya rata.



Gambar. 2.8. Roda gigi permukaan

i. *Roda Gigi Miring Silang*

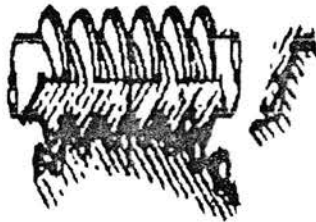
Roda gigi ini mempunyai kemiringan  $7^{\circ}$  sampai  $23^{\circ}$ , digunakan untuk mentransmisikan daya yang lebih besar dari pada roda gigi lurus. Roda gigi ini juga meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi yang benar.



Gambar. 2.9. Roda gigi miring silang

j. *Roda Gigi Cacing Silindris*

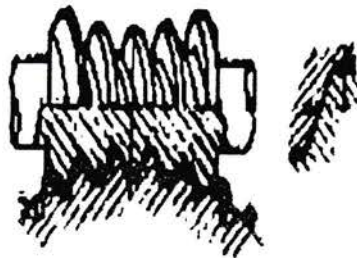
Roda gigi ini membentuk silindris dan lebih umum dipakai. Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran yang lebih besar tanpa mengurangi dayanya. Kemiringan antara  $25^{\circ} - 45^{\circ}$ , roda gigi ini banyak dipakai pada sistem kemudi.



Gambar. 2.10. Roda gigi cacing silindris

k. *Roda Gigi Cacing Selubung Ganda (Globoid)*

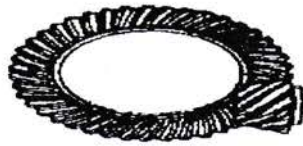
Roda gigi ini digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran pada beban besar dengan perbandingan kontak yang lebih besar pula.



Gambar. 2.11. Roda gigi cacing selubung ganda (*globoid*)

l. *Roda Gigi Hipoid*

Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya saling bersilangan dan pemindahan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding. Roda gigi ini dipakai pada deferensial.



Gambar. 2.12. Roda gigi hypoid

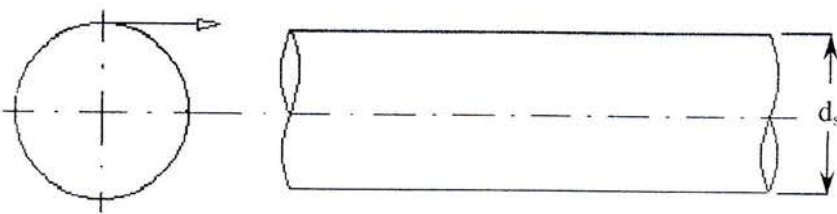
### BAB III

## PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA RODA GIGI

### 3.1. Poros

Komponen ini merupakan yang terpenting dari beberapa elemen mesin yang biasa dihubungkan dengan putaran dan daya. Poros merupakan komponen stasioner yang berputar, biasanya yang berpenampang bulat yang akan mengalami beban puntir dan lentur atau gabungannya.

Kadang poros ini dapat mengalami tegangan tarik, kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan yang akan terjadi pada diameter poros yang terkecil atau pada poros yang terpasang alur pasak, hal ini biasanya dilakukan pada penyambungan atau penghubungan antar komponen agar tidak terjadi pergeseran.



Gambar 3.1 Poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 96,5 PS dan Putaran (n) sebesar 6000 rpm. Jika daya di berikan dalam daya kuda (PS) maka harus dikalikan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam (kW).

$$\text{Daya (N)} = 104 \text{ PS}$$

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



Dimana :

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

$$P = 104 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 76,44 \text{ kW}$$

Jika  $P$  adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka faktor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Jika faktor koreksi adalah  $fc$  (Tabel 3.1) maka daya rencana  $Pd$  (kW) sebagai berikut:

$$Pd = fc \cdot P \text{ (kW)}$$

Dimana :

$Pd$  = Daya rencana

$fc$  = faktor koreksi

$P$  = Daya

Daya yang di transmisikan	$fc$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber : lit. 1 hal 7, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

**Tabel 3.1. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan ( $fc$ )**

Faktor koreksi ( $fc$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $fc = 1,0$

Maka daya rencana  $Pd$  adalah :

$$Pd = fc \cdot P$$

$$= 1,0 \cdot 70,92$$

$$= 70,92 \text{ kW}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah  $T$  (kg.mm), maka torsi untuk daya maksimum :

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{70,92}{6000}$$

$$T = 11512 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

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

Sumber : lit. 1 hal 3, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

**Tabel 3.2. Standart bahan poros**

Tegangan geser yang di izinkan  $\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2}$

dimana :

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

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

$sf_1$  = faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C

(baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

$sf_2$  = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline

pada poros, harga sebesar 1,3 - 3,0 maka di ambil 2,0 (lit 1 hal 8)

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin S35C dengan kekuatan tarik

$$\sigma_s = 52 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{52}{6,0 \cdot 2,0} \\ &= 4,3 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1,3} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 8})$$

dimana :

$d_s$  = diameter poros (mm)

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$T$  = momen *torsi* rencana (kg.mm)

$C_b$  = faktor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2 - 2,3  
(diambil 1,2).

$K_t$  = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 - 3,0  
(diambil 1,5)

maka :

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{4,3} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 11512 \right]^{1/3}$$

= 27,8 mm = 30 mm ( sesuai dengan tabel 3.3.)

4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600

Sumber : lit. 1 hal 9, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

**Tabel 3.3. Diameter poros**

- Keterangan :**
1. Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
  2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Pada diameter poros di atas 30 mm, maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \dots\dots\dots (Lit 1, hal 7)$$

dimana :

- $\tau$  = tegangan geser ( $kg/mm^2$ )
- $T$  = momen *torsi* rencana ( $kg \cdot mm$ )
- $d_s$  = diameter poros ( $mm$ )

maka :

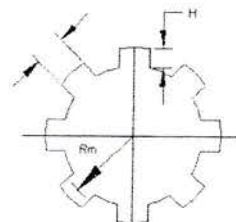
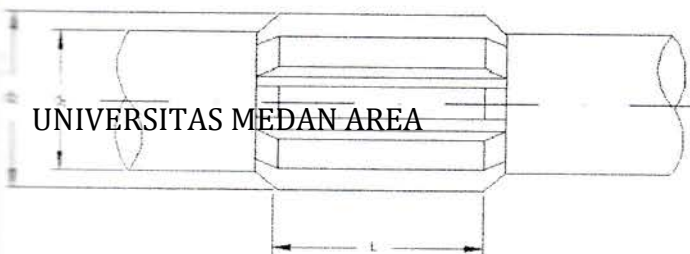
$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 11512}{30^3} \\ &= 5,1 \cdot 0,426 \\ &= 2,2 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :  
 $2,2 < 4,3 \text{ kg/mm}^2$  ( aman ).

### 3.2. Spline dan Naaf

Pada dasarnya fungsi spline adalah sama dengan pasak, yaitu meneruskan daya dan putaran dari poros ke komponen - komponen lain yang terhubung dengannya, ataupun sebaliknya. Naaf berfungsi untuk menghubungkan plat gesek dengan spline pada poros yang digerakkan. Pada saat kopleng terhubung maka daya dan putaran akan diteruskan dari plat gesek ke poros yang digerakkan melalui naaf. 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.



### Gambar 3.2 Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (30 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C dengan kekuatan tarik  $52 \text{ kg/mm}^2$ , untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5463 untuk beban menengah. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini :

Diameter dalam	Ringan DIN 5462 Banyaknya Baji			Menengah DIN 5463 Banyaknya Baji			Berat DIN 5464 Banyaknya Baji		
	( I )	d2 (mm)	b (mm)	( I )	d2 (mm)	b (mm)	( I )	d2 (mm)	b (mm)
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	<b>8</b>	<b>38</b>	<b>6</b>	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7

Tabel 3.4. DIN 5462 – DIN 5464

Diameter maksimum ( diambil  $d_s = 30 \text{ mm}$  )

Dimana :

$$d_s = 0,81 \cdot d_2$$

$$d_2 = \frac{d_s}{0,81}$$

$$d_2 = \frac{30}{0,81} = 37,04 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$$

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukurannya (dari tabel 3.4.) antara lain :

Jumlah ( i ) = 8 buah

Lebar ( b ) = 6 mm

Diameter luar (  $d_2$  ) = 38 mm

#### 3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned} \text{Tinggi ( H )} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\ &= \frac{38 - 30}{2} = 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Panjang ( L )} &= \frac{d_2^3}{d_s^2} \\ &= \frac{(38)^3}{(30)^2} = 60,97 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jari - jari ( Rm )} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{38 + 30}{4} = 17 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jarak antara spline ( w )} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 38 \text{ mm} = 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

Besar gaya yang bekerja pada Spline :

$$F = \frac{T}{Rm}$$

dimana :

$F$  = gaya yang bekerja pada spline (kg)

$T$  = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 13124 kg.mm

$Rm$  = jari - jari spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{11512}{17} \\ &= 677,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tegangan geser pada poros spline adalah :

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

dimana :  $\tau_g =$  tegangan geser yang terjadi pada spline ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$F =$  gaya yang bekerja pada spline (kg)

$i =$  jumlah gigi spline

$w =$  jarak antar spline (mm)

$L =$  panjang spline (mm)

maka :

$$\tau_g = \frac{677,2}{8 \cdot 19 \cdot 60,97}$$
$$= 0,073 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$P = \frac{F}{i \cdot H \cdot L}$$
$$= \frac{677,2}{8 \cdot 4 \cdot 60,97}$$
$$= 0,35 \text{ kg/mm}^2$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah  $52 \text{ kg}/\text{mm}^2$  dengan faktor keamanan untuk pembebanan dinamis (8 – 10) diambil 10 untuk meredam getaran yang terjadi.

Tegangan geser yang diizinkan :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot \sigma_{trk}$$

dimana :

$$\sigma_{trk} = \frac{52}{10} = 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

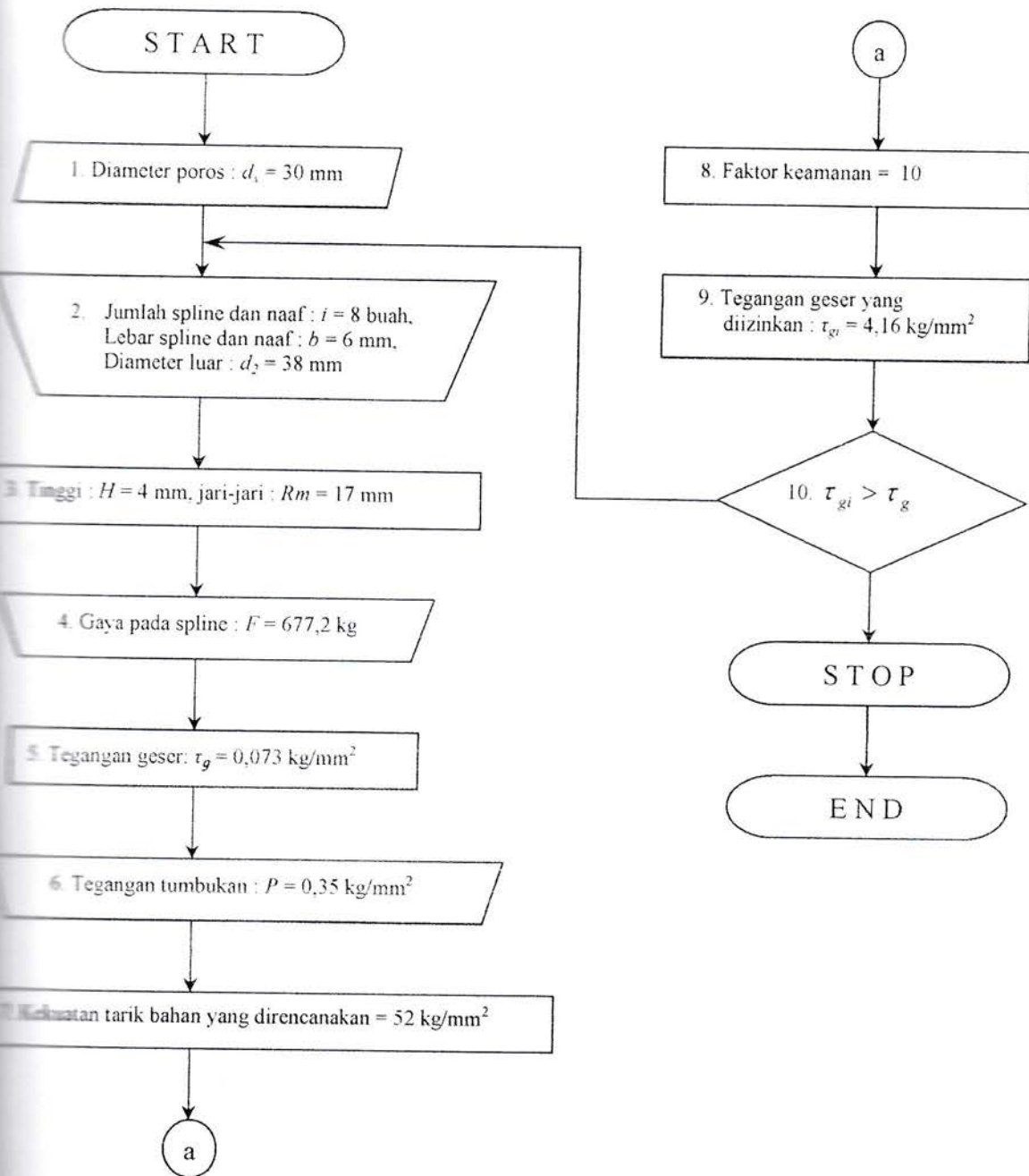
$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot 5,2 = 4,16 \text{ kg/mm}^2$$

Maka spline dan naaf aman terhadap tegangan geser yang terjadi. Dimana dapat dibuktikan :

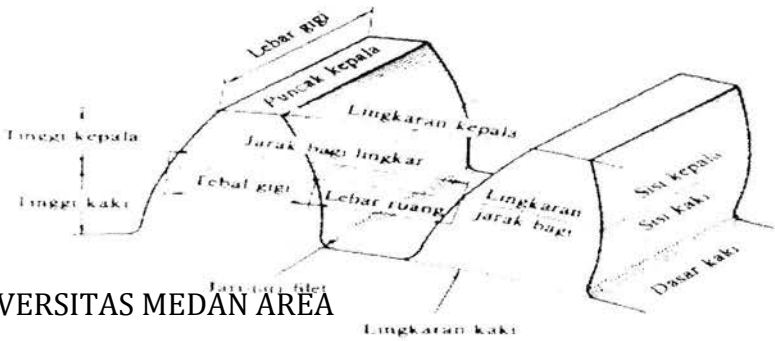
$$\tau_{gi} \geq \tau_g$$
$$4,16 \geq 0,073$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

Diagnosa Universitas Medan Area



**3.3. Perencanaan Roda Gigi**





Gambar. 3.3. Nama-nama bagian roda gigi

Roda gigi transmisi yang direncanakan adalah :

Daya (N) = 104 PS

Putaran (n) = 6000 rpm

Pemindahan daya dan putaran direncanakan dengan transmisi roda gigi secara bertingkat dengan perbandingan gigi sebagai berikut :

PERBANDINGAN GIGI	I	3,769
	II	2,045
	III	1,405
	IV	1,053
	V	0,815
	R	3,252

Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi Z	Y	Jumlah gigi z	Y
10	0,201	19	0,314	43	0,396
11	0,226	20	0,320	50	0,408
12	0,245	21	0,327	60	0,421
13	0,261	23	0,333	75	0,434
14	0,276	25	0,339	100	0,446
15	0,289	27	0,349	150	0,459
16	0,295	30	0,358	300	0,471
17	0,302	34	0,371	Batang gigi	0,484
18	0,308	38	0,383		

Tabel 3.5. Faktor bentuk gigi

Kecepatan	$v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Rendah		

Kecepatan Sedang	$v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

Sumber : lit. 1 hal 240, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

**Tabel 3.6. Faktor dinamis  $f_v$**

### 3.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu

Diketahui :  $P = 96,5 \text{ PS} = 70,92 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 3,769$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \dots \dots \dots \text{ ( Lit 1, hal 216 )}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,769} = 83,87 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \dots \dots \dots \text{ ( Lit 1, hal 216 )}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,769}{1 + 3,769} = 316,12 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 214})$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{83,87}{6} = 13,97 \approx 14$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{316,21}{6} = 52,70 \approx 53$$

**Perbandingan gigi :**

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 216})$$

$$i = \frac{53}{14} = 3,78$$

**Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :**

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 14 \cdot 6 = 84 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 53 \cdot 6 = 318 \text{ mm} \end{aligned}$$

**Jarak sumbu poros :**

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{84 + 318}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

**Kelonggaran puncak :**

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5 \end{aligned}$$

**Diameter kepala :**

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (14 + 2) \cdot 6 = 96 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (53 + 2) \cdot 6 = 330 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (14 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 72 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (53 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 306 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$\begin{aligned}z_1 = 14 &\rightarrow Y_1 = 0,276 \\ z_2 = 52 &\rightarrow Y_2 = 0,408 + \left[ \frac{52 - 50}{60 - 50} \cdot (0,276 - 0,408) \right] \\ &Y_2 = 0,381\end{aligned}$$

Kecepatan keliling :

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 238}) \\ v &= \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 26,37 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Gaya tangensial :

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{102 \cdot Pd}{v} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 238}) \\ F_t &= \frac{102 \cdot 88,93}{26,37} = 343,98 \text{ kg}\end{aligned}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{26,37}} = 0,517$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 HB dengan besi cor maka,

$K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$  .

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 240})$$

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,276 \cdot 0,461 \\ &= 19,8 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,381 \cdot 0,461 \\ &= 9,48 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 244})$$

$$F'_H = 0,461 \cdot 0,079 \cdot 84 \cdot \frac{2 \cdot 53}{14 + 53}$$

$$= 2,50 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 2,50 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_{H}$

### 3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua

Diketahui :  $P = 96,5 \text{ PS} = 70,92 \text{ kW}$

$$n_1 = 6000 \text{ rpm}$$

$$i = 2,045 \text{ ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )}$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $Pd$  :

$$Pd = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 2,045} = 131,46 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 2,045}{1 + 2,045} = 268,63 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{131,46}{6} = 21,91 \approx 22$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{268,63}{6} = 44,77 \approx 45$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{45}{22} = 2,045$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned}d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 22 \cdot 6 = 132 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 45 \cdot 6 = 270 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{132 + 270}{2} = 201 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

$$\begin{aligned}C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5\end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (22 + 2) \cdot 6 = 144 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (45 + 2) \cdot 6 = 282 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (22 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 117 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (45 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 255 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 22 \rightarrow Y_1 = 0,327 + \left[ \frac{22 - 21}{23 - 21} \cdot (0,333 - 0,327) \right]$$

$$Y_1 = 0,33$$

$$z_2 = 45 \rightarrow Y_2 = 0,396 + \left[ \frac{45 - 43}{50 - 43} \cdot (0,408 - 0,396) \right]$$

$$Y_2 = 0,399$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 132 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 41,448 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,93}{41,448} = 218,849 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{41,448}} = 0,461$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{R1} = 187$  (rata-rata)



Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor maka,

$K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$ .

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,33 \cdot 0,461$$

$$= 23,73 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,399 \cdot 0,461$$

$$= 9,93 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,461 \cdot 0,079 \cdot 132 \cdot \frac{2 \cdot 45}{22 + 45}$$

$$= 6,46 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,46 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

### 3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga

Diketahui :  $P = 96,5 \text{ PS} = 70,92 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 1,405$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$ :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,405} = 116,32 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,405}{1 + 1,405} = 233,67 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{116,32}{6} = 27,72 \approx 28$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{233,67}{6} = 38,94 \approx 39$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{39}{28} = 1,39$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned}d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 28 \cdot 6 = 168 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 39 \cdot 6 = 234 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{168 + 234}{2} = 201 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

$$\begin{aligned}C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5\end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (28 + 2) \cdot 6 = 180 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (39 + 2) \cdot 6 = 246 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (28 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 153 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (39 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 219 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 28 \rightarrow Y_1 = 0,349 + \left[ \frac{28 - 27}{30 - 27} \cdot (0,358 - 0,349) \right]$$

$$Y_1 = 0,352$$

$$z_2 = 39 \rightarrow Y_2 = 0,383 + \left[ \frac{39 - 38}{43 - 38} \cdot (0,396 - 0,383) \right]$$

$$Y_2 = 0,386$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 168 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 52,752 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,93}{52,752} = 171,95 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{52,752}} = 0,431$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

$$S\ 35\ C : \quad \sigma_{a1} = 26\ \text{kg/mm}^2$$

$$FC\ 20 : \quad \sigma_{a2} = 9\ \text{kg/mm}^2$$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor maka,

$$K_H = 0,079\ \text{kg/mm}^2 .$$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,352 \cdot 0,431$$

$$= 23,67\ \text{kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,386 \cdot 0,431$$

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

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,431 \cdot 0,079 \cdot 168 \cdot \frac{2 \cdot 39}{28 + 39}$$

$$= 6,66\ \text{kg/mm}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,66\ \text{kg/mm}$  dari  $F'_H$

### 3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat

$$\text{Diketahui : } P = 96,5\ \text{PS} = 70,92\ \text{kW}$$

$$n_1 = 6000\ \text{rpm}$$

$$i = 1,053\ (\text{Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi})$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $Pd$  :

$$Pd = fc \cdot P \\ = 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,053} = 194,83 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,053}{1 + 1,053} = 205,16 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{194,83}{6} = 32,47 \approx 33$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{205,16}{6} = 34,19 \approx 35$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{35}{33} = 1,06$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$d_{01} = z_1 \cdot m$$

$$= 33 \cdot 6 = 198 \text{ mm}$$

$$d_{02} = z_2 \cdot m$$

$$= 35 \cdot 6 = 210 \text{ mm}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{198 + 210}{2} = 204 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5 \end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (33 + 2) \cdot 6 = 210 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (35 + 2) \cdot 6 = 222 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (33 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 183 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (35 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 195 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 33 \rightarrow Y_1 = 0,358 + \left[ \frac{33 - 30}{34 - 30} \cdot (0,371 - 0,358) \right]$$

$$Y_1 = 0,368$$

$$z_2 = 35 \rightarrow Y_2 = 0,371 + \left[ \frac{35 - 34}{38 - 34} \cdot (0,383 - 0,371) \right]$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 198 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 62,172 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,93}{62,172} = 145,892 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{62,172}} = 0,411$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor maka,

$K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$ .



Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,368 \cdot 0,411$$

$$= 23,59 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,374 \cdot 0,411$$

$$= 8,3 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,411 \cdot 0,079 \cdot 198 \cdot \frac{2 \cdot 35}{33 + 35}$$

$$= 6,62 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,62 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

### 3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Lima

Diketahui :  $P = 96,5 \text{ PS} = 70,92 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 0,815$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :  
UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 0,815} = 220,38 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,815}{1 + 0,815} = 179,61 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{220,38}{6} = 36,73 \approx 37$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{179,61}{6} = 29,93 \approx 30$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{30}{37} = 0,81$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 37 \cdot 6 = 222 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 30 \cdot 6 = 180 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}$$

$$= \frac{222 + 180}{2} = 201 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak :

$$C_k = 0,25 \cdot m$$

$$= 0,25 \cdot 6 = 1,5$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (37 + 2) \cdot 6 = 234 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (30 + 2) \cdot 6 = 192 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$d_{f1} = (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k$$

$$= (37 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 207 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k$$

$$= (30 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 165 \text{ mm}$$

Kedalaman pemotongan :

$$H = 2 \cdot m + C_k$$

$$= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 37 \rightarrow Y_1 = 0,371 + \left[ \frac{37 - 34}{38 - 34} \cdot (0,383 - 0,371) \right]$$

$$Y_1 = 0,38$$

$$z_2 = 30 \rightarrow Y_2 = 0,358$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 222 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 69,708 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,93}{69,708} = 130,12 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{69,708}} = 0,397$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor maka,

$$K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2 .$$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$\begin{aligned}
 F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\
 &= 26 \cdot 6 \cdot 0,38 \cdot 0,397 \\
 &= 23,53 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\
 &= 9 \cdot 6 \cdot 0,358 \cdot 0,397 \\
 &= 7,67 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned}
 F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\
 F'_H &= 0,397 \cdot 0,079 \cdot 222 \cdot \frac{2 \cdot 30}{37 + 30} \\
 &= 6,23 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,23 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

### 3.3.6. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur (Reverse)

Diketahui :  $P = 96,5 \text{ PS} = 70,92 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 3,252$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P \\
 &= 1,1 \cdot 70,92 = 88,93 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,252} = 94,07 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,252}{1 + 3,252} = 305,92 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{94,07}{6} = 15,67 \approx 16$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{305,92}{6} = 50,98 \approx 51$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{51}{16} = 3,18$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 16 \cdot 6 = 96 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 51 \cdot 6 = 306 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{96 + 306}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5 \end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (16 + 2) \cdot 6 = 108 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (51 + 2) \cdot 6 = 318 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (16 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 81 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (51 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 291 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 16 \rightarrow Y_1 = 0,295$$

$$z_2 = 51 \rightarrow Y_2 = 0,408 + \left[ \frac{51 - 50}{60 - 50} \cdot (0,421 - 0,408) \right]$$

$$Y_2 = 0,409$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 98 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 30,772 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,93}{30,772} = 294,7 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{30,772}} = 0,498$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor maka,

$$K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2 .$$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,295 \cdot 0,498$$

$$= 22,92 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$



$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,409 \cdot 0,498$$

$$= 10,99 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

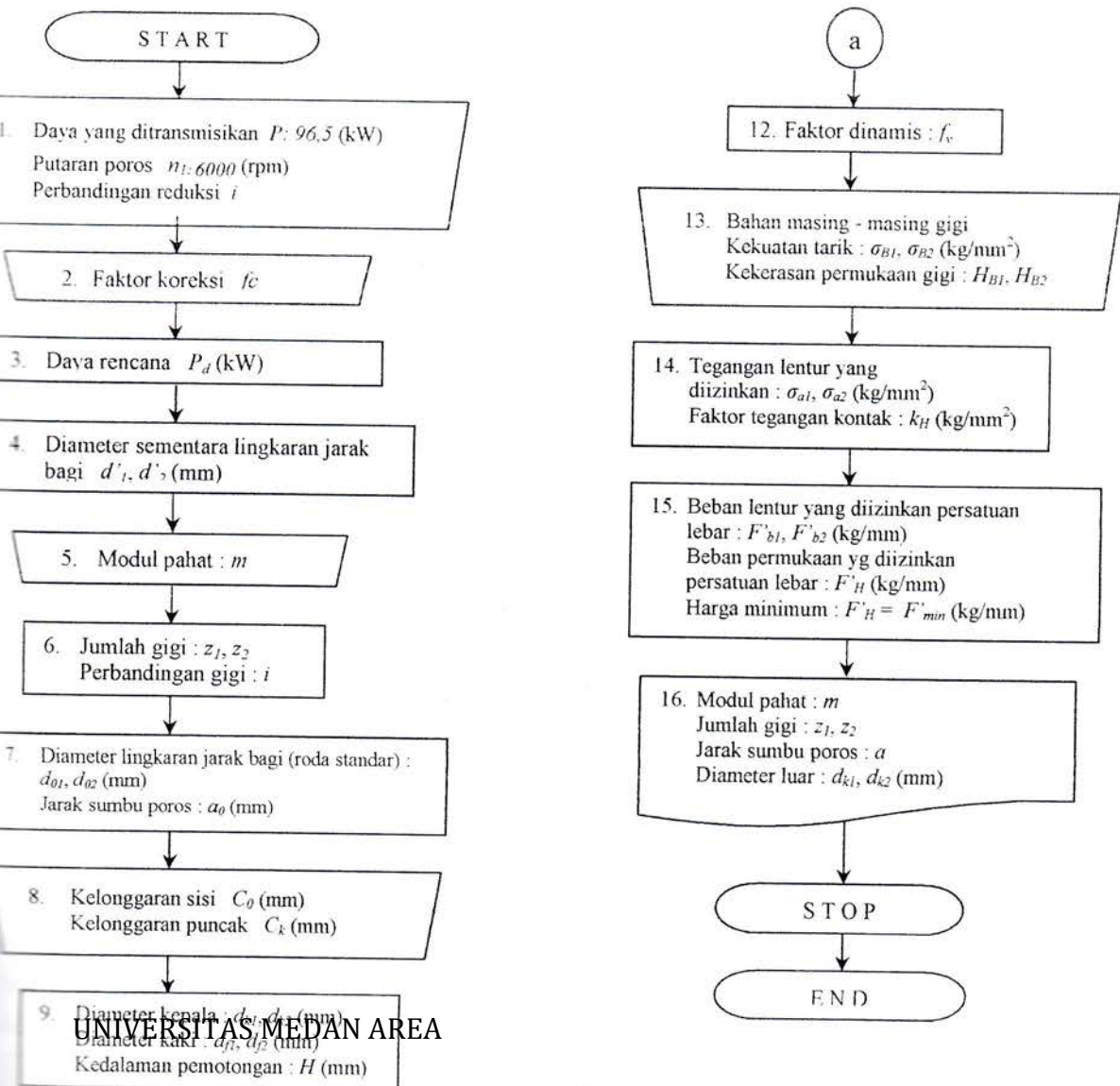
$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,498 \cdot 0,079 \cdot 96 \cdot \frac{2 \cdot 51}{16 + 51}$$

$$= 5,75 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 5,75 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

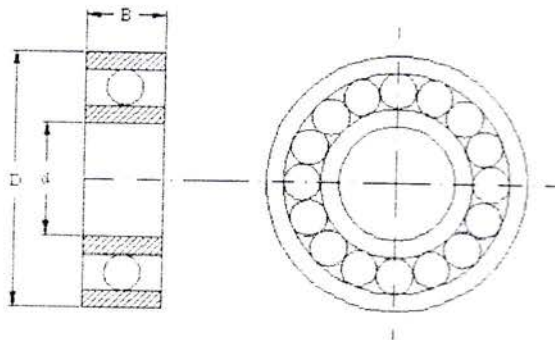
### Diagram aliran roda gigi





### 3.4. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran dan getaran bolak-balik dapat berputar secara halus, dan tahan lama. Bantalan harus kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesinnya bekerja dengan baik, jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak berkerja semestinya.



Gambar 3.4

Bantalan

Momen

yang ditransmisikan dari  
 $T = 11512 \text{ kg} \cdot \text{mm}$  dan

poros

putaran ( $n$ ) = 6000 rpm.

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg) $C$	Kapasitas nominal statis spesifik (kg) $C_o$
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	D	D	B	R		
6000			10	26	8	0,	360	196
6001	6001Z	6001VV	12	28	8	5	400	229
6002	Z	6002VV	15	32	9	0,	440	263
6003	6002Z	6003VV	17	35	10	5	470	296
6004	Z	6004VV	20	42	12	0,	735	465
6005	6003Z	6005VV	25	47	12	5	790	530
6006	Z	6006VV	30	55	13	0,	1030	740
6007	6004Z	6007VV	35	62	14	5	1250	915
6008	Z	6008VV	40	68	15	1	1310	1010
6009			45	75	16	1	1640	1320

6010	Z	6010VV	50	80	16	1,	1710	1430
	6006Z					5		
	Z					1,		
	6007Z					5		
	Z					1,		
	6008Z					5		
	Z					1,		
	6009Z					5		
	Z					1,		
	6010Z					5		
	Z							

Sumber : lit. 1 hal 143, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga **Tabel 3.7.**

**Bantalan Bola**

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (30 mm). Berdasarkan dari tabel 3.7. di atas maka ukuran-ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

- Nomor bantalan 6006,
- Diameter bantalan :  $D = 55 \text{ mm}$
- Lebar bantalan :  $B = 13 \text{ mm}$
- Kapasitas nominal dinamis spesifik :  $C = 1030 \text{ kg}$
- Kapasitas nominal statis spesifik :  $C_o = 740 \text{ kg}$

Untuk bantalan bola alur dalam  $F_a/C_o = 0,014$  (direncanakan) dari tabel 3.8. di bawah ini :

bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
			$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$					$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$	
	V	X	Y	X	Y	X	Y	X <sub>0</sub>		Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	

bantalan bola	$F_a = C_o = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5				
	$= 0,028$				1,99				1,99	0,22								
	$= 0,056$				1,71				1,71	0,26								
	$= 0,084$				1,55				1,55	0,28								
	$= 0,11$				1,45				1,45	0,30								
	$= 0,17$				1,31				1,31	0,34								
	$= 0,28$				1,15				1,15	0,38								
	$= 0,42$				1,04				1,04	0,42								
	$= 0,56$				1,00				1,00	0,44								
	bantalan bola sudut				$\alpha = 20^\circ$				1	1,2					0,4	1,0	1	0,7
$= 25^\circ$		3	0	9	0	3	0,68	0,38			0,76							
$= 30^\circ$		1	7	2	7	1	0,80	0,33			0,66							
$= 35^\circ$		0,3	0,7	0,7	0,6	1,2	0,95	0,29			0,58							
$= 40^\circ$		9	6	8	3	4	1,14	0,26			0,52							
		0,3	0,6	0,6	0,6	1,0												
		7	6	6	0	7												
		0,3	0,5	0,5	0,5	0,9												
		5	7	5	7	3												

Sumber : lit. 1 hal 135, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Tabel 3.8. Faktor - faktor V, X, Y dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>

Beban aksial bantalan  $F_a$  :

$$F_a = C_o \cdot 0,014$$

$$= 740 \cdot 0,014 = 10,36 \text{ kg}$$

Dari tabel di atas juga dapat diketahui harga beban radial  $F_r$ , dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e$$

dimana :  $v$  = beban putar pada cincin dalam

$$e = 0,19$$

maka :

$$F_r = \frac{F_a}{v \cdot e}$$

$$= \frac{10,36}{1 \cdot 0,19} = 54,53 \text{ kg}$$

Dengan demikian beban ekuivalen dinamis  $P$  dapat diketahui melalui persamaan di bawah ini :

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

dimana :  $P$  = beban ekuivalen (kg)

$F_r$  = beban radial (kg)

$F_a$  = beban aksial (kg)

$X, Y$  = harga - harga baris tunggal yang terdapat dalam tabel 3.8. di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 54,53 + 2,30 \cdot 10,36 \\ &= 54,37 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika  $C$  (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan  $P$  (kg) beban ekuivalen dinamis, maka faktor kecepatan  $f_n$  bantalan adalah :

$$\begin{aligned} f_n &= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ f_n &= \left( \frac{33,3}{6000} \right)^{1/3} = 0,177 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan  $f_h$  :

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,177 \cdot \frac{1030}{54,37} = 3,35 \end{aligned}$$

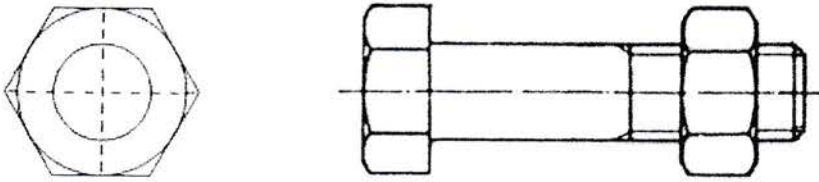
Umur nominal dari bantalan  $L_h$  :

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

$$= 500 \cdot (3,35)^3 = 18797,688 \text{ jam}$$

### 3.5. Baut dan Mur

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin. Pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksama untuk mendapatkan ukuran yang sesuai. Di dalam perencanaan kopleng ini. Baut dan mur berfungsi sebagai pengikat gear box. Untuk menentukan ukuran baut dan mur, berbagai faktor harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan, kelas ketelitian, dan lain-lain.



Gambar 3.5 Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 54,37 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor koreksi (fc)} = 1,2$$

Maka beban rencana  $W_d$  :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 54,37$$

$$= 65,244 \text{ kg}$$

Bahan baut dipakai baja liat dengan kadar karbon 0,22 %

$$\text{Kekuatan tarik} : \sigma_B = 42 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Faktor keamanan} : S_f = 7 \text{ dengan tegangan yang di izinkan } \sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2$$

(diformis tinggi)

Diameter inti yang diperlukan

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot W_d}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 65,244}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 3,72 \text{ mm}$$

Ulir			Jarak bagi $p$	Tinggi kaitan $H_1$	Ulir dalam		
					Diameter luar $D$	Diameter efektif $D_2$	Diameter dalam $D_1$
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar $d$	Diameter efektif $d_2$	Diameter inti $d_1$
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670

Sumber : lit. 1 hal 290, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

**Tabel 3.9. Ukuran standar ulir kasar metris**

Dipilih ulir metris kasar diameter inti  $d_1 = 4,917 \text{ mm} > 3,72 \text{ mm}$  dari tabel 3.9. di atas.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

$$\text{diameter luar} \quad d = 6 \text{ mm}$$

$$\text{diameter inti} \quad d_1 = 4,917 \text{ mm}$$

$$\text{jarak bagi} \quad p = 1 \text{ mm}$$

Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_a = (0,5 - 0,75) \cdot \sigma_a \rightarrow \text{diambil } 0,5$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA  
maka :

$$\tau_a = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ kg/mm}^2$$

dengan tekanan permukaan yang diizinkan  $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$

Diameter luar ulir dalam  $D = 6 \text{ mm}$

Diameter efektif ulir dalam  $D_2 = 5,350 \text{ mm}$

Tinggi kaitan gigi dalam  $H_1 = 0,541 \text{ mm}$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot q_a}$$

$$z \geq \frac{65,244}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$

$$z \geq 2,39 \rightarrow 3$$

Tinggi mur

$$H = z \cdot p$$

$$H = 3 \cdot 1 = 3 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur

$$z' = \frac{H}{p}$$

$$z' = \frac{3}{1} = 3$$

Tegangan geser akar ulir baut

$$\tau_b = \frac{W_d}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$

$$\tau_b = \frac{65,244}{3,14 \cdot 4,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 1,68 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

$$\tau_n = \frac{W_d}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$



$$\tau_n = \frac{65,244}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,54 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir baut ( $\tau_b$ ) dan tegangan geser akar ulir mur ( $\tau_n$ ) lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ), maka baut dan mur yang direncanakan aman terhadap tegangan geser.

Bahan baut dan mur baja liat dengan kadar karbon 0,22 %.

Diameter nominal ulir : Baut = M 6, Mur = M 6, tinggi mur = 3 mm.

#### BAB IV RANGKUMAN

Dan dari hasil perhitungan rancangan Roda gigi untuk TOYOTA RUSH diperoleh data sebagai berikut :

<b>Daya (N)</b>	=	<b>104 Ps</b>
<b>Putaran (n)</b>	=	<b>6000 Rpm</b>
<b>1. Perhitungan Poros</b>		
<b>Momen Torsi ( T )</b>	=	<b>11512 kg.mm</b>
<b>Bahan Poros</b>	=	<b>S35C</b>
<b>Diameter Poros</b>	=	<b>30 mm</b>
<b>2. Perhitungan Spline Dan Naaf</b>		
<b>Bahan spline dan naaf</b>	=	<b>S35C</b>
<b>Lebar spline ( b )</b>	=	<b>6 mm</b>
<b>Jumlah spline dan naaf ( i )</b>	=	<b>8</b>
<b>Diameter luar spline ( d<sub>2</sub> )</b>	=	<b>38 mm</b>
<b>Jari - jari spline dan naaf ( r<sub>m</sub> )</b>	=	<b>17 mm</b>
<b>Jari - jari spline dan naaf ( r<sub>a</sub> )</b>	=	<b>4 mm</b>

Diameter kaki ( $d_{fl}$ )	=	183 mm
Beban permukaan diizinkan ( $F'_H$ )	=	6,62 kg/mm
<b>Roda Gigi 5</b>		
Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi ( $z_1$ )	=	37
Diameter lingkaran jarak bagi ( $d_{o1}$ )	=	222 mm
Diameter kepala ( $d_{k1}$ )	=	234 mm
Diameter kaki ( $d_{fl}$ )	=	207 mm
Beban permukaan diizinkan ( $F'_H$ )	=	6,23 kg/mm
<b>Roda Gigi mundur (reverse)</b>		
Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi ( $z_1$ )	=	16
Diameter lingkaran jarak bagi ( $d_{o1}$ )	=	96 mm
Diameter kepala ( $d_{k1}$ )	=	108 mm
Diameter kaki ( $d_{fl}$ )	=	81 mm
Beban permukaan diizinkan ( $F'_H$ )	=	5,75 kg/mm
<b>4. Perhitungan Bantalan</b>		
Diameter bantalan ( $D$ )	=	55 mm
Lebar bantalan ( $B$ )	=	13 mm
Beban ekuivalen dinamis bantalan ( $P$ )	=	54,37 kg
Umur nominal bantalan ( $L_h$ )	=	18797,688 jam
<b>5. Perhitungan Baut dan Mur</b>		
Diameter luar ( $D$ )	=	6 mm
Diameter efektif ( $D_2$ )	=	5,350 mm
Diameter dalam ( $D_1$ )	=	4,917 mm
Diameter inti ( $d_1$ )	=	4,917 mm
Jarak bagi ( $p$ )	=	1 mm
Tinggi kaitan ( $H_1$ )	=	0,541 mm
Tinggi mur ( $H$ )	=	3 mm

## DAFTAR PUSTAKA

1. Ir. Jack Stolk dan Ir. C. Kros, 1993, Elemen Mesin ( Elemen Kostruksi Bangunan Mesin ), PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.
2. Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
3. Niemann, H. Winter. 1992; Elemen Mesin Jilid 2. erlangga, Jakarta.