

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN**

**RODA GIGI TOYOTA RUSH**

**DENGAN SPESIFIKASI**

**DAYA (N) : 104 PS**

**PUTARAN (n) : 6000 rpm**



20 (B+)

**Disusun Oleh:**

**SIHOL ALBERT SIHALOHO**

**178130114**

**TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**2017**

**LEMBAR PENGESAHAN**  
**TUGAS RANCANGAN**  
**PERENCANAAN RODA GIGI MOBIL TOYOTA RUSH**  
**DENGAN MENGGUNAKAN TRANSMISI MANUAL**



Disusun Oleh;

NAMA : Sihol Albert Sihaloho

NIM : 178130114

Disetujui Oleh;

Ketua Jurusan

  
(Zulfikar, ST, MT)

Dosen Pembimbing

  
(Bobby Unifoh ST, MT)

Kordinator Tugas Rancangan

  
(Ir.H.Amru Siregar,MT)

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**  
**FAKULTAS TEKNIK MESIN**  
**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

TUGAS RANCANGAN : II (DUA)  
NO : .../MT/2020/  
Nama : Sihol Albert Sihaloho  
NIM : 1781301104  
Spesifikasi Tugas : Perencanaan Roda Gigi Mobil Toyota Rush  
Dengan Menggunakan Transmisi Manual  
Dengan spesifikasi : Daya (N) ; 104 Ps  
Putaran (n) ; 6000 Rpm  
Rancangan Meliputi : 1. Hitung dan Pilih Komponen-Komponen Utama  
2. Gambar Penampang Spesifikasi Kopling  
Diberikan Tanggal :  
Diterima Tanggal :

Medan, Februari 2020

Disetujui Oleh;

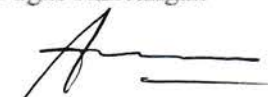
Ketua Program Studi

  
(Zulfikar ST, MT)

Dosen Pembimbing

  
(Bobby Umroh ST, MT)

Kordinator Tugas Rancangan

  
(Ir.H.Amru Siregar, 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 Roda Gigi. 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 104 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 Bobby Umroh ST, MT yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan menuntun penulis untuk menyelesaikan tugas rancang ini. Akhir kata penulis mengucapkan terima kasih.

Medan, Februari 2020

Penulis



**SIHOL ALBERT SIHALOHO**

**NIM: 178130114**

**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	2
1.3 Batasan Masalah	2
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Klasifikasi Roda Gigi	3
2.2 Nama-nama Bagian Roda Gigi dan Ukurannya	6
2.3 Perbandingan Putaran dan Perbandingan Roda Gigi	8
2.4 Mekanisme Kerja	8
2.5 Beban Permukaan dan Tegangan Lentur pada Roda Gigi	13
2.6 Gambar Assembling	14
<b>BAB 3 PERANCANGAN POROS</b>	

3.1 Penentuan Daya Perencanaan	17
3.2 Analisa Beban	18
3.3 Pemilihan Beban Poros	19
3.4 Pemilihan Bahan	20
3.5 Perencanaan Diameter Poros	21
3.6 Pemeriksaan Kekuatan Poros	23

#### **BAB 4 PERANCANGAN RODA GIGI**

4.1 Pemilihan Roda Gigi	25
4.2 Perancangan Ukuran Roda Gigi Input	25
4.3 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada Kecepatan 1	32
4.4 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada kecepatan 2	34
4.5 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada kecepatan 3	36
4.6 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada kecepatan 4	38
4.7 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada kecepatan 5	39
4.8 Perancangan Ukuran Roda Gigi pada kecepatan mundur	41

#### **BAB 5 PERANCANGAN SPLINE DAN NAAF**

5.1 Perancangan Spline	44
5.2 Perancangan Naaf	50

#### **BAB 6 PERANCANGAN BANTALAN**

6.1 Perancangan Bantalan pada Poros Output	54
--	----

6.2 Pegas Bantalan pada Poros Perantara	59
---	----

**BAB 7 PERANCANGAN BALANCING**

7.1 Roda Gigi Penggerak	63
7.2 Roda Gigi Kecepatan 1	67
7.3 Roda Gigi Kecepatan 2	69
7.4 Roda Gigi Kecepatan 3	71
7.5 Roda Gigi Kecepatan 4	73
7.6 Roda Gigi Kecepatan 5	76
7.7 Roda Gigi Kecepatan Mundur	78

<b>BAB 8 KESIMPULAN</b>	83
-------------------------	----

<b>LAMPIRAN 1</b>	86
-------------------	----

<b>LAMPIRAN 2</b>	88
-------------------	----

**DAFTAR PUSTAKA**

## BAB 1

### PENDAHULUAN

#### 1.1. LATAR BELAKANG

Setiap mesin dirancang dan dibuat untuk memberikan fungsi – fungsi tertentu tertentu yang dapat meringankan pekerjaan manusia. Untuk dapat memberikan fungsi tersebut, sebuah mesin memerlukan kerjasama dari berbagai komponen yang bekerja menurut suatu mekanisme. Sebagai penggerak dari mekanisme tersebut dapat digunakan tenaga hewan atau manusia secara langsung jika mesinnya sederhana, tetapi karena berbagai alasan, sebagian besar mesin menggunakan motor penggerak (engine) yang bisa berupa motor bakar maupun motor listrik. Motor – motor tersebut pada umumnya memberikan daya dalam bentuk putaran pada sebuah poros, yang disebut poros penggerak, yang selanjutnya akan diteruskan ke seluruh komponen dalam mekanisme. Sebagai penyambung antara poros penggerak dan poros yang digerakkan maka digunakan kopling dalam operasinya.

Salah satu sistem transmisi adalah roda gigi, yang secara umum digunakan untuk memindahkan atau meneruskan daya dan putaran poros. Dengan adanya roda gigi dapat dinaikkan atau diturunkan jumlah putaran poros pada poros keluaran dengan jalan mengatur rasio roda gigi.

Di luar cara transmisi di atas, ada pula cara lain untuk meneruskan daya, yaitu dengan sabuk atau rantai. Namun demikian, transmisi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi di samping cara yang lain, karena memerlukan ketelitian yang lebih besar dalam pembuatan, pemasangan maupun pemeliharaannya. Pemakaian roda gigi sebagai alat transmisi telah menduduki tempat terpenting di segala bidang selama 200 tahun terakhir ini. Penggunaannya



dimulai dari alat pengukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai roda gigi reduksi pada turbin besar yang berdaya hingga puluhan megawatt.

## 1.2. TUJUAN

Adapun Tujuan tugas rancangan roda gigi ini adalah:

1. Agar mahasiswa memahami hal-hal utama yang harus diperhatikan terutama prinsip kerja dan merancang bagian-bagian dari sistem transmisi roda gigi (gear box).
2. Agar mahasiswa memahami berbagai hubungan karakteristik bahan dan sifat yang dibutuhkan untuk digunakan dalam merancang suatu sistem transmisi roda gigi (gear box).

## 1.3. BATASAN MASALAH

Dalam tugas rancangan roda gigi ini dibatasi pada perencanaan sistem roda gigi (gear box) untuk kendaraan roda empat jenis Toyota Rush dengan ketentuan sebagai berikut:

Daya             $N = 104 \text{ PS}$

Putaran         $n = 6000 \text{ rpm}$

Perancangan meliputi perhitungan komponen – komponen utama sistem roda gigi menentukan dan memilih bahan yang sesuai disertai dengan gambar kerja dan detail.

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

Jika dari dua buah roda berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya salah satu diputar maka yang lain akan ikut berputar pula. Alat yang menggunakan cara kerja semacam ini untuk mentransmisikan daya disebut roda gesek. Cara ini cukup baik untuk meneruskan daya kecil dengan putaran yang tidak perlu tepat.

Guna mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat tidak dapat dilakukan dengan roda gesek. Untuk ini, kedua roda tersebut harus dibuat bergerigi pada kelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi – gigi kedua roda yang saling berkait. Roda bergigi semacam ini, yang dapat berbentuk silinder atau kerucut disebut dengan roda gigi.

Seperti yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya pemakaian roda gigi sebagai alat transmisi telah menduduki tempat terpenting di segala bidang selama 200 tahun terakhir ini. Penggunaannya dimulai dari alat pengukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai roda gigi reduksi pada turbin besar yang berdaya hingga puluhan megawatt. Dalam bab ini, akan dibahas lebih dahulu penggolongan roda gigi kemudian akan diuraikan nama setiap bagian roda gigi, cara menyatakan ukuran roda gigi dan peristilahannya, untuk roda gigi lurus yang merupakan roda gigi paling dasar di antara yang lainnya.

#### KLASIFIKASI RODA GIGI

Roda gigi diklasifikasikan seperti dalam table 2.1. menurut letak poros, arah putaran, dan bentuk jalur gigi. Roda – roda gigi yang terpenting yang disebutkan dalam table 2.1. diperlihatkan pada gambar 2.1.

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana giginya berjajar pada dua bidang silinder (bidang jarak bagi); kedua bidang silinder tersebut

bersinggungan dan yang satu menggelinding pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar. Roda gigi lurus (a) merupakan roda gigi paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros.

Roda gigi miring (b) mempunyai jalur gigi yang membentuk ulir pada silinder jarak bagi. Pada roda gigi miring ini, jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar daripada roda gigi lurus, sehingga perpindahan momen atau putaran melalui gigi – gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus. Sifat ini sangat baik untuk mentransmisikan putaran tinggi dan beban besar. Namun roda gigi miring memerlukan bantalan aksial dan kotak roda gigi yang lebih kokoh, karena jalur gigi yang berbentuk ulir tersebut memerlukan gaya reaksi yang sejajar dengan poros. Dalam hal roda gigi miring ganda (c) gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur berbentuk v tersebut, akan saling meniadakan. Dengan roda gigi ini, perbandingan reduksi, kecepatan keliling dan daya yang diteruskan dapat diperbesar, tetapi pembuatannya sukar. Roda gigi dalam (d) dipakai jika diinginkan alat transmisi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar, karena pinion terletak di dalam roda gigi. Batang gigi (e) merupakan dasar profil pahat pembuat gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinion digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus dan juga sebaliknya.

Tabel 2.1. Klasifikasi Roda Gigi

Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus (a)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi miring (b)	
	Roda gigi miring ganda (c)	
	Roda gigi luar	Arah putaran berlawanan
	Roda gigi dalam dan pinyon (d)	Arah putaran sama

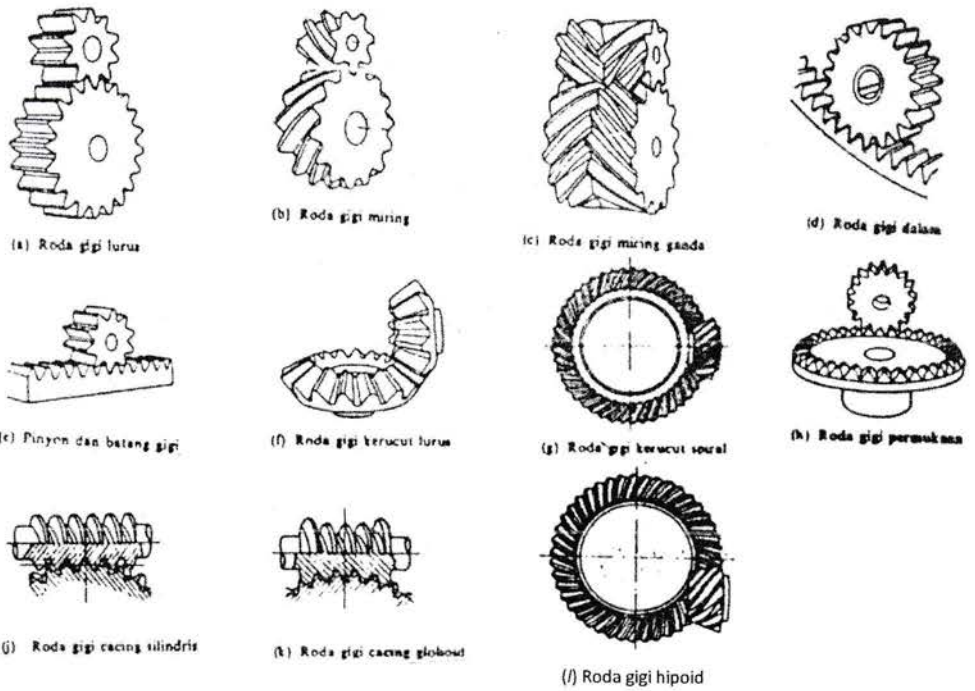
Perancangan Roda gigi

	Batang gigi dan pinyon (e)	Gerakan lurus dan berputar
Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus (f)	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
	Roda gigi kerucut spiral (g)	
	Roda gigi kerucut ZEROL	
	Roda gigi kerucut miring	
	Roda gigi kerucut miring ganda	
	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan (h)	(Roda gigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa)
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang	Kontak titik
	Batang gigi miring silang	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 Pemilihan dan Perancangan Elemen Mesin, Sularso & Kiyokatsu Suga, Hal. 212

Pada roda gigi kerucut, bidang jarak bagi merupakan bidang kerucut yang puncaknya terletak di titik potong sumbu poros. Roda gigi kerucut lurus (f) dengan gigi lurus, adalah yang paling mudah dibuat dan paling sering dipakai. Tetapi roda gigi ini sangat berisik karena perbandingan kontak yang kecil. juga konstruksinya tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung poros – porosnya. Roda gigi kerucut spiral (g), karena mempunyai perbandingan kontak yang lebih besar, dapat meneruskan putaran tinggi dan beban besar. Sudut poros kedua roda gigi kerucut ini biasanya dibuat  $90^\circ$ .

Dalam golongan roda gigi dengan poros bersilang, terdapat roda gigi miring silang, roda gigi cacing (j dan k), roda gigi hipoid (l) dan lain – lain. Roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi besar. Roda gigi macam (j) mempunyai cacing berbentuk silinder dan lebih umum dipakai. Tetapi untuk beban besar, cacing globoid atau cacing selubung ganda (k) dengan perbandingan kontak yang lebih besar dapat digunakan roda gigi hipoid adalah seperti yang dipakai pada roda gigi diferensial mobil. Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya bersilang, dan pemindahan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding.

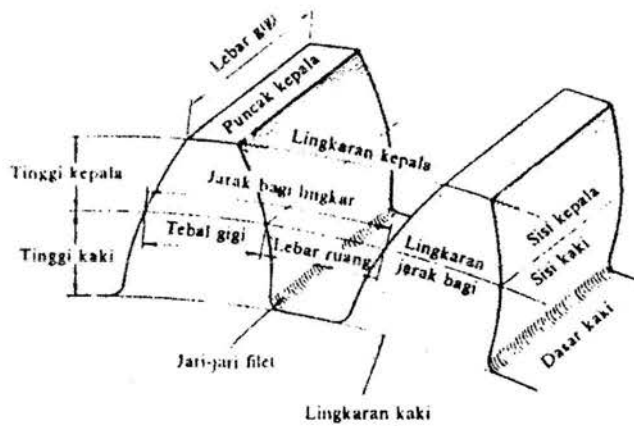


Gambar 2.1. Macam – macam roda gigi\

Roda gigi yang tidak disebutkan sebelumnya, semuanya mempunyai perbandingan kecepatan sudut tetap antara kedua poros. Tetapi di samping itu terdapat pula roda gigi yang perbandingan kecepatan sudutnya dapat bervariasi, seperti misalnya roda gigi eksentris, roda gigi bukan lingkaran, roda gigi lonjong seperti pada meteran air, dan sebagainya. ada juga roda gigi dengan putaran yang terputus – putus dan roda gigi Geneva yang dipakai misalnya untuk menggerakkan film pada proyektor bioskop.

## 2.2. NAMA-NAMA BAGIAN RODA GIGI DAN UKURANNYA

Adapun nama – nama bagian utama roda gigi diberikan dalam gambar 2.2.



Gambar 2.2. Nama – nama bagian roda gigi

Keterangan gambar di atas sebagai berikut:

1. Diameter jarak bagi ( $d$  dalam mm) adalah lingkaran khayal yang menggelinding tanpa slip.
2. Ukuran gigi dinyatakan dengan jarak bagi lingkar ( $t$  dalam mm) yaitu jarak bagi antara profil dua gigi yang berdekatan. Jika jumlah roda gigi adalah  $z$  maka:

$$t = \frac{\pi d}{z}$$

[Lit. 7 hal.

214]

Modul merupakan hasil bagi diameter dengan jumlah gigi:

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

[Lit. 7 hal.

214]

Maka hubungan modul dan jarak bagi lingkar adalah:

$$t = \pi m \quad [\text{Lit. 7 hal. 214}]$$

3. Jarak bagi diametral adalah jumlah gigi per inchi diameter jarak bagi lingkaran.

$$DP = \frac{z}{d \text{ (dalam inchi)}} \quad [\text{Lit. 7 hal. 215}]$$

sehingga hubungan modul dan DP adalah:

$$m = \frac{25,4}{DP} \quad [\text{Lit. 7 hal. 215}]$$

4. Pada roda gigi luar, bagian gigi di luar lingkaran jarak bagi disebut kepala dan tingginya disebut tinggi kepala atau addendum yang biasanya sama dengan modul dalam mm atau  $1/DP$  dalam inchi.

$$h_{\text{kepala}} = m \quad [\text{mm}]$$
$$h_{\text{kepala}} = \frac{1}{DP} \quad [\text{mm}] \quad [\text{Lit. 7 hal. 215}]$$

5. Bagian gigi di sebelah dalam lingkaran jarak bagi disebut kaki dan tingginya disebut tinggi kaki atau dedendum yang besarnya:

$$h_{\text{kaki}} = m + C_k \quad [\text{mm}]$$
$$h_{\text{kepala}} = \frac{1}{DP} + C_k \quad [\text{mm}] \quad [\text{Lit. 7 hal. 215}]$$

6.  $C_k$  adalah kelonggaran puncak yaitu celah antara lingkaran kepala dan lingkaran kaki dari gigi pasangannya



7. Pada lingkaran diameter jarak bagi terdapat tebal gigi dan celahnya yaitu setengah jarak bagi lingkaran.

$$b = \frac{t}{2} = \frac{\pi m}{2} \quad [\text{mm}]$$
$$= \frac{\pi}{2 DP} \quad [\text{inchi}]$$

[Lit. 7 hal.

215]

8. Titik potong antara profil gigi dengan lingkaran jarak bagi disebut titik jarak bagi. Sudut yang dibentuk garis normal pada kurva bentuk profil pada jarak bagi dengan garis singgung lingkaran jarak bagi (juga pada titik jarak bagi) disebut sudut tekanan. Roda gigi yang mempunyai sudut tekanan yang sama besar serta proporsinya seperti diuraikan di atas disebut roda gigi standar. Roda gigi ini dapat saling bekerja sama tanpa dipengaruhi oleh jumlah giginya. Sehingga dapat pula disebut roda gigi yang dapat dipertukarkan.

### 2.3 PERBANDINGAN PUTARAN DAN PERBANDINGAN RODA GIGI

Jika perputaran roda gigi yang berpasangan dinyatakan dengan  $n_1$  (rpm) pada poros penggerak dan  $n_2$  (rpm) pada poros yang digerakkan, diameter jarak bagi  $d_1$  dan  $d_2$  dalam mm dan jumlah gigi  $z_1$  dan  $z_2$ , maka perbandingan putaran adalah :

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m z_1}{m z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$

[Lit. 7 hal.

216]

Dimana  $i$  adalah perbandingan jumlah gigi pada roda gigi 2 (digerakkan) terhadap roda gigi 1 (penggerak / pinyon).

Pada roda gigi lurus standar  $i = 4 \div 5$  atau hingga 7 jika dengan perubahan kepala. Pada roda gigi miring dan miring ganda dapat mencapai 10. Roda gigi dipakai untuk reduksi jika  $u < 1$  atau  $i > 1$  dan juga menaikkan putaran jika  $u > 1$  atau  $i < 1$ .

Jarak sumbu poros  $a$  (mm) dan diameter lingkaran jarak bagi  $d_1$  dan  $d_2$  dalam mm dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

$$d_1 = \frac{2a}{1+i}$$

$$d_2 = \frac{2ai}{1+i}$$

[Lit. 7 hal.

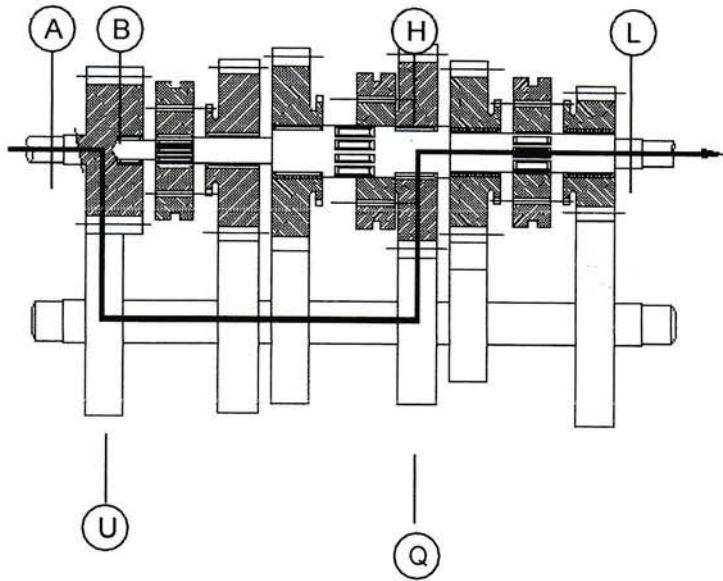
216]

## 2.4 MEKANISME KERJA

Mekanisme kerja yang digunakan pada transmisi roda gigi adalah putaran dan daya dari poros input ditransmisikan melalui roda gigi perantara yang diteruskan ke poros output. Putaran ( $n$ ) dari poros input (A) ditransmisikan melalui roda gigi (B) yang berhubungan tetap dengan roda gigi (U) yang terletak pada poros perantara / counter (V). Pada poros counter terpasang roda gigi (U,S,R,Q,P,N). Dengan demikian variasi putaran dapat diatur dengan tuas persenelling secara manual. Roda gigi ini akan digunakan untuk transmisi daya dan putaran yang mempunyai 5 speed dengan 1 speed mundur (reverse).

### 2.4.1. SPEED 1

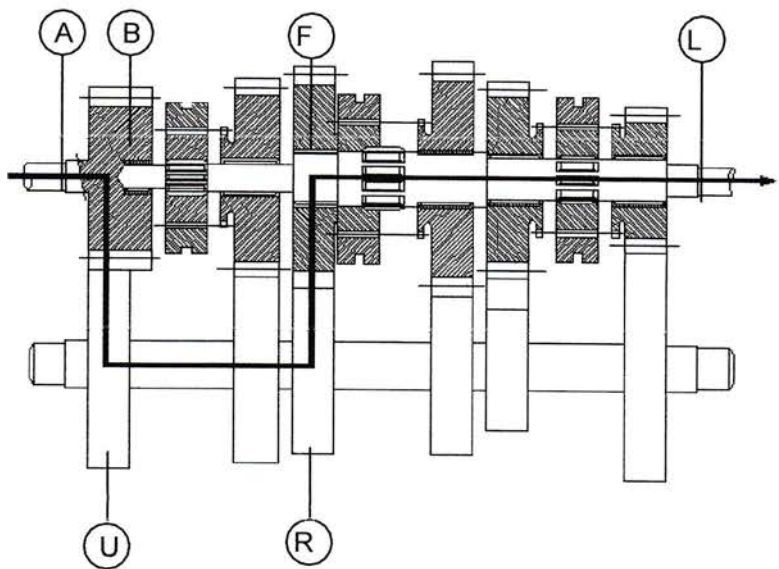
Tuas digerakkan ke depan (melalui synchronizer) sehingga putaran dari roda gigi input yang melalui poros input diteruskan melalui roda gigi (B) ke poros sampai ke roda gigi (H) yang berhubungan dengan roda gigi (Q). Kemudian putaran diteruskan sampai ke poros output. Proses transmisi : A-B-U-H-Q-L, seperti terlihat pada Gambar 2.3 berikut ini:



Gambar 2.3. Susunan Roda Gigi Speed 1

**2.4.2. SPEED 2**

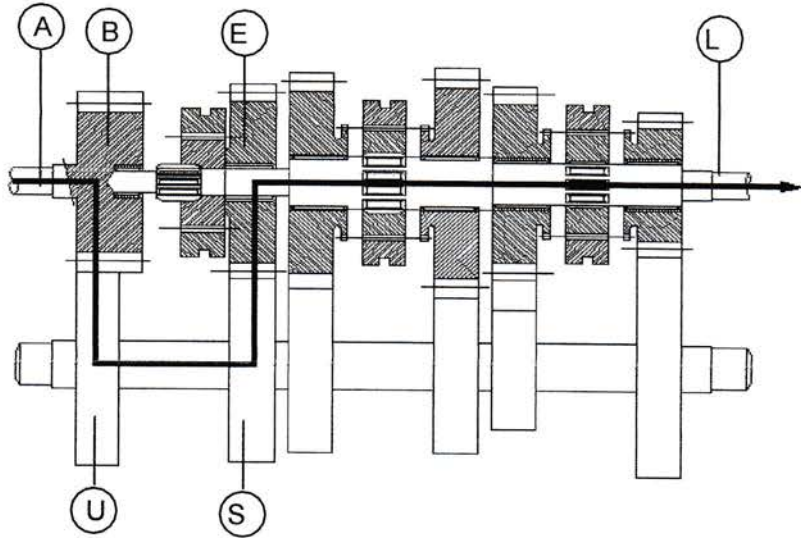
Tuas persenelling ditarik ke belakang, sehingga putaran melalui poros input diteruskan ke poros counter ke roda gigi (F) dan (R) dan diteruskan ke poros letakan, lalu ke poros output (L). Proses transmisi : A-B-U-F-R-L, seperti terlihat pada Gambar 2.4 berikut ini:



Gambar 2.4. Susunan Roda Gigi Speed 2

### 2.4.3. SPEED 3

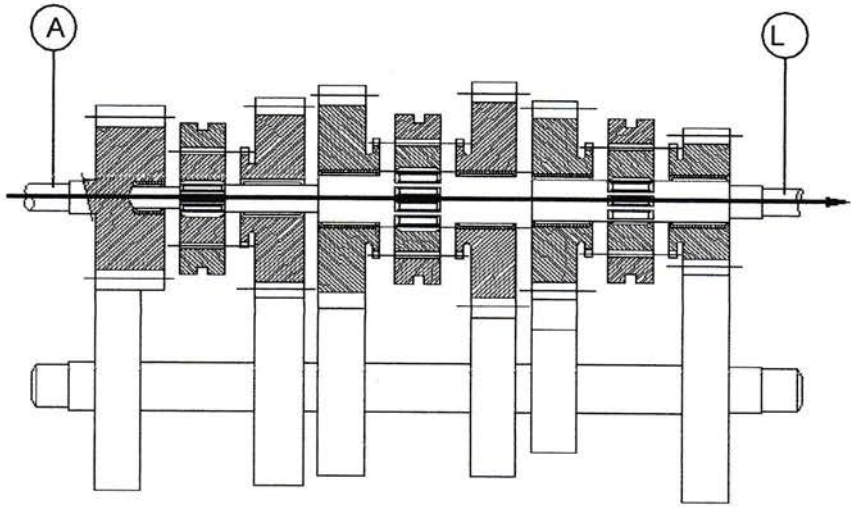
Dengan menggerakkan tuas ke depan sehingga batang pemindahan gigi akan menggerakkan synchronizer ke roda gigi (B) dan (U) sehingga putaran dari poros input melalui poros counter diteruskan ke roda gigi (E) melalui roda gigi (S) dan kemudian diteruskan ke poros output. Proses Transmisi : A-B-U-E-S-L, seperti Gambar 2.5:



Gambar 2.5. Susunan Roda Gigi Speed 3

### 2.4.4. SPEED 4

Tuas persenelling ditarik lagi ke belakang, maka synchronizer berhubungan langsung ke roda gigi input tanpa melalui poros counter. Kemudian putaran ini diteruskan sampai ke poros output. Proses transmisi : A-L, seperti terlihat pada Gambar 2.6 berikut ini:



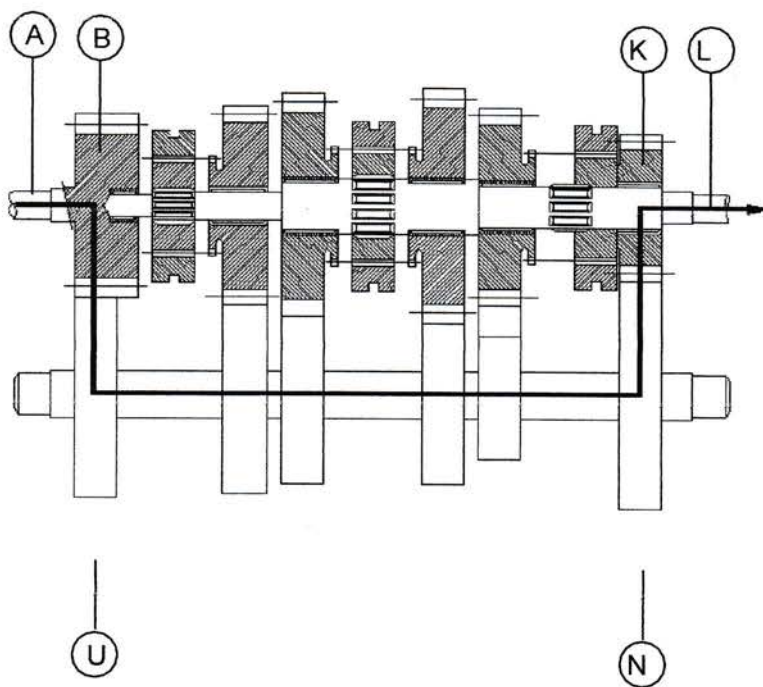
Gambar 2.6. Susunan Roda Gigi Speed 4

#### 2.4.5. SPEED 5

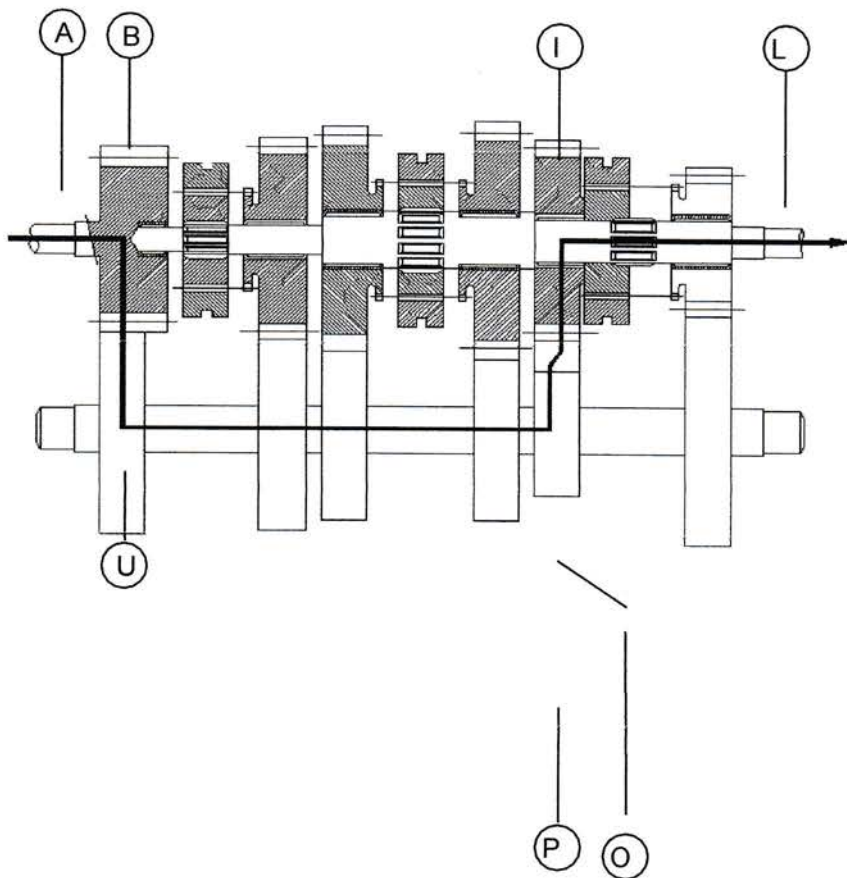
Roda gigi (B) dan (U) tetap berhubungan sehingga putaran input dapat diteruskan ke counter shaft (poros counter). Tuas persneling digerakkan ke depan sehingga roda gigi (K) berhubungan dengan roda gigi (N) lalu putaran diteruskan ke poros output. Proses Transmisi : A-B-U-K-N-L, seperti terlihat pada Gambar 2.7.

#### 2.4.6. SPEED MUNDUR (REVERSE)

Tuas persneling digerakkan ke belakang sehingga batang pemindah gigi mengerakkan synchronizer ke roda gigi (I). Putaran yang datang ke poros input diteruskan ke roda gigi (P) dan kemudian ke roda gigi (O) untuk merubah arah putaran pada roda gigi idler dan putaran diteruskan ke poros output. Proses Transmisi: A-B-U-P-O-I-L, seperti terlihat pada Gambar 2.8.



Gambar 2.7. Susunan Roda Gigi Speed 5



Gambar 2.8. Susunan Roda Gigi Speed Mundur

## 2.5 BEBAN PERMUKAAN DAN TEGANGAN LENTUR PADA RODA GIGI

Jika tekanan antara sesama permukaan gigi terlalu besar, gigi akan mengalami keausan atau menjadi bopeng dengan cepat. Selain itu, permukaan gigi juga akan mengalami kerusakan karena keletihan oleh beban berulang. Dengan demikian maka tekanan yang dikenakan pada permukaan gigi, atau kapasitas pembebanan permukaan harus dibatasi. Cara yang digunakan untuk membatasi yakni dengan menghitung beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar permukaan gigi ( $F_H'$ ) dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_H' = f_v k_H d_{01} \frac{2 z_2}{z_1 + z_2} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

244]

dimana:

$F_H'$  = beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar (kg/mm)

$f_v$  = faktor dinamis

$d_{01}$  = diameter jarak bagi roda gigi penggerak (mm)

$z_1, z_2$  = jumlah gigi roda gigi penggerak dan yang digerakkan

$k_H$  = faktor tegangan kontak, yang selengkapnya akan dapat dilihat pada Bab 4 di tabel 4.3.

Pada saat beroperasi, roda gigi akan mengalami tegangan lentur akibat gaya tangensial. Gigi merupakan bagian yang mengalami pembebanan paling

kritis sehingga pemeriksaan kekuatan didasarkan pada kekuatan gigi. Yaitu dengan membandingkan tegangan lentur yang terjadi tidak boleh melebihi tegangan lentur ijin bahan ( $\sigma_a$ ). Dimana tegangan lentur yang terjadi dirumuskan dengan persamaan :

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

239]

Dimana :

$\sigma_t$  = tegangan lentur yang terjadi ( $\text{kg/mm}^2$ )

$F_t$  = gaya tangensial pada roda gigi ( $\text{kg}$ ) =  $\frac{102 P_d}{V}$  [Lit. 7 hal.

238]

$P_d$  = daya perancangan ( $\text{kW}$ )

$V$  = kecepatan keliling ( $\text{m/s}$ )

$h$  = tinggi gigi ( $\text{mm}$ )

=  $2m + C_k$

$b$  = lebar sisi roda gigi ( $\text{mm}$ )

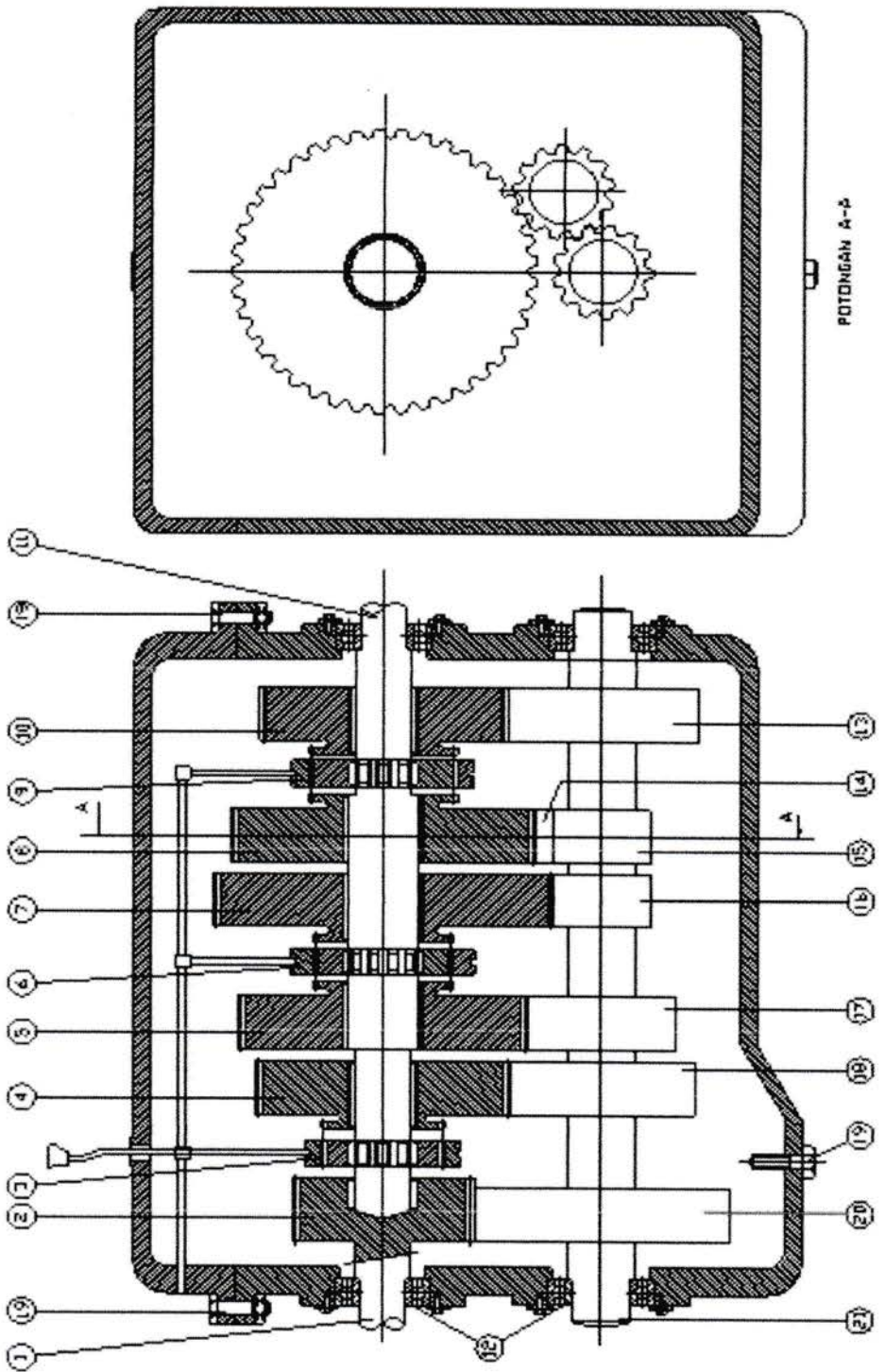
$t$  = tebal gigi =  $\frac{1}{2} \pi m$

$m$  = modul roda gigi.



## 2.6 GAMBAR ASSEMBLING

Roda gigi pada tugas rancang ini terdiri dari roda gigi yang terdapat pada poros utama yakni : roda gigi input (roda gigi kopling), roda gigi output 1, roda gigi output 2, roda gigi output 3, roda gigi output 5, dan roda gigi output mundur. Kemudian, ada roda gigi yang berada poros perantara yang terdiri dari roda gigi perantara input, roda gigi perantara 1, roda gigi perantara 2, roda gigi perantara 3, roda gigi perantara 5, dan roda gigi perantara mundur. Ditambah lagi sebuah roda gigi *idler* (pembalik). Dimana pada perancangan roda gigi ini ditetapkan jarak antara sumbu utama (poros utama dan poros perantara) sebesar  $a = 100 \text{ mm}$ , yang selengkapnya gambar assembling roda gigi untuk jenis kendaraan roda empat "Daihatsu Terios" ini digambarkan sebagai berikut :



**Keterangan Gambar :**

- A. Poros input
- B. Roda gigi input (Roda gigi kopling)
- C. Bantalan jarum
- D. Synchronizer 1
- E. Roda gigi kecepatan 3
- F. Roda gigi kecepatan 2
- G. Synchronizer 2
- H. Baut oli
- I. Roda gigi kecepatan 1
- J. Roda gigi mundur
- K. Synchronizer 3
- L. Roda gigi kecepatan 5
- M. Poros output
- N. Bantalan poros (Bantalan radial)
- O. Roda gigi penghubung 5
- P. Baut oli
- Q. Roda gigi idler (Pembalik)
- R. Roda gigi penghubung mundur
- S. Roda gigi penghubung 1
- T. Roda gigi penghubung 2
- U. Roda gigi penghubung 3
- V. Roda gigi penghubung input
- W. Bantalan radial
- X. Poros perantara

## BAB 3

### PERANCANGAN POROS

Poros (keseluruhannya berputar) adalah untuk mendukung suatu momen putar dan mendapat tegangan puntir atau tegangan puntir dan lentur.

Menurut arah memanjangnya (*longitudinal*) maka dibedakan poros yang bengkok (poros engkol) terhadap poros lurus biasa, sebagai poros pejal atau poros berlubang, keseluruhannya rata atau dibuat mengecil. Menurut penampang melintangnya disebutkan sebagai poros bulat dan poros profil (contohnya dengan profil alur banyak dan profil K). di samping itu dikenal juga poros engsel, poros teleskop, poros lentur dan lain – lain.

Persyaratan khusus terhadap disain dan pembuatan adalah sambungan dari poros dan naaf dan dari poros dengan poros.

Pembuatan poros sebagai berikut. Sampai diameter 150 mm adalah dari baja bulat (St42, St50, St70 dan baja campuran) yang diputar, dikupas atau ditarik. Dari lebih tebal ditempa menjadi jauh lebih kecil. Poros beralur diakhiri dengan penggosokan, dan dalam hal dikehendaki bulatan yang tepat. Tempat bantalan dan peralihan menurut persyaratan diputar halus, digosok, dipoles, dicetak dan pada pengaretan tinggi kemudian dikeraskan.

#### 3.1. PENENTUAN DAYA PERANCANGAN

Poros yang akan dirancang adalah poros transmisi yang digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran sebesar:

$$\begin{aligned} N &= 104 PS \\ &= 104 \times 0,735 kW \\ &= 76,44 kW \end{aligned}$$

Penentuan daya rencana diperoleh dari rumus

$$P_d = f_c \cdot N \quad [\text{Lit. 7 hal. 7}]$$

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 akan ditransmisikan

Daya yang Akan Ditransmisikan	$f_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
<b>Daya maksimum yang diperlukan</b>	<b>0,8 - 1,2</b>
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber: Dasar Pemilihan dan Perancangan Elemen Mesin, Sularso & Kiyokatsu Suga, Hal. 7

Untuk merancang poros, daya yang ditransmisikan sesuai dengan brosur kendaraan merupakan daya maksimum mesin, dari harga  $f_c$  pada tabel 3.1. diperoleh faktor koreksi 0,8 – 1,2. Disini dipilih faktor koreksi sebesar **1,2** yang merupakan harga terbesar sehingga daya rencana yang dipakai pada perancangan lebih besar sehingga rancangan akan memiliki dimensi yang lebih besar dan akan benar – benar aman. Selain itu juga dapat mengimbangi kerugian – kerugian yang terjadi akibat gesekan. Maka:

$$\begin{aligned} P_d &= 1,2 \times 76,44 \text{ kW} \\ &= 91,728 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 3.2. ANALISA BEBAN

Dengan adanya daya dan putaran, maka poros akan mendapat beban berupa momen puntir dan momen lentur. Oleh sebab itu dalam penentuan ukuran-ukuran utama dari 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 dari

$$T = \frac{P_d}{\omega} = \frac{60 P_d}{2 \pi n} \quad [\text{Lit. 7 hal. 7}]$$

$$T = \frac{30 P_d}{\pi n}$$

dimana:

T = momen puntir (kg·mm)

P<sub>d</sub> = daya rencana (W)

n = putaran (rpm).

Untuk daya rencana P<sub>d</sub> = 91,728 kW dan putaran n = 6000 rpm momen puntirnya adalah:

$$\begin{aligned} T &= \frac{30 \times 91,728 \times 10^3}{\pi \times 6000} \\ &= 145.932 \text{ N} \cdot \text{m} \\ &= 14504,97 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

### 3.3. PEMILIHAN BAHAN POROS

#### 3.3.1. PEMILIHAN BAHAN POROS OUTPUT

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja karbon yang difinis dingin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di-kill (baja yang dideoksidasikan dengan *ferrosilikon* dan dicor, kadar karbon terjamin). Jenis-jenis baja S-C beserta sifat-sifatnya dapat dilihat pada Tabel 3-2.

Tabel 3-2 Batang baja karbon yang difinis dingin (Standar JIS)

Lambang	Perlakuan Panas	Diameter (mm)	Kekuatan Tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan	
				H <sub>RC</sub> (H <sub>RB</sub> )	H <sub>B</sub>
S35C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	58 – 79	(84) – 23	-
		21 – 80	53 – 69	(73) - 17	144 - 216
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang	63 – 82	(87) - 25	-
		21 – 80	58 – 72	(84) - 19	160 - 225
S45C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	65 – 86	(89) - 27	-
		21 – 80	60 – 76	(85) - 22	166 - 238
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang	71 – 91	12 - 30	-
		21 – 80	66 – 81	(90) - 24	183 - 253
S55C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	72 – 93	14 - 31	-
		21 – 80	67 – 83	10 - 26	188 - 260

	<b>Tanpa dilunakkan</b>	20 atau kurang <b>21 – 80</b>	80 – 101 <b>75 – 91</b>	19 - 34 <b>16 - 30</b>	- <b>213 - 285</b>
--	-------------------------	----------------------------------	----------------------------	---------------------------	-----------------------

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga, halaman 330

Dalam perancangan poros output ini dipilih bahan S 55 C-D tanpa dilunakkan dan diperkirakan diameternya 21÷80 mm maka kekuatan tariknya diambil 83 kg/mm<sup>2</sup>. tegangan geser ijin untuk bahan ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\bar{\tau}_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 Sf_2} \quad [\text{Lit. 7 hal. 8}]$$

dimana:

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

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

$Sf_1$  = faktor keamanan untuk batas kelelahan puntir yang harganya 5,6 untuk bahan S-F dan 6,0 untuk bahan S-C

$Sf_2$  = faktor keamanan akibat pengaruh konsentrasi tegangan seperti adanya alur pasak pada poros, harganya 1,3÷3,0

Dari data di atas untuk bahan S-C dipilih harga  $Sf_1 = 6,0$  dan harga  $Sf_2 = 1,6$  karena terdapat alur spline pada poros. Maka diperoleh:

$$\bar{\tau}_a = \frac{83}{6,0 \times 1,6} = 8,646 \text{ kg/mm}^2$$



### 3.3.2. PEMILIHAN BAHAN POROS PERANTARA

Poros perantara dibuat bersatu dengan roda gigi perantara sehingga, dalam memilih bahan untuk poros ini kita ambil dari tabel bahan roda gigi sebagai berikut:

Tabel 3.3. Tegangan lentur diijinkan pada bahan roda gigi

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik $\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (Brinell) H <sub>B</sub>	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Besi cor	FC 15	15	140 ÷ 160	7
	FC 20	20	160 ÷ 180	9
	FC 25	25	180 ÷ 240	11
	FC 30	30	190 ÷ 240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123 ÷ 183	21
	S 35 C	52	149 ÷ 207	26
	S 45 C	58	167 ÷ 229	30
<i>Baja paduan dengan</i>	<i>S 15 CK</i>	<i>50</i>	<i>400 (dicelup dingin dalam</i>	<i>30</i>

<i>pengerasan kulit</i>			<i>minyak)</i>	
	SNC 21	80	600 (dicelup dingin dalam air)	35 ÷ 40
	SNC 22	100		40 ÷ 55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212 ÷ 255	35 ÷ 40
	SNC 2	85	248 ÷ 302	40 ÷ 60
	SNC 3	95	269 ÷ 321	40 ÷ 60
Perunggu		18	85	5
Logam delta		35 ÷ 60	-	10 ÷ 20
Perunggu fosfor (coran)		19 ÷ 30	80 ÷ 100	5 ÷ 7
Perunggu nikel (coran)		64 ÷ 90	180 ÷ 260	20 ÷ 30
Damar phenol, dll				3 ÷ 5

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga, halaman 241

Dari tabel 3.3. kita pilih bahan poros perantara dari baja paduan dengan pengerasan kulit jenis S 15 CK dengan kekuatan tarik  $50 \text{ kg/mm}^2$ . Dari data sebelumnya untuk bahan S-C dipilih faktor keamanan  $Sf_1 = 6,0$  dan  $Sf_2 = 1,6$  karena roda gigi perantara dibentuk pada poros perantara ini. Maka tegangan geser ijin bahan adalah:

$$\tau_a = \frac{50}{6,0 \times 1,6} = 5,208 \text{ kg/mm}^2$$

### 3.4. PERANCANGAN DIAMETER POROS

Pada perancangan roda gigi ini (dengan memperhatikan gambar assembly roda gigi) terdapat poros input, poros output dan poros perantara. Poros input merupakan poros yang berhubungan dengan kopling secara langsung. Sehingga poros input ini telah dirancang pada tugas rancang kopling. Pada tugas rancang ini akan dirancang poros output dan poros perantara saja.

#### 3.4.1. PERANCANGAN DIAMETER POROS OUTPUT

Pada poros ini terjadi tegangan geser dan diharapkan tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan. Dimana tegangan geser yang timbul adalah:

$$\tau_a = \frac{16 T}{\pi d_p^3} (K_t \cdot C_b) \quad [\text{Lit. 7 hal. 8}]$$

dimana:

$d_p$  = diameter poros (mm)

$K_t$  = faktor koreksi terhadap momen puntir yang besarnya:

1,0 jika beban dikenakan halus

1,0 – 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan

1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan

$C_b$  = faktor koreksi untuk kemungkinan terjadinya beban lentur  
harganya berkisar 1,2 – 2,3

$T$  = momen puntir yang ditransmisikan (kg-mm).

Dari data – data yang diperoleh di atas maka diambil harga faktor koreksi momen puntir  $K_t = 1,5$  karena poros akan mendapat kejutan atau tumbukan. Faktor koreksi terhadap beban lentur diambil  $C_b = 2,1$  karena pada poros output akan dipasang roda gigi output yang menyebabkan poros mengalami beban lentur. Sehingga diameter poros dapat dicari sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\tau_a &\leq \bar{\tau}_a \\ \frac{16 T}{\pi d_p^3} \cdot K_t \cdot C_b &\leq \bar{\tau}_a \\ d_p^3 &\geq \frac{16 T}{\pi \tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \\ d_p &\geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 15604,97 \times 1,5 \times 2,1}{\pi \cdot 8,646}} \\ d_p &\geq 30,7125 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka, dipilih diameter poros output 35 mm.

### 3.4.2. PERANCANGAN DIAMETER POROS PERANTARA

Ukuran poros perantara diperoleh dengan menggunakan persamaan yang sama dengan persamaan yang dipakai pada poros output. Hanya saja pada perancangan ini faktor keamanan yang diambil berbeda. Dari pemilihan bahan sebelumnya poros perantara ini dibuat dari bahan baja paduan dengan pengerasan kulit jenis S 15 CK dimana tegangan geser ijin  $5,208 \text{ kg/mm}^2$ . Faktor koreksi terhadap beban lentur  $C_b$  diambil 2,1 agar poros aman terhadap kemungkinan terjadinya beban lentur dari roda gigi perantara yang terdapat pada poros ini dan faktor keamanan  $K_t$  diambil 1,5 karena poros mungkin akan mendapat kejutan.

Maka dengan membandingkan tegangan geser ijin bahan dan tegangan geser yang timbul pada poros akan diperoleh:

$$\begin{aligned}\tau_a &\leq \bar{\tau}_a \\ \frac{16 T}{\pi d_p^3} \cdot K_t \cdot C_b &\leq \bar{\tau}_a \\ d_p^3 &\geq \frac{16 T}{\pi \tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \\ d_p &\geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 15604,97 \times 1,5 \times 2,1}{\pi \cdot 5,208}} \\ d_p &\geq 36,36 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka dipilih diameter poros perantara sebesar 40 mm.

### 3.5. PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS

Pemeriksaan kekuatan poros dilakukan dengan membandingkan tegangan geser yang timbul pada poros dan tegangan geser ijin dari bahan poros. Yaitu tegangan geser yang timbul tidak boleh melebihi tegangan geser ijin bahan agar poros aman saat dioperasikan.

#### 3.5.1. PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS OUTPUT

Diameter poros output yang dipilih adalah 35mm, dengan tegangan geser ijin bahan sebesar 8,646 kg/mm<sup>2</sup>. Torsi T = 15604,97 kg.mm, faktor keamanan Kt = 1,5 dan faktor koreksi beban lentur Cb = 2,1. Maka tegangan geser yang timbul adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_p^3} K_t \cdot C_b \\ &= \frac{16 \times 15604,97 \times 1,5 \times 2,1}{\pi \times 35^3} \\ &= 5,839 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tampak bahwa tegangan geser yang timbul lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan ( $\tau_a < \tau_{a \text{ ijin}}$ ) sehingga poros output aman dari tegangan yang terjadi.

### 3.5.2. PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS PERANTARA

Diameter poros perantara yang dipilih adalah 40 mm, dengan tegangan geser ijin bahan sebesar 5,208 kg/mm<sup>2</sup>. Torsi T = 156-4,97 kg.mm, faktor keamanan

Kt = 1,5 dan faktor koreksi beban lentur Cb = 2,1. Maka tegangan geser yang timbul adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_p^3} K_t \cdot C_b \\ &= \frac{16 \times 15604,97 \times 1,5 \times 2,1}{\pi \times 40^3} \\ &= 3,911 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tampak bahwa tegangan geser yang timbul lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan ( $\tau_a < \tau_{a \text{ ijin}}$ ) sehingga poros perantara aman dari tegangan yang terjadi.

## BAB 4

### PERANCANGAN RODA GIGI

Roda gigi pada tugas rancang ini terdiri dari roda gigi yang terdapat pada poros utama (dengan memperhatikan *assembly* roda gigi) roda gigi input (roda gigi kopling), roda gigi output 1, roda gigi output 2, roda gigi output 3, roda gigi output 5, dan roda gigi output mundur. Kemudian, ada roda gigi yang berada poros perantara yang terdiri dari roda gigi perantara input, roda gigi perantara 1, roda gigi perantara 2, roda gigi perantara 3, roda gigi perantara 5, dan roda gigi perantara mundur. Ditambah lagi sebuah roda gigi *idler* (pembalik).

Perancangan roda gigi ini akan meliputi perancangan ukuran – ukuran utama dari roda gigi input dan roda gigi perantara input, roda gigi output 1 dan roda gigi perantara 1, roda gigi output 2 dan roda gigi perantara 2, roda gigi output 3 dan roda gigi perantara 3, roda gigi output 5 dan roda gigi perantara 5, roda gigi output mundur – roda gigi perantara mundur dan roda gigi *idler* (pembalik).

#### 4.1. PEMILIHAN BAHAN RODA GIGI

Bahan roda gigi perantara dibuat sama dengan bahan poros perantara karena roda gigi ini bersatu dengan poros perantara, yaitu dari bahan baja paduan dengan pengerasan kulit jenis S 15 CK dengan kekuatan tarik 50 kg/mm<sup>2</sup>. Kekuatan lentur ijin sebesar  $\sigma = 30 \text{ kg/mm}^2$  dan kekerasan 400BHN (sesuai dengan tabel 3.3.). Sedangkan roda gigi pada poros utama terdiri dari bahan yang sama dengan bahan roda gigi perantara ini agar ketika bekerja dengan tegangan kerja terbagi merata pada kedua roda gigi yang melakukan kontak sehingga dapat dihindari terjadinya konsentrasi tegangan.

#### 4.2. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI INPUT

Pada perancangan roda gigi ini ditetapkan jarak antar sumbu utama (poros utama dan poros perantara) sebesar  $a = 100$  mm. Jarak ini akan dipakai pada perancangan roda gigi berikutnya. Selain itu juga ditetapkan reduksi putaran input ke roda gigi perantara input sebesar  $i = 1,5$ .

Dengan memperhatikan persamaan yang diperoleh pada bab II bagian 2.3., pada keadaan ini yang menjadi roda gigi yang digerakkan adalah roda gigi perantara input ( $D_2 = D_{pi}$ ) dan yang menjadi roda gigi penggerak adalah roda gigi input ( $D_1 = D_i$ ). Maka didapat hubungan:

$$\begin{aligned} D_1 = D_i &= \frac{2 a}{i + 1} \\ D_i &= \frac{2 \times 100}{1,5 + 1} \\ &= 80 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka diameter lingkaran jarak bagi roda gigi perantara input adalah:

$$\begin{aligned} D_{pi} &= D_i \times i \\ &= 1,5 \times 80 \\ &= 120 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari diagram pemilihan modul roda gigi [Lit. 7 hal. 245] untuk daya rencana 75,941 kW diperoleh modul yaitu  $m = 6$  mm maka diperoleh jumlah gigi masing – masing roda gigi sebagai berikut:

$$z_i = \frac{D_i}{m} = \frac{80}{6} = 13,333 \rightarrow \text{dipilih 14 buah}$$



$$z_{pi} = \frac{D_{pi}}{m} = \frac{120}{6} = 20 \text{ buah}$$

Selanjutnya akan dihitung kecepatan keliling dari roda gigi dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$V = \frac{\pi D_i n_i}{60000} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

238]

dimana :

$V$  = kecepatan keliling (m/s)

$D_i$  = diameter poros input (mm)

$n_i$  = putaran poros input (rpm)

Maka diperoleh kecepatan keliling sebagai berikut:

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times 80 \times 6000}{60000} \\ &= 25,12 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Besarnya gaya tangensial yang dialami roda gigi adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

238]

dimana:

$F_t$  = gaya tangensial roda gigi (kg)

$P_d$  = daya perancangan (kW)

$V$  = kecepatan keliling (m/s)

Sehingga diperoleh gaya tangensial sebagai berikut:

$$F_t = \frac{102 \times 80,115}{25,12} \\ = 325,307 \text{ kg}$$

Besarnya beban lentur per satuan lebar sisi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_b' = \sigma_a \times m \times Y \times f_v \quad [\text{Lit. 7 hal. 240}]$$

dimana:

$F_b'$  = beban lentur per satuan lebar sisi (kg/mm)

$\sigma_a$  = kekuatan lentur ijin bahan, dari tabel 3.3. sebesar  $30 \text{ kg/mm}^2$

$m$  = modul roda gigi (mm)

$Y$  = faktor bentuk gigi, yang dapat dilihat pada tabel 4.1.

$f_v$  = faktor dinamis, yang besarnya tergantung besar kecepatan, dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.1. Faktor bentuk gigi

Jumlah gigi $z$	$Y$	Jumlah gigi $Z$	$Y$
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358

13	0,261	34	0,371
<b>14</b>	<b>0,276</b>	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
<b>20</b>	<b>0,320</b>	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga. Halaman 240

Tabel 4.2. Faktor dinamis  $f_v$

<b>Kecepatan rendah</b>	$V = 0,5 \div 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + V}$
<b>Kecepatan sedang</b>	$V = 5 \div 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + V}$
<b>Kecepatan tinggi</b>	$V = 20 \div 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{V}}$

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga. Halaman 240

Dari tabel tampak bahwa faktor bentuk gigi untuk  $z_i = 14$  adalah sebesar  $Y = 0,276$  sedangkan untuk jumlah gigi  $z_{pi} = 20$ , faktor bentuk gigi adalah sebesar  $Y = 0,320$ .

Sedangkan faktor dinamis  $f_v$  dipilih untuk kecepatan  $V$  di antara 20÷50 m/s maka diperoleh:

$$\begin{aligned} f_v &= \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{V}} \\ &= \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{25,12}} \\ &= 0,52321 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh beban lentur per satuan lebar sisi untuk masing – masing roda gigi input dan roda gigi perantara input adalah sebagai berikut:

Untuk roda gigi input:

$$\begin{aligned} F'_{bi} &= 30 \times 6 \times 0,276 \times 0,52321 \\ &= 25,993 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi perantara input:

$$\begin{aligned} F'_{bpi} &= 30 \times 6 \times 0,320 \times 0,52321 \\ &= 30,137 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Jika tekanan antara sesama permukaan gigi terlalu besar, gigi akan mengalami keausan atau menjadi bopeng dengan cepat. Selain itu, permukaan gigi juga akan mengalami kerusakan karena keletihan oleh beban berulang. Dengan demikian maka tekanan yang dikenakan pada permukaan gigi, atau kapasitas pembebanan permukaan harus dibatasi. Cara yang digunakan untuk membatasi yakni dengan menghitung beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar permukaan gigi ( $F_H'$ ) dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:



Perancangan Roda gigi

	200		200			500		500		
	)		)			)		)		
	(		(			(		(		
Baja	250	Baja	200	0,069		Baja	600	Baja	600	0,469
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	300	Baja	200	0,086		Baja	150	Besi cor		0,039
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	250	Baja	250	0,086		Baja	200	Besi cor		0,079
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	300	Baja	250	0,107		Baja	250	Besi cor		0,130
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	350	Baja	250	0,130		Baja	300	Besi Cor		0,139
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	300	Baja	300	0,130		Baja	150	Perunggu fosfor		0,041
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	350	Baja	300	0,154		Baja	200	Perunggu fosfor		0,082
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	400	Baja	300	0,168		Baja	250	Perunggu fosfor		0,135
	)		)				)		)	
	(		(			(		(		
Baja	350	Baja	350	0,182		Besi cor		Besi cor		0,188

)	)							
(	(							
Baja 400	Baja 350	0,210	Besi nikel	cor	Besi nikel	cor	0,186	
)	)							
(	(							
Baja 500	Baja 350	0,226	Besi nikel	cor	Perunggu fosfor		0,155	
)	)							

Sumber: Dasar Pemilihan dan Perancangan Elemen Mesin, Sularso & Kiyokatsu Suga, Hal. 243

Dari tabel 4.3. di atas tampak bahwa untuk bahan roda gigi pinyon dan roda gigi besar dari baja dengan kekerasan 400 – 400 BHN masing – masing, sesuai dengan bahan roda gigi yang telah kita pilih pada bagian sebelumnya, maka diperoleh harga faktor tegangan kontak sebesar  $k_H = 0,311$ . Maka beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar diperoleh sebagai berikut:

$$F'_H = 0,52321 \times 0,311 \times 80 \times \frac{2 \times 20}{14 + 20}$$

$$= 15,315 \text{ kg/mm}$$

Untuk menghitung lebar sisi roda gigi, kita perhatikan dua macam perhitungan yang telah dilakukan yaitu perhitungan lenturan ( $F_{bi}'$  dan  $F_{bpi}'$ ) dan perhitungan tekanan permukaan ( $F_H'$ ). Lebar sisi yang diperlukan dihitung atas dasar per satuan lebar yang terkecil. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh  $F_{bpi}' > F_{bi}' > F_H'$ . Sehingga beban per satuan lebar yang dipakai adalah beban permukaan per satuan lebar sisi yang dinyatakan sebagai:

$$b = \frac{F_t}{F_H'} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

240]

maka diperoleh lebar sisi sementara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} b &= \frac{325,307}{15,315} \\ &= 21,134 \text{ mm} \\ b &\approx 22 \text{ mm} \end{aligned}$$

Roda gigi dengan sisi yang sangat lebar cenderung mengalami deformasi, khususnya jika bekerja sebagai pinyon, terutama jika ketelitiannya rendah dan mempunyai kesalahan dalam pemasangan, sehingga distribusi tekanannya pada sisi gigi tidak merata. Jika dari suatu perhitungan kekuatan ternyata diperlukan lebar sisi yang besarnya diluar daerah tersebut diatas, maka perlu dilakukan perhitungan kembali dengan mengambil bahan lain termasuk perlakuan panasnya atau merubah modul. Untuk ketelitian dan pemasangan yang baik, roda gigi dengan bantalan pada satu ujung poros dapat mempunyai lebar sisi  $b \leq 0,75d_{o1}$ , dan roda gigi dengan bantalan pada kedua ujung porosnya dapat mempunyai  $b \leq 1,2 d_{o1}$ . Maka dalam hal ini lebar roda gigi dengan bantalan pada kedua ujung porosnya :  $22 \text{ mm} \leq 1,2 \times 80 = 96 \text{ mm}$  sehingga lebar 22 mm dapat diterima.

Pada saat beroperasi, roda gigi akan mengalami tegangan lentur akibat gaya tangensial. Gigi merupakan bagian yang mengalami pembebanan paling kritis sehingga pemeriksaan kekuatan didasarkan pada kekuatan gigi. Yaitu dengan membandingkan tegangan lentur yang terjadi tidak boleh melebihi tegangan lentur ijin bahan. Tegangan lentur ijin bahan roda gigi baja paduan dengan pengerasan kulit jenis S 15 CK yaitu  $\sigma_a = 30 \text{ kg/mm}^2$ . Sedangkan tegangan lentur yang terjadi adalah :

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

239]

Dimana :



$\sigma_t$  = tegangan lentur yang terjadi ( $\text{kg/mm}^2$ )

$F_t$  = gaya tangensial pada roda gigi (kg)

$h$  = tinggi gigi (mm)

$$= 2m + C_k$$

$$= 2 \times 6 + 0,25 \times 4$$

$$= 13 \text{ mm}$$

$b$  = lebar sisi roda gigi (mm)

$t$  = tebal gigi

$$= \frac{1}{2} \pi m$$

$$= \frac{1}{2} \pi \times 6$$

$$= 9,42 \text{ mm}$$

Maka tegangan lentur yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{6 \times 308,359 \times 13}{22 \times (9,42)^2} \\ &= 12,9976 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Jadi tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi lebih kecil dari tegangan lentur ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga rancangan telah aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input sebagai berikut:

- Modul :  $m = 6$
- Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_i = 14$
- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{pi} = 20$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_i = 80 \text{ mm}$

### Perancangan Roda gigi

- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{pi} = 120 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Adendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $D_{oi} = D_i + 2h_k = 80 + 12 = 92 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $D_{opi} = D_{pi} + 2h_k = 120 + 12 = 144 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $D_{di} = D_i - 2h_f = 80 - 14 = 66 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $D_{dipi} = D_{pi} - 2h_f = 120 - 14 = 106 \text{ mm}$
- Tebal gigi :  $t = 9,42 \text{ mm}$
- Lebar sisi :  $b = 22 \text{ mm}$

#### 4.3. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 1

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 1 dan menggerakkan roda gigi output 1. Untuk melakukan perancangan roda gigi kita memerlukan data reduksi putaran roda gigi yang dapat diperoleh dari brosur kendaraan sebagai berikut:

Tabel 4.4. Perbandingan roda gigi (*gear ratio*) untuk kelima transmisi kecepatan, yang menunjukkan putaran poros output untuk setiap satu putaran poros input (*Toyota Vios.*)

<i>Gear</i>	<i>Gear ratio</i>
-------------	-------------------

<i>Position</i>	<i>Input Shaft</i>	<i>Output Shaft</i>
<i>First</i>	3,545	1,000
<i>Second</i>	1,904	1,000
<i>Third</i>	1,310	1,000
<i>Fourth</i>	0,969	1,000 ( <i>Direct drive</i> )
<i>Fifth</i>	0,815	1,000 ( <i>Overdrive</i> )
<i>Reverse</i>	3,250	1,000

Sesuai dengan tabel 4.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 1 adalah 3,166. Maka diperoleh:

- Putaran roda gigi output 1

$$n_1 = \frac{n_i}{3,166} = \frac{6000}{3,166} = 1895,135 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 1

$$n_{p1} = n_{pi} = \frac{6000}{1,5} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 1 adalah:

$$i = \frac{n_{p1}}{n_1} = \frac{4000}{1895,135} = 2,11$$

Sesuai dengan persamaan sebelumnya untuk mencari besar diameter jarak bagi roda gigi perantara 1, sebagai berikut:

$$D_{p1} = \frac{2a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+2,11} = 64,295 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p1} = \frac{D_{p1}}{m} = \frac{64,295}{6} = 10,7158 \rightarrow \text{dipilih 11 buah}$$

Diameter roda gigi output 1 adalah:

$$D_1 = D_{p1} \times i = 64,295 \times 2,11 = 135,66 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{135,66}{6} = 22,61 \rightarrow \text{dipilih 23 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p1} = m \times z_{p1} = 6 \times 11 = 66 \text{ mm}$$

$$D_1 = 2 \times a - D_{p1} = 2 \times 100 - 66 = 134 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p1} n_{p1}}{60000} = \frac{\pi \times 66 \times 4000}{60000} = 13,82 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{13,82} = 709,55 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 709,55 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 28,35 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan 1 yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan 1 adalah sebagai berikut:

- Modul :  $m = 6$
- Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_1 = 23$
- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{p1} = 11$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_1 = 134 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{p1} = 66 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Adendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $Do_1 = D_1 + 2h_k = 140 + 12 = 146 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $Do_{p2} = D_{p1} + 2h_k = 60 + 12 = 72 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $Di_1 = D_1 - 2h_f = 140 - 14 = 126 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $Di_{p1} = D_{p1} - 2h_f = 60 - 14 = 46 \text{ mm}$

#### 4.4. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 2

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 2 dan menggerakkan roda

gigi output 2. Sesuai dengan tabel 4.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 2 adalah 2,182. Maka:

- o Putaran roda gigi output 2

$$n_2 = \frac{n_i}{1,904} = \frac{6000}{1,904} = 3151,26 \text{ rpm}$$

- o Putaran roda gigi perantara 2

$$n_{p2} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 2 adalah:

$$i = \frac{n_{p2}}{n_2} = \frac{4000}{3151,26} = 1,269$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 2 dapat dicari sebagai berikut:

$$D_{p2} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+1,269} = 88,13 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p2} = \frac{D_{p2}}{m} = \frac{88,13}{6} = 14,688 \rightarrow \text{dipilih 15 buah}$$

Diameter roda gigi output 2 adalah:

$$D_2 = D_{p2} \times i = 88,13 \times 1,269 = 111,8369 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{111,8369}{6} = 18,64 \rightarrow \text{dipilih 19 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p2} = m \times z_{p2} = 6 \times 15 = 90 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2 \times a - D_{p2} = 2 \times 100 - 90 = 110 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p2} n_{p2}}{60000} = \frac{\pi \times 90 \times 4000}{60000} = 18,85 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{18,85} = 520,21 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 520,21 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 20,78 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan 2 yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan 2 adalah sebagai berikut:

- Modul :  $m = 6$
- Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_2 = 19$
- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{p2} = 15$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_2 = 110 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{p2} = 84 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Addendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$

- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7$   
mm
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13$   
mm
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1$  mm
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $D_{o2} = D_2 + 2h_k = 110 + 12 = 122$  mm
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $D_{op2} = D_{p2} + 2h_k = 90 + 12 = 102$  mm
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $D_{i2} = D_2 - 2h_f = 110 - 14 = 96$  mm
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $D_{ip2} = D_{p2} - 2h_f = 90 - 14 = 76$  mm

#### 4.5. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 3

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 3 dan menggerakkan roda gigi output 3. Sesuai dengan tabel 4.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 3 adalah 1,428. Maka:

- Putaran roda gigi output 3

$$n_3 = \frac{n_i}{1,310} = \frac{6000}{1,310} = 4580,152 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 3

$$n_{p3} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 3 adalah:

$$i = \frac{n_{p3}}{n_3} = \frac{4000}{4580,12} = 0,87$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 3 dapat dicari sebagai berikut:



$$D_{p3} = \frac{2a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+0,87} = 106,76 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p3} = \frac{D_{p3}}{m} = \frac{106,76}{6} = 17,76 \rightarrow \text{dipilih 18 buah}$$

Diameter roda gigi output 3 adalah:

$$D_3 = D_{p3} \times i = 106,76 \times 0,87 = 92,88 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_3 = \frac{D_3}{m} = \frac{92,88}{6} = 15,48 \rightarrow \text{dipilih 16 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p3} = m \times z_{p3} = 6 \times 18 = 108 \text{ mm}$$

$$D_3 = 2 \times a - D_{p3} = 2 \times 100 - 108 = 92 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p3} n_{p3}}{60000} = \frac{\pi \times 108 \times 4000}{60000} = 22,608 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{22,608} = 433,743 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 433,743 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 17,33 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan 3 yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan 3 adalah sebagai berikut:

- Modul :  $m = 6$
- Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_3 = 16$
- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{p3} = 18$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_3 = 92 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{p3} = 108 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Addendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $D_{o3} = D_3 + 2h_k = 92 + 12 = 104 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $D_{op3} = D_{p3} + 2h_k = 108 + 12 = 120 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $D_{i3} = D_3 - 2h_f = 92 - 14 = 78 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $D_{ip3} = D_{p3} - 2h_f = 108 - 14 = 94 \text{ mm}$

#### 4.6. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 4

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak ( pinyon ) adalah roda gigi pada poros perantara, yakni roda gigi perantara 4 dan menggerakkan roda gigi output 4 maka perbandingan roda gigi adalah 0,969 .Maka :

- Putaran roda gigi output 4 adalah:

$$n_4 = \frac{n_i}{0,969} = \frac{6000}{0,969} = 6191,95 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 5

$$n_{p4} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 4 adalah:

$$i = \frac{n_{p4}}{n_4} = \frac{4000}{6191,95} = 0,646$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 4 dapat dicari sebagai berikut:

$$D_{p4} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+0,646} = 121,507 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p4} = \frac{D_{p4}}{m} = \frac{121,507}{6} = 20,25 \rightarrow \text{dipilih 20 buah}$$

Diameter roda gigi output 4 adalah:

$$D_4 = D_{p4} \times i = 121,507 \times 0,646 = 78,49 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_4 = \frac{D_5}{m} = \frac{73,177}{6} = 12,196 \rightarrow \text{dipilih 13 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p4} = m \times z_{p4} = 6 \times 21 = 126 \text{ mm}$$
$$D_5 = 2 \times a - D_{p5} = 2 \times 100 - 126 = 74 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p4} n_{p4}}{60000} = \frac{\pi \times 126 \times 4000}{60000} = 26,389 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{26,389} = 371,597 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 371,597 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 14,847 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan 4 yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan 5 adalah sebagai berikut:

- o Modul : m = 6
- o Jumlah roda gigi roda gigi input : z<sub>4</sub> = 13

### Perancangan Roda gigi

- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{p4} = 21$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_4 = 74 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{p4} = 126 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Addendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $Do_4 = D_4 + 2h_k = 74 + 12 = 86 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $Do_{p4} = D_{p4} + 2h_k = 126 + 12 = 138 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $Di_4 = D_4 - 2h_f = 74 - 14 = 60 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $Di_{p4} = D_{p4} - 2h_f = 126 - 14 = 112 \text{ mm}$

#### 4.7. ERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 5

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 5 dan menggerakkan roda gigi output 5. Sesuai dengan tabel 4.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 5 adalah 0,815 yang merupakan gigi *overdrive*. Maka:

- Putaran roda gigi output 5 adalah:

$$n_5 = \frac{n_i}{0,815} = \frac{6000}{0,815} = 7361,963 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 5

$$n_{p5} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 5 adalah:

$$i = \frac{n_{p5}}{n_5} = \frac{4000}{7361,963} = 0,543$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 5 dapat dicari sebagai berikut:

$$D_{p5} = \frac{2a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+0,543} = 129,618 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p5} = \frac{D_{p5}}{m} = \frac{129,618}{6} = 21,603 \rightarrow \text{dipilih 22 buah}$$

Diameter roda gigi output 5 adalah:

$$D_5 = D_{p5} \times i = 129,618 \times 0,543 = 70,383 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_5 = \frac{D_5}{m} = \frac{70,383}{6} = 11,73 \rightarrow \text{dipilih 12 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p5} = m \times z_{p5} = 6 \times 22 = 132 \text{ mm}$$

$$D_5 = 2 \times a - D_{p5} = 2 \times 100 - 132 = 68 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p5} n_{p5}}{60000} = \frac{\pi \times 132 \times 4000}{60000} = 27,632 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{27,632} = 354,881 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 354,881 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 14,17 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan 5 yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan 5 adalah sebagai berikut:

- Modul :  $m = 6$
- Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_5 = 13$
- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{p5} = 22$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_5 = 68 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{p5} = 132 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Addendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$

- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $D_{o5} = D_5 + 2h_k = 68 + 12 = 80 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $D_{op5} = D_{p5} + 2h_k = 132 + 12 = 144 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $D_{i5} = D_5 - 2h_f = 68 - 14 = 54 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $D_{ip5} = D_{p5} - 2h_f = 132 - 14 = 118 \text{ mm}$

#### 4.8. PERANCANGAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN MUNDUR

Mekanisme kecepatan mundur melibatkan 3 buah roda gigi, masing – masing roda gigi perantara mundur (sebagai penggerak), roda gigi output mundur dan sebuah roda gigi pembalik. *Gear ratio* pada kecepatan mundur adalah 3,942. Maka:

- Putaran roda gigi output mundur adalah:

$$n_r = \frac{n_i}{3,250} = \frac{6000}{3,250} = 1846,15 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara mundur

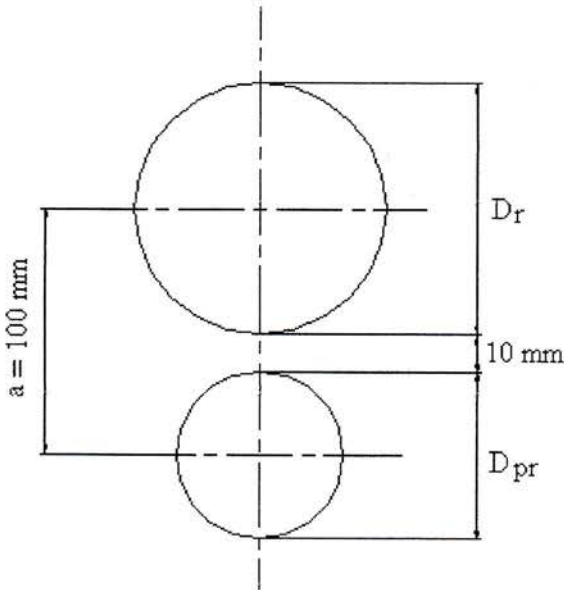
$$n_{pr} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan mundur adalah:

$$i = \frac{n_{pr}}{n_r} = \frac{4000}{1846,15} = 2,1167$$



Antara roda gigi output mundur dan roda gigi perantara mundur terdapat ruang bebas. Ruang bebas ini direncanakan sebesar 10 mm. Maka dengan memperhatikan gambar berikut:



$$\begin{aligned} \frac{1}{2} D_r + \frac{1}{2} D_{pr} + 10 &= 100 \\ \frac{1}{2} (D_r + D_{pr}) &= 90 \\ D_r + D_{pr} &= 180 \\ i D_{pr} + D_{pr} &= 180 \\ D_{pr} &= \frac{180}{1+i} \\ &= \frac{180}{1+2,628} \\ &= 49,614 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi:

$$z_{pr} = \frac{D_{pr}}{m} = \frac{56,84}{6} = 9,47 \rightarrow \text{dipilih 10 buah}$$

Diameter roda gigi output 5 adalah:

$$D_r = D_{pr} \times i = 56,84 \times 2,1167 = 123,158 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_r = \frac{D_r}{m} = \frac{123,158}{6} = 20,52 \rightarrow \text{dipilih 21 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{pr} = m \times z_{pr} = 6 \times 10 = 60 \text{ mm}$$

$$D_r = 2 \times a - D_{pr} = 2 \times 100 - 60 = 140 \text{ mm}$$

Pada rangkaian roda gigi kecepatan mundur ini terdapat roda gigi *idler* yang bertugas membalikkan arah. Karena pada rancangan di atas reduksi yang digunakan hanya antara roda gigi mundur dengan roda gigi output mundur maka reduksi roda gigi perantara mundur dengan roda gigi perantara *idler* adalah 1. Maka ukuran roda gigi *idler* harus sama dengan roda gigi perantara mundur.

$$D_{idler} = D_{pr} = 60 \text{ mm}$$

$$z_{idler} = z_{pr} = 10 \text{ buah}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah :

$$V = \frac{\pi D_{pr} n_{pr}}{60000} = \frac{\pi \times 60 \times 4000}{60000} = 12,56 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{12,56} = 780,738 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 780,738 \times 13}{22 \times 9,42^2} = 31,19 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ( $\sigma_t < \sigma_a$ ) sehingga roda gigi kecepatan mundur yang direncanakan cukup aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input pada kecepatan mundur adalah sebagai berikut:

- o Modul : m = 6
- o Jumlah roda gigi roda gigi input :  $z_r = 21$

Perancangan Roda gigi

- Jumlah roda gigi perantara input :  $z_{pr} = 10$
- Diameter jarak bagi roda gigi input :  $D_r = 140 \text{ mm}$
- Diameter jarak bagi roda gigi perantara input :  $D_{pr} = 60 \text{ mm}$
- Tinggi kepala gigi (Addendum) :  $h_k = m = 6 \text{ mm}$
- Tinggi kaki gigi (Dedendum) :  $h_f = m + C_k = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$
- Tinggi gigi :  $h = h_k + h_f = 6 + 7 = 13 \text{ mm}$
- Kelonggaran puncak :  $C_k = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi input :  $Do_r = D_r + 2h_k = 140 + 12 = 152 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran kepala roda gigi perantara input :  $Do_{pr} = D_{pr} + 2h_k = 60 + 12 = 72 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi input :  $Di_r = D_r - 2h_f = 140 - 14 = 146 \text{ mm}$
- Diameter lingkaran dasar roda gigi perantara input :  $Di_{pr} = D_{pr} - 2h_f = 60 - 14 = 46 \text{ mm}$

- Dimana: 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 5.1 berikut ini.

Tabel 5.1. Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi (standar SAE)

Number of Splines	Permanent Fit		To Slide When not Under Load		To Slide When Under Load		All Fits
	H	D	H	D	H	d	
4	0,075D	0,850D	0,125D	0,750D	-	-	0,241D
6	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D	0,250D
10	<b>0,045D</b>	<b>0,910D</b>	0,070D	0,860D	<b>0,095D</b>	<b>0,810D</b>	<b>0,156D</b>
16	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D	0,098D

Sumber : Kent's, *Mechanical Engineering Handbook*, Halaman 15-15

Pada rancangan roda gigi ini spline terdapat pada poros output dan poros perantara. Spline ini merupakan spline alur dalam. Pada poros output, spline terdapat pada tiga tempat yakni menghubungkan atau meneruskan putaran dari sincronizer 3 – 4, sincronizer 2 – 1 dan sincronizer mundur – 5, masing – masing ke poros output. Sedangkan pada poros perantara, spline menghubungkan atau

meneruskan putaran dari poros perantara ke roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5.

### 5.1.1. PEMILIHAN BAHAN SPLINE

Karena spline menyatu dengan poros maka bahan spline sama dengan bahan poros. Sehingga spline pada poros output juga terbuat dari bahan baja karbon S 55 CD dengan tegangan geser ijin  $8,646 \text{ kg/mm}^2$  sedangkan spline pada poros perantara juga terbuat dari baja paduan S 15 CK dengan tegangan geser ijin  $5,208 \text{ kg/mm}^2$ .

### 5.1.2. PERANCANGAN SPLINE PADA POROS OUTPUT

Spline pada poros output menghubungkan sincronizer dengan poros output. Sincronizer akan meluncur pada spline pada poros output saat dilakukan pertukaran kecepatan. Maka untuk semua spline pada poros output ini dipilih dari tabel 5.1. yaitu "*to slide under load*" dengan jumlah spline 10 buah. Berikut ini adalah ukuran – ukuran utama spline pada poros ini.

Karena spline disini merupakan alur dalam maka diameter luar spline adalah diameter poros output atau  $D = 35 \text{ mm}$ . Maka diameter dalam spline adalah:

$$\begin{aligned}d &= 0,810 D \\ &= 0,810 \times 35 \\ &= 25,11 \text{ mm} \\ &\approx 26 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi spline adalah:

$$h = \frac{D-d}{2} = \frac{35-26}{2} \\ = 3,0mm$$

Lebar spline adalah:

$$w = 0,156 D \\ = 0,156 \times 35 \\ = 4,836 \\ \approx 5 mm$$

Maka jari – jari rata – rata spline adalah:

$$r_m = \frac{D+d}{4} = \frac{35+26}{4} \\ = 14,25 mm \\ \approx 15 mm$$

[Lit. 1 hal.

241]

Besarnya gaya yang bekerja pada spline diperoleh dari:

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

[Lit.7 hal. 59]

di mana:

T = momen puntir yang bekerja pada poros, dari perhitungan pada Bab 3 diperoleh sebesar 15604,97 kg-mm

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

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

Maka diperoleh:

$$F = \frac{15604,97}{15} = 1040,30 \text{ kg}$$

Lebar spline diperoleh dengan membandingkan tegangan geser yang terjadi pada spline dengan tegangan geser ijin bahan spline. Dimana tegangan geser yang terjadi pada spline tidak boleh melebihi tegangan geser ijin bahan spline. Tegangan geser yang terjadi pada spline dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{F}{i w L} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

dimana:

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

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah gigi spline

w = lebar spline (mm)

L = panjang spline (mm)

Maka diperoleh lebar spline sebagai berikut:

$$\bar{\tau}_a \geq \tau_a$$

$$\bar{\tau}_a \geq \frac{F}{i w L}$$

$$L \geq \frac{F}{i w \tau_a}$$

$$L \geq \frac{1040,33}{10 \times 5 \times 8,646}$$

$$L \geq 24,605 \text{ mm}$$

Dipilih panjang spline  $L = 25 \text{ mm}$ .

### 5.1.3. PERANCANGAN SPLINE PADA POROS PERANTARA

Spline pada poros perantara ini meneruskan putaran dari poros perantara ke roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5. Pada saat beroperasi tidak ada pergeseran (slide) yang terjadi pada spline. Untuk itu dari tabel 5.1. dipilih spline jenis “*permanent fit*” dengan jumlah spline 10 buah. Berikut adalah ukuran – ukuran utama spline pada poros perantara ini.

Karena spline di sini merupakan alur dalam maka diameter luar spline adalah diameter poros perantara. Pada bagian spline ini, diameter poros perantara telah dihitung, dan ukuran yang diperoleh sebesar  $D = 40 \text{ mm}$ . Maka diameter ini yang menjadi diameter luar spline. Sehingga diperoleh ukuran – ukuran utama sebagai berikut:



$$\begin{aligned}d &= 0,910 D \\ &= 0,910 \times 40 \\ &= 36,4 \\ &\approx 37 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi spline adalah:

$$\begin{aligned}h &= \frac{D - d}{2} = \frac{40 - 37}{2} \\ &= 1,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Lebar spline adalah:

$$\begin{aligned}w &= 0,156 D \\ &= 0,156 \times 40 \\ &= 46,24 \\ &\approx 7 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka jari – jari rata – rata spline adalah:

$$\begin{aligned}r_m &= \frac{D + d}{4} = \frac{40 + 27}{4} \\ &= 19,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

[Lit. 1 hal.

241]

Besarnya gaya yang bekerja pada spline:

$$\begin{aligned}F &= \frac{T}{r_m} = \frac{1040,331}{19,25} \\ &= 1093,3 \text{ kg}\end{aligned}$$

[Lit. 7 hal. 59]

Lebar spline diperoleh dari:

$$\bar{\tau}_a \geq \tau_a$$

$$\bar{\tau}_a \geq \frac{F}{i w L}$$

$$L \geq \frac{F}{i w \bar{\tau}_a}$$

$$L \geq \frac{1093,3}{10 \times 7 \times 5,208}$$

$$L \geq 29,98 \text{ mm}$$

Dipilih panjang spline  $L = 30 \text{ mm}$

#### 5.1.4. PEMERIKSAAN KEKUATAN SPLINE

Pada bagian ini, pemeriksaan kekuatan spline dilakukan pemeriksaan terhadap tegangan geser dan tegangan tumbuk. Pemeriksaan dilakukan dengan membandingkan tegangan yang terjadi dengan tegangan ijin bahan. Dimana tegangan geser atau tumbuk yang timbul pada spline tidak boleh melebihi tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline.

Pemeriksaan kekuatan spline pada poros output dilakukan sebagai berikut. Tegangan geser yang timbul pada spline:

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1040,331}{10 \times 5 \times 25} \\ &= 0,832 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada spline dapat diperoleh dari:

$$\begin{aligned} p &= \frac{F}{i h L} = \frac{1040,331}{10 \times 3 \times 25} \\ &= 1,387 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Sedangkan tegangan tumbuk ijin bahan spline yaitu baja karbon S 55 CD dalam diperoleh dengan:

$$\begin{aligned}\bar{p} &= 2 \bar{\tau}_a \\ &= 2 \times 8,646 \\ &= 17,292 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline ( $\tau_a \ll \bar{\tau}_a$  dan  $p \ll \bar{p}$ ). Maka spline yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

Pemeriksaan kekuatan spline pada poros perantara dilakukan sebagai berikut.

Tegangan geser yang timbul pada spline:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1093,3}{10 \times 7 \times 40} \\ &= 0,39 \text{ kg/mm}^2\end{aligned} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada spline dapat diperoleh dari:

$$\begin{aligned}p &= \frac{F}{i h L} = \frac{1093,3}{10 \times 1,5 \times 40} \\ &= 1,822 \text{ kg/mm}^2\end{aligned} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Sedangkan tegangan tumbuk ijin bahan spline yaitu baja karbon S 15 CK dalam diperoleh dengan:

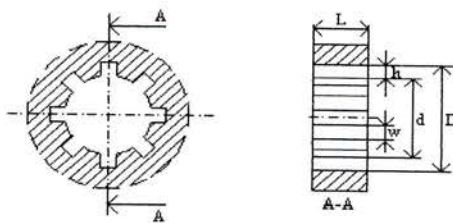
$$\begin{aligned}\bar{p} &= 2 \bar{\tau}_a \\ &= 2 \times 5,208 \\ &= 10,416 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline ( $\tau_a \ll \bar{\tau}_a$  dan  $p \ll \bar{p}$ ). Maka spline yang dirancang pada poros perantara cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

## 5.2. PERANCANGAN NAAF

Naaf dan spline merupakan bagian yang saling berkecocokan tetapi berbeda bagian. Spline berupa tonjolan atau bukit pada sisi poros dan naaf merupakan pasangan dari bentuk tonjolan atau bukit tersebut. Sama seperti spline, naaf juga ada pada poros output dan pada poros perantara. Pada poros output, naaf terletak pada ketiga sincronizer yang digunakan pada rangkaian roda gigi. Sedangkan pada poros perantara naaf terletak pada roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5.

Adapun simbol – simbol yang dipakai dalam perancangan naaf ini adalah:



Gambar 5.2. Naaf

Dimana: D = diameter luar naaf

$d$  = diameter dalam naaf

$w$  = lebar gigi naaf

$h$  = tinggi gigi naaf

$L$  = panjang naaf

### 5.2.1. PEMILIHAN BAHAN NAAF

Pada poros output, naaf dibentuk pada sincronizer. Maka bahan naaf sama dengan bahan dari sincronizer yaitu dari bahan yang sama dengan roda gigi yaitu baja paduan S 15 CK dengan tegangan geser ijin  $5,208 \text{ kg/mm}^2$  dan tegangan tumbuk ijin (telah dihitung pada bagian 5.1.4.) sebesar  $10,416 \text{ kg/mm}^2$ . Naaf pada poros perantara dibentuk pada roda gigi perantara maka bahannya juga dari bahan yang sama dengan roda gigi perantara yakni baja paduan S 15 CK.

### 5.2.2. PERANCANGAN NAAF PADA POROS OUTPUT

Karena naaf bercocokan dengan spline, maka ukuran – ukuran utama spline langsung dipakai sebagai ukuran naaf. Maka:

Jumlah naaf :  $i = 10$  buah

Diameter luar naaf :  $D = 35 \text{ mm}$

Diameter dalam naaf :  $d = 26 \text{ mm}$

Tinggi naaf :  $h = 3 \text{ mm}$

Jari – jari rata – rata naaf :  $r_m = 15 \text{ mm}$

Panjang naaf :  $L = 25 \text{ mm}$

Gaya yang bekerja pada naaf :  $F = 1040,331 \text{ kg}$

Sedangkan lebar naaf dapat diperoleh dari:

$$w = \frac{\pi D - i w_{\text{spline}}}{i} \quad [\text{Lit. 8 hal. 15}]$$

dimana:

$w$  = lebar naaf (mm)

$D$  = diameter luar spline atau naaf (mm)

$w_{\text{spline}}$  = lebar spline (mm)

$i$  = jumlah gigi spline atau naaf

Maka diperoleh:

$$\begin{aligned} w &= \frac{\pi \times 30 - 10 \times 5}{10} \\ &= 4,42 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 5.2.3. PERANCANGAN NAAF PADA POROS PERANTARA

Pada poros perantara ini, naaf berkecocokan dengan spline sehingga ukuran – ukuran utama naaf diambil dari ukuran – ukuran spline, maka:

Jumlah naaf :  $i = 10$  buah

Diameter luar naaf :  $D = 35$  mm

Diameter dalam naaf :  $d = 26$  mm

Tinggi naaf :  $h = 3$  mm

Jari – jari rata – rata naaf :  $r_m = 15$  mm

Panjang naaf :  $L = 25 \text{ mm}$

Gaya yang bekerja pada naaf :  $F = 1040,331 \text{ kg}$

Sedangkan lebar naaf dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}w &= \frac{\pi D - i w_{spline}}{i} \\&= \frac{\pi \times 31 - 10 \times 5}{10} \\&= 4,734 \text{ mm}\end{aligned}$$

#### 5.2.4. PEMERIKSAAN KEKUATAN NAAF

Pemeriksaan kekuatan naaf dilakukan pemeriksaan terhadap tegangan geser dan tegangan tumbuk. Pemeriksaan dilakukan dengan membandingkan tegangan yang timbul dengan tegangan ijin bahan. Dimana tegangan geser atau tumbuk yang timbul pada naaf tidak boleh melebihi tegangan geser dan tumbuk ijin bahan naaf.

Pemeriksaan kekuatan naaf pada sincronizer dilakukan sebagai berikut. Tegangan geser yang timbul pada naaf adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1040,331}{10 \times 4,734 \times 25} \\&= 0,879 \text{ kg/mm}^2\end{aligned} \quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada naaf sama dengan tegangan tumbuk yang timbul pada spline yaitu  $p = 1,387 \text{ kg/mm}^2$ .

Tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan naaf (

$\tau_a < \bar{\tau}_a \rightarrow 0,832 < 5,208$  dan  $p < \bar{p} \rightarrow 1,387 < 17,292$ ). Maka naaf yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

Pemeriksaan kekuatan naaf pada roda gigi perantara dilakukan sebagai berikut. Tegangan geser yang timbul pada naaf:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1040,331}{10 \times 4,734 \times 25} \\ &= 0,923 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}\quad [\text{Lit. 7 hal. 25}]$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada naaf sama dengan tegangan tumbuk yang timbul pada spline yaitu  $p = 1,822 \text{ kg/mm}^2$ .

Tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan naaf ( $\tau_a < \bar{\tau}_a \rightarrow 0,923 < 5,208$  dan  $p < \bar{p} \rightarrow 1,822 < 10,416$ ). Maka naaf yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.



## BAB 6

### PERANCANGAN BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros sehingga putaran dan gerak bolak – baliknya berlangsung dengan halus, aman dan tahan lama. Bantalan yang akan dirancang pada perancangan ini adalah bantalan yang terpasang pada poros output (poros output) dan poros perantara

#### 6.1. PERANCANGAN BANTALAN PADA POROS OUTPUT

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros output adalah bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal (*single row deep groove radial ball bearing*), sebanyak dua buah yang diletakkan pada ujung dan pada poros antara roda gigi output mundur dengan roda gigi output 1 (dapat dilihat pada gambar *assembly* roda gigi). Bantalan bola radial ini dipilih karena ketahanan bantalan ini dalam menahan beban radial dan putaran tinggi.

Pada poros output ini bantalan menerima beban berupa beban radial dan aksial. Tetapi beban aksial yang terjadi pada bantalan nilainya sangat kecil yang muncul pada saat pemindahan kecepatan oleh tuas persnelling, sehingga dapat dikatakan beban aksialnya adalah nol. Pada poros output terdapat beban berupa massa dari roda gigi – roda gigi output yang terpasang pada poros ini. Massa dari roda gigi output masing – masing dihitung sebagai berikut:

Beban massa dari roda gigi dihitung dengan persamaan:

$$M = \frac{\pi}{4}(D - d) b \rho \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

108]

dimana:

M = beban massa roda gigi (kg)

D = diameter jarak bagi roda gigi (mm)

d = diameter poros (mm)

b = tebal roda gigi (mm)

$\rho$  = massa jenis roda gigi dimana untuk bahan baja harganya adalah  $7,65 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Maka:

- o Massa roda gigi input

$$M_i = \frac{\pi}{4} (80^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,72 \text{ kg}$$

- o Massa roda gigi output 1

$$M_1 = \frac{\pi}{4} (134^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 2,24 \text{ kg}$$

- o Massa roda gigi output 2

$$M_2 = \frac{\pi}{4} (110^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 1,47 \text{ kg}$$

- o Massa roda gigi output 3

$$M_3 = \frac{\pi}{4} (92^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,9 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 4

$$M_3 = \frac{\pi}{4} (74^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,59 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 5

$$M_5 = \frac{\pi}{4} (60^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,34 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output mundur

$$M_r = \frac{\pi}{4} (140^2 - 35^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 2,46 \text{ kg}$$

Massa total roda gigi adalah:

$$M_{total} = M_i + M_1 + M_2 + M_3 + M_5 + M_r \\ = 0,72 + 2,2 + 1,47 + 0,9 + 0,59 + 2,46 \\ = 8,68 \text{ kg}$$

Beban akibat gaya tangensial diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_t = F \tan \Phi \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

135]

dimana:

$$F_t = \text{beban akibat gaya tangensial (kg)}$$

F = gaya tangensial maksimum yang terjadi pada roda gigi dimana pada Bab 4 diperoleh gaya tangensial maksimum terjadi pada kecepatan mundur sebesar 780,738 kg

$\Phi$  = sudut tekan roda gigi yakni sebesar  $20^\circ$

Maka diperoleh:

$$\begin{aligned} F_t &= 780,738 \times \tan 20^\circ \\ &= 284,156 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka beban radial total dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{M^2 + F_t^2} \\ &= \sqrt{8,68^2 + 284,156^2} \\ &= 284,297 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban ekivalen diperoleh dengan:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

135]

P = beban ekivalen (kg)

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

$F_r$  = gaya radial total yaitu sebesar 249,572 kg

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

$F_a$  = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini besarnya adalah 0 karena tidak ada gaya aksial yang dibebankan pada bantalan ini.

Maka diperoleh:

$$\begin{aligned} P &= 0,6 \times 284,297 + 0,5 \times 0 \\ &= 170,5782 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besar *basic static load rating* adalah sebanding dengan beban ekivalen, sehingga diperoleh:

$$\begin{aligned} C_0 &= P \\ &= 170,5782 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besar *basic dynamic load rating* dapat diperoleh dari persamaan:

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} \quad [\text{Lit. 7 hal.}$$

134]

dimana:

$C$  = basic dynamic load rating (kg)

$P$  = beban ekivalen yaitu sebesar 170,5782 kg

$L$  = umur bantalan yang dinyatakan dalam juta putaran. Dalam rancangan ini kita rencanakan 5000 juta putaran

Maka diperoleh:

$$C = 170,5782 \times (5000)^{1/3}$$

$$= 2516,84 \text{ kg}$$

Jadi dari perhitungan di atas diperoleh data sebagai berikut:

Diameter lubang=diameter poros : 35mm

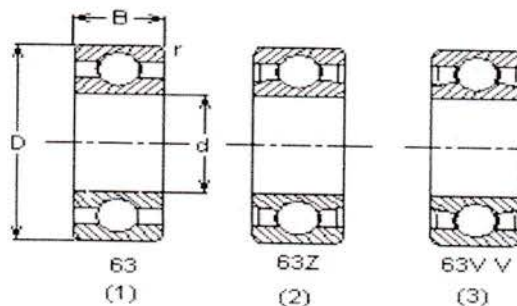
Basic static load rating :  $C_0 \geq 170,5782 \text{ kg}$

Dynamic load rating :  $C \geq 2516,84 \text{ kg}$

Bantalan yang sesuai dengan kriteria di atas dapat dipilih dari tabel 6.1. berikut ini.

Tabel 6.1. Bantalan bola alur dalam

$C_0/F_a$		5	10	15	20	25
$F_a/\sqrt{F_r} \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/\sqrt{F_r} > e$	X	0,56				
	Y	1,2 6	1,4 9	1,6 4	1,7 6	1,8 5
E		0,3 5	0,2 9	0,2 7	0,2 5	0,2 4



Perancangan Roda gigi

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

Perancangan Roda gigi

6010	6010Z Z	6010V V	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200Z Z	6200V V	10	30	9	1	400	236
6201	6201Z Z	6201V V	12	32	10	1	535	305
6202	6202Z Z	6202V V	15	35	11	1	600	360
6203	6203Z Z	6203V V	17	40	12	1	750	460
6204	6204Z Z	6204V V	20	47	14	1,5	1000	635
6205	6205Z Z	6205V V	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206Z Z	6206V V	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	6207Z Z	6207V V	35	72	17	2	2010	1430
6208	6208Z Z	6208V V	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209Z Z	6209V V	45	85	19	2	2570	1880
6210	6210Z Z	6210V V	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300Z Z	6300V V	10	35	11	1	635	365



Perancangan Roda gigi

6301	6301Z Z	6301V V	12	37	12	1,5	760	450
6302	6302Z Z	6302V V	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303Z Z	6303V V	17	47	14	1,5	1070	660
6304	6304Z Z	6304V V	20	52	15	2	1250	785
6305	6305Z Z	6305V V	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306Z Z	6306V V	30	72	19	2	2090	1440
6307	6307Z Z	6307V V	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	6308Z Z	6308V V	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309Z Z	6309V V	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	6310Z Z	6310V V	50	110	27	3	4850	3650

Sumber: Dasar Pemilihan dan Perancangan Elemen Mesin, Sularso & Kiyokatsu Suga, Hal. 212

Dari tabel 6.1. dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal jenis terbuka nomor terbuka dengan nomor bantalan 6307 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut:

Diameter luar :  $D = 80 \text{ mm}$

Diameter lubang :  $d = 35 \text{ mm}$

Lebar :  $b = 20 \text{ mm}$

*Basic static load rating* :  $C_0 = 1840 \text{ kg}$

*Basic dynamic load rating* :  $C = 2620 \text{ kg}$

## 6.2. PERANCANGAN BANTALAN PADA POROS PERANTARA

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros perantara dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal sebanyak dua buah yang diletakkan pada ujung poros dan pada poros antara roda gigi perantara mundur dengan roda gigi perantara 5 (dapat dilihat pada *assembly* roda gigi).

Pada poros perantara ini terdapat beban berupa massa dari roda gigi perantara yang terdapat pada poros perantara. Beban massa masing – masing roda gigi perantara dapat dihitung sebagai berikut:

- o Massa roda gigi perantara input

$$M_{pi} = \frac{\pi}{4} (120^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 1,72 \text{ kg}$$

- o Massa roda gigi perantara 1

$$M_{p1} = \frac{\pi}{4} (66^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,39 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi perantara 2

$$\begin{aligned} M_{p2} &= \frac{\pi}{4} (90^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,88 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 3

$$\begin{aligned} M_{p3} &= \frac{\pi}{4} (108^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 4

$$\begin{aligned} M_{p4} &= \frac{\pi}{4} (126^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 5

$$\begin{aligned} M_{p5} &= \frac{\pi}{4} (132^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 2,12 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara mundur

$$\begin{aligned} M_{pr} &= \frac{\pi}{4} (60^2 - 40^2) 22 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,29 \text{ kg} \end{aligned}$$

Massa total roda gigi adalah:

$$\begin{aligned}M_{total} &= M_{pi} + M_{p1} + M_{p2} + M_{p3} + M_{p5} + M_{pr} \\ &= 1,72 + 0,39 + 0,88 + 1,36 + 2,12 + 0,29 \\ &= 6,76 \text{ kg}\end{aligned}$$

Beban akibat gaya tangensial pada poros perantara ini sama dengan yang diperoleh sebelumnya pada poros utama. Sehingga:

$$F_t = 284,156 \text{ kg}$$

Maka beban radial total diperoleh dengan persamaan:

$$\begin{aligned}F_r &= \sqrt{M^2 + F_t^2} \\ &= \sqrt{6,76^2 + 284,165^2} \\ &= 284,245 \text{ kg}\end{aligned}$$

Beban ekuivalen diperoleh dengan:

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

[Lit. 7 hal.

135]

dimana tidak ada gaya aksial yang bekerja pada bantalan sehingga  $F_a = 0$ . Maka diperoleh:

$$\begin{aligned}P &= 0,6 \times 284,303 + 0,5 \times 0 \\ &= 170,58 \text{ kg}\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}C_0 &= P \\ &= 170,58 \text{ kg}\end{aligned}$$

Besar *basic dynamic load rating* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}C &= 170,58 \times (5000)^{\frac{1}{3}} \\ &= 2916,876 \text{ kg}\end{aligned}$$

Jadi dari perhitungan di atas diperoleh data sebagai berikut:

Diameter lubang = diameter poros	: $d = 40 \text{ mm}$
Basic static load rating	: $C_0 \geq 170,58 \text{ kg}$
Dynamic load rating	: $C \geq 2916,876 \text{ kg}$

Dari tabel 6.1. dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal jenis terbuka nomor terbuka dengan nomor bantalan 6308 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut:

Diameter luar	: $D = 90 \text{ mm}$
Diameter lubang	: $d = 40 \text{ mm}$
Lebar	: $b = 23 \text{ mm}$
<i>Basic static load rating</i>	: $C_0 = 2300 \text{ kg}$
<i>Basic dynamic load rating</i>	: $C = 3200 \text{ kg}$

**BAB VII**  
**BALANCING**

**7.1 RODA GIGI PENGGERAK**

Dari perhitungan roda gigi pada Bab sebelumnya, di peroleh data sebagai berikut:

- Diameter jarak bagi roda gigi penggerak = 80 mm
- Diameter jarak bagi roda gigi counter = 120 mm
- Gaya aksial roda gigi penggerak ( $F_t$ ) = 260,246 Kg
- Kecepatan roda gigi penggerak ( $V$ ) = 37,68 m/s

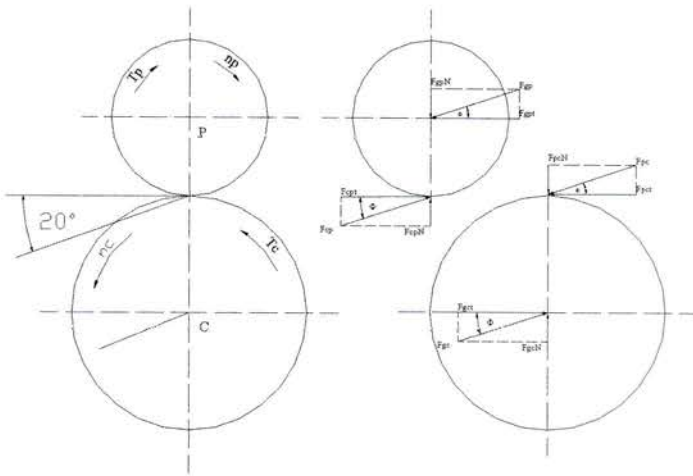
Roda gigi counter

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{60000} = \frac{\pi \times 120 \times 6000}{60000} = 37,68 \text{ m/s}$$

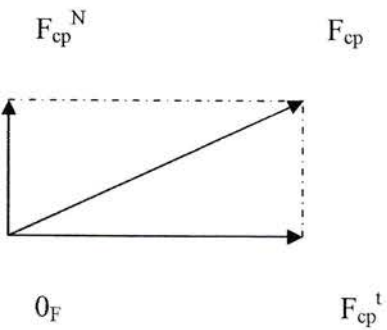
$$F_t = \frac{102 \times p_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{37,68} = 260,246 \text{ Kg}$$

Sudut tekan perencanaan gigi =  $\theta = 20^\circ$

**7.1.1 GAYA DINAMIS**



Segi tiga gaya vektor roda gigi penggerak

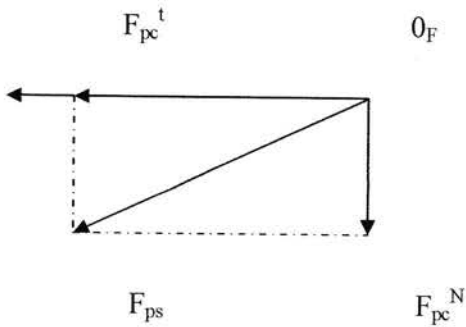


$$F_t = 260,246 \text{ Kg} = F_{cp} \cos 20$$

$$F_{cp} = \frac{260,46}{\cos 20} = 277,175 \text{ Kg}$$

$$F_{cp}^N = 277,175 \times \sin 20 = 260,459 \text{ Kg}$$

Segi tiga gaya roda gigi counter



$$F_t = -260,46 \text{ Kg} = F_{cp} (\cos \theta)$$

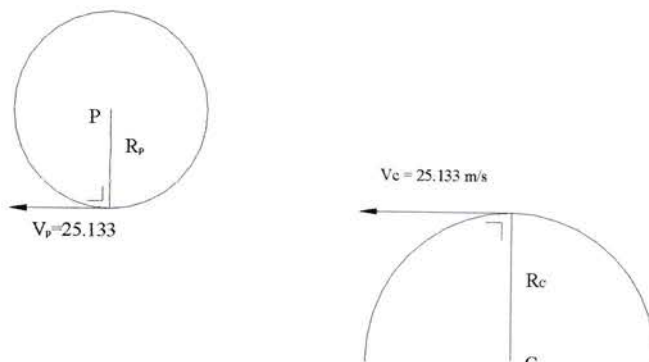
$$F_{pc} = \frac{260,46}{\cos 20} = -277,175 \text{ Kg}$$

$$\begin{aligned} F_{pc}^N &= F_{pc} \sin -20 \\ &= 277,175 (-0,342) \\ &= -94,7983 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{Resultan gaya } (FR) = \overrightarrow{F_{CP}} \rightarrow \overrightarrow{F_{PC}} = 277,175 - 277,175 = 0$$

### 7.1.2 ANALISA KECEPATAN

Kecepatan pada roda gigi tegak lurus dengan larak (jari-jari) roda gigi dan sejajar dengan gaya tangensial.





Resultan gaya (VR)

$$V_R = \overline{V_C} \rightarrow \overline{V_P}$$

$$V_R = (-37,68) - 37,58$$

$$V_R = -75,36 \text{ m/s} (\leftarrow)$$

### 7.1.3 ANALISA HASIL KECEPATAN

Di mana : a = resultan percepatan

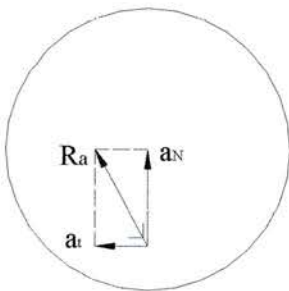
$$a = a^N \rightarrow a^T$$

$$a = \frac{V^2}{R} \rightarrow a^R$$

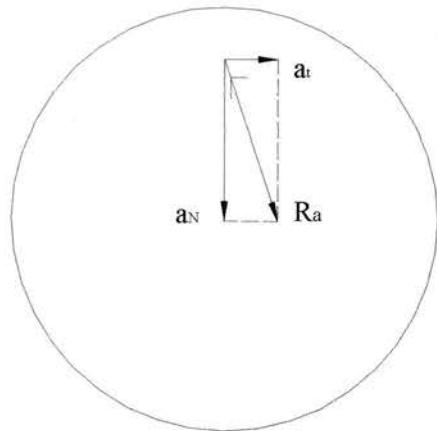
$a^N$  = percepatan (menuju pusat)

$a^t$  = percepatan tangensial ( $\perp a^N$ )

RODA GIGI PENGGERAK



RODA GIGI COUNTER



$$ap = \frac{V^2}{R} \rightarrow \alpha R$$

$$ap = \frac{V^2}{R} \rightarrow 0$$

$$ap = \frac{(37,68)^2}{(0,04)} = 35494,56 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$$

$$ac = \frac{V^2}{R} \rightarrow \alpha R$$

$$ac = \frac{V^2}{R} \rightarrow 0$$

$$ac = \frac{(37,68)^2}{0,06} = 23663,04 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$$

resultan percepaatan ( $aR$ ) =  $ap \rightarrow ac$

$$= 35494,56 - 23663,04 \text{ m/s}^2$$

$$= 492980 \text{ m/s}^2$$

Tabel 7.1 roda gigi penggerak

<b>RODA GIGI VEKTOR</b>	<b>PENGGERAK</b>	<b>COUNTER</b>	<b>RESULTAN</b>
GAYA (Kg)	277,175	-277,175	0
KECEPATAN (m/s)	-37,68	-37,68	-75,36
PERCEPATAN ( m/s <sup>2</sup> )	35494,56	-23663,04	11831,52

## 7.2 RODA GIGI KECEPATAN 1

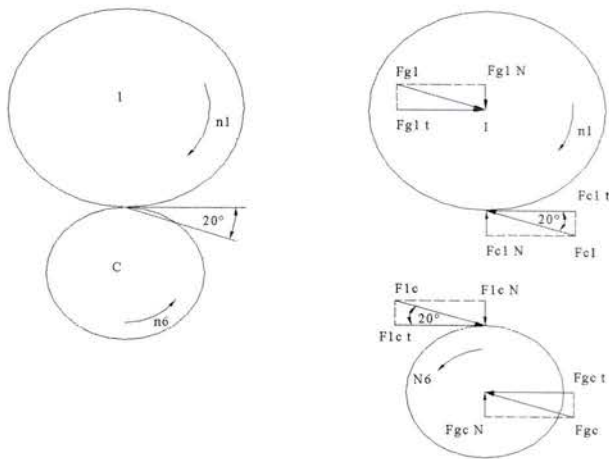
Diameter jarak bagi roda gigi counter = 134 mm

Diameter jarak bagi roda gigi I = 66 mm

Kecepatan keliling (V) = 13,82 m/s

Gaya tangensial ( $F_t$ ) = 709,55 Kg

### 7.2.1 GAYA DINAMIS




$$F_T = -709,55 \text{ Kg}(\leftarrow) \quad F_Y = 709,55 \text{ Kg}(\rightarrow)$$
$$F_{C1} = \frac{F_T}{\cos 20} = \frac{-709,55}{-0,9397} \quad F_{C1} = \frac{F_T}{\cos 20} = \frac{709,55}{0,9397}$$
$$F_{C1} = 755,0873 \text{ Kg}(\leftarrow) \quad F_{C1} = 755,0873 \text{ Kg}(\rightarrow)$$


$$F_{C1}^N = F_{C1} \sin 20$$
$$= 755,0873 \times 0,342$$
$$= 258,255 \text{ Kg}(\uparrow)$$

$$F_{C1}^N = F_{1C} \sin (-20)$$
$$= 755,0873 \times (-0,342)$$
$$= -258,255 \text{ Kg}(\downarrow)$$

$$FR = F_{C1} \rightarrow F_{1C} = 755,0873 - 755,0873 = 0$$

### 7.2.2 ANALISA KECEPATAN

$$V_{C1} = V_{C2} = -13,82 \text{ m/s}(\leftarrow)$$


$$VR = V_{C1} \rightarrow V_{C2}$$
$$= -13,82 - 13,82$$
$$= -27,64 \text{ m/s}(\leftarrow)$$


### 7.2.3 ANALISA PERCEPATAN

Roda gigi counter



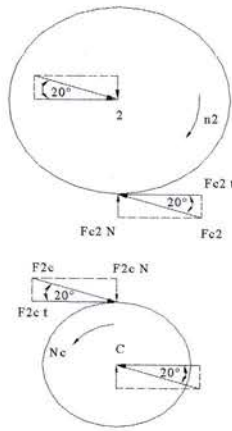
Roda gigi kecepatan 1





$$F_{t1} = F_{t2} = 520,21 \text{ Kg}$$

### 7.3.1 GAYA DINAMIS



$$\begin{aligned}
 F_{c2}^{Tt} &= -520,21 \text{Kg} (\leftarrow) & F_{2c}^{Tt} &= 520,21 \text{Kg} (\rightarrow) \\
 F_{c2} &= \frac{F_{c2}^t}{\cos(-20)} = \frac{-520,21}{-0,9397} & F_{2c} &= 553,591 \text{Kg} (\rightarrow) \\
 F_{c2} &= 553,591 \text{Kg} (\leftarrow) & F_{2c}^N &= -180,32 \text{Kg} (\downarrow)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{c2}^N &= F_{c2} \sin 20 \\
 &= 553,591 \times 0,342 \\
 &= 189,32 \text{ Kg} (\uparrow)
 \end{aligned}$$

$$FR = \overrightarrow{F_{c2}} \rightarrow \overrightarrow{F_{2c}} = 553,591 - 553,591 = 0$$

**7.3.2 ANALISA KECEPATAN**

Roda gigi counter



$$V_c = -18,85 \text{ m/s}$$

Roda gigi kecepatan 2

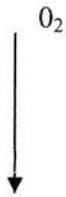


$$V_2 = -18,85 \text{ m/s}$$

$$VR = \vec{V}_c \rightarrow \vec{V}_2 = -18,85 - 18,85 = -37,7 \text{ m/s} (\leftarrow)$$

**7.3.3 ANALISA PERCEPATAN**

Roda gigi counter

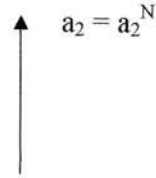


$$a_c = a_c^N$$

$$a_c = \frac{V_c^2}{R_c} = \frac{(18,85)^2}{0,045} \quad a_2 = a_2^N = \frac{V_2^2}{R_2} = \frac{(18,85)^2}{0,055}$$

$$a_c = -7896,05 \text{ m/s}^2 (\downarrow) \quad a_2 = 6460,40 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$$

Roda gigi kecepatan 2



$$0a$$

$$a_R = \vec{ac} \rightarrow \vec{a}_2$$

$$a_R = -7896,05 \rightarrow 6460,40$$

$$a_R = -1435,65 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$$

Tabel 7.3 roda gigi kecepatan 2

	<b>KECEPATAN</b> 2	<b>COUNTER</b>	<b>RESULTAN</b>
--	-----------------------	----------------	-----------------





$$F_{C3} = \frac{-F_{C3}^T}{\cos(-20)} = \frac{-433,743}{-0,9397} \quad F_{3C}^T = -F_{C3}^T = 433,743 \text{Kg}(\rightarrow)$$
$$F_{C3} = 461,576 \text{Kg}(\leftarrow) \quad F_{3C} = F_{C3} = -461,576 \text{Kg}(\rightarrow)$$
$$F_{C3}^N = F_{C3} \times \sin 20 = 157,86 \text{Kg}(\uparrow) \quad F_{3C}^N = -F_{C3}^N = -157,86 \text{Kg}(\downarrow)$$

$$FR = \overrightarrow{F_{C3}} \rightarrow \overrightarrow{F_{3C}} = 0$$

### 7.4.2 ANALISA KECEPATAN

Roda gigi kecepatan 3

← 0V

$$V_3 = -22,608 \text{ m/s}$$

Roda gigi counter

← 0V

$$V_C = -22,608 \text{ m/s}$$

$$V_R = \overrightarrow{V_3} \rightarrow \overrightarrow{V_C}$$

$$V_R = (-22,608) - 22,608$$

$$V_R = -45,216 \text{ m/s}(\leftarrow)$$

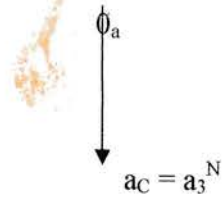
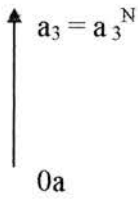
$$VR = \overrightarrow{V_C} \rightarrow \overrightarrow{V_2} = -22,608 - 22,608 = 45,216 \text{ m/s}(\leftarrow)$$

### 7.4.3 ANALISA PERCEPATAN

Roda gigi kecepatan 3

roda gigi kecepatan 2

Perancangan Roda gigi



$$a_3 = a_3^N = \frac{V^2}{R_3} = \frac{(22,608)^2}{0,046} \quad a_c = \frac{Vc^2}{Rc} = \frac{(22,608)^2}{0,054} \quad a_R = \overline{a_3} \rightarrow \overline{a_c}$$

$$a_3 = 11111,34 \text{ m/s}^2 (\uparrow) \quad a_c = -9465,216 \text{ m/s}^2 (\downarrow) \quad a_R = -1646,124$$

Tabel 7.4 roda gigi kecepatan 3

RODA GIGI VEKTOR	KECEPATAN 3	COUNTER	RESULTAN
GAYA (Kg)	163,86	-163,86	0
KECEPATAN (m/s)	-22,608	-22,608	-45,216
PERCEPATAN ( m/s <sup>2</sup> )	11111,34	-9465,216	-1646,12

**7.5 RODA GIGI KECEPATAN 4**

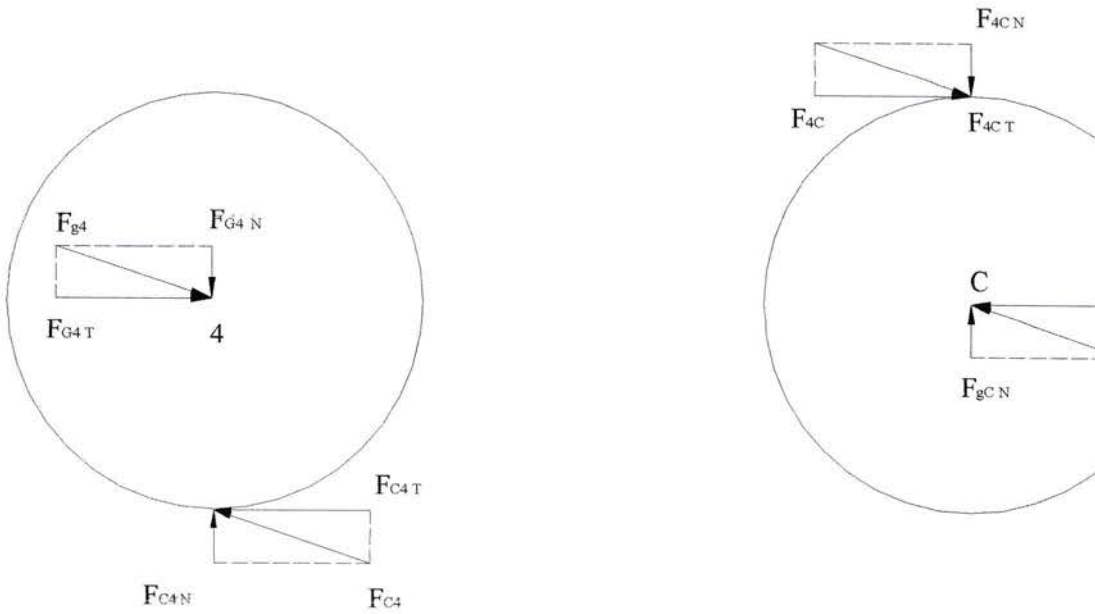
$D_4 = 74 \text{ mm}$

$D_c = 126 \text{ mm}$

$F_t = 371,597 \text{ Kg}$

**7.5.1 GAYA DINAMIS**

Roda gigi kecepatan 4



$$F_{C4} = \frac{-F_{C4}^T}{\cos(-20)} = \frac{-371,597}{-0,9397} \quad F_{4C}^T = -F_{C4}^T = -371,597 \text{Kg}(\rightarrow)$$

$$F_{C4} = 395,442 \text{Kg}(\leftarrow) \quad F_{4C} = F_{C4} = -359,442 \text{Kg}(\rightarrow)$$

$$F_{C4}^N = F_{C4} \times \sin 20 = 135,249 \text{Kg}(\uparrow) \quad F_{4C}^N = -F_{C4}^N = -135,249 \text{Kg}(\downarrow)$$

$$FR = \overrightarrow{F_{C3}} \rightarrow \overrightarrow{F_{3C}} = 0$$

**7.5.2 ANALISA KECEPATAN**

Roda gigi kecepatan 3

Roda gigi counter

← 0V

$V_3 = -26,389 \text{ m/s}$

← 0V

$V_C = -26,389 \text{ m/s}$

$V_R = \vec{V}_3 \rightarrow \vec{V}_C$

$V_R = (-6,389) - 26,389$

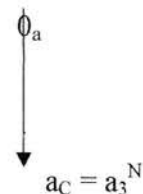
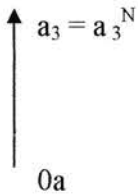
$V_R = -52,778 \text{ m/s} (\leftarrow)$

$VR = \vec{V}_C \rightarrow \vec{V}_2 = -26,389 - 26,389 = -52,778 \text{ m/s} (\leftarrow)$

**7.5.3 ANALISA PERCEPATAN**

Roda gigi kecepatan 4

roda gigi kecepatan 2



$a_3 = a_3^N = \frac{V^2}{R_3} = \frac{(22,608)^2}{0,046}$      $a_c = \frac{V_C^2}{R_c} = \frac{(22,608)^2}{0,054}$      $a_R = \vec{a}_3 \rightarrow \vec{a}_C$   
 $a_3 = 111111,34 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$      $a_c = -9465,216 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$      $a_R = -1646,124$   
 $a_R = 11111,34 - 9465,21$

Tabel 7.5 roda gigi kecepatan 3

RODA GIGI VEKTOR	KECEPATAN 3	COUNTER	RESULTAN
GAYA (Kg)	163,86	-163,86	0
KECEPATAN (m/s)	-22,608	-22,608	-45,216

PERCEPATAN ( m/s <sup>2</sup> )	11111,34	-9465,216	-1646,12
---------------------------------	----------	-----------	----------

### 7.6 RODA GIGI KECEPATAN 5

$$V_C = 26,81 \text{ m/s}$$

$$D_C = 128 \text{ mm}$$

$$D_5 = 72 \text{ Kg}$$

$$F_t = 365,76 \text{ Kg}$$

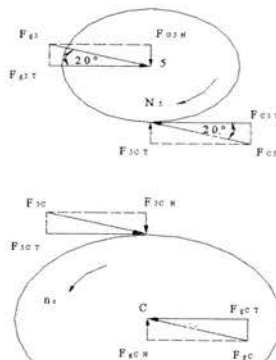
#### 7.6.1 GAYA DINAMIS

Analisa gaya-gaya pada roda gigi kecepatan 5 dapat di lihat dari analisa vektor gaya pberikut:

$$\begin{aligned}
 F_{C5}^T &= -365,76 \text{ Kg} (\leftarrow) & F_{C5}^T &= 365,76 \text{ Kg} (\rightarrow) \\
 F_{C5}^N &= \frac{F_{C5}^t}{\cos(-20)} = \frac{-365,76}{-0,9397} & F_{C5}^N &= 389,23 \text{ Kg} (\rightarrow) \\
 F_{C5} &= 389,23 \text{ Kg} (\leftarrow) & F_{C5}^N &= -133,12 \text{ Kg} (\downarrow)
 \end{aligned}$$

$$F_{C5}^N = 389,23 \sin 20 = 133,12 \text{ Kg} (\downarrow)$$

$$FR = \overrightarrow{F_{5C}} \rightarrow \overrightarrow{F_{C5}} = 365,76 - 365,76 = 0$$



**7.6.2 ANALISA KECEPATAN**

Roda gigi counter



$$V_c = -26,81 \text{ m/s} (\leftarrow)$$

Roda gigi kecepatan 5



$$V_5 = -26,81 \text{ m/s} (\leftarrow)$$

$$VR = \vec{V}_c \rightarrow \vec{V}_5 = (-26,81) - 26,81 = -53,62 \text{ m/s} (\leftarrow)$$

**7.6.3 ANALISA PERCEPATAN**

Roda gigi counter



$a_c$

$$a_c = \frac{V_c^2}{R_c} = \frac{(26,81)^2}{0,064}$$

$$a_5 = \frac{V_5^2}{R_5} = \frac{(26,81)^2}{0,036}$$

$$a_c = -11230,87 \text{ m/s}^2 (\downarrow) \quad a_5 = 19966,002 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$$

Roda gigi kecepatan 2



$0a$

$$a_R = \vec{a}_C \rightarrow \vec{a}_1$$

$$a_R = -11230,87 \rightarrow 19966,002$$

$$a_R = 16089,5 \text{ m/s}^2 (\uparrow)$$

Tabel 7.6 roda gigi kecepatan 5

<b>RODA GIGI VEKTOR</b>	<b>KECEPATAN 5</b>	<b>COUNTER</b>	<b>RESULTAN</b>
GAYA (Kg)	<b>365,76</b>	<b>-365,76</b>	0
KECEPATAN (m/s)	<b>-26,81</b>	<b>-26,81</b>	-53,62
PERCEPATAN ( m/s <sup>2</sup> )	19966,002	-11230,87	16089,5

### 7.7 RODA GIGI KECEPATAN MUNDUR

$$V_C = 17,9 \text{ m/s}$$

$$D_G = 124 \text{ mm}$$

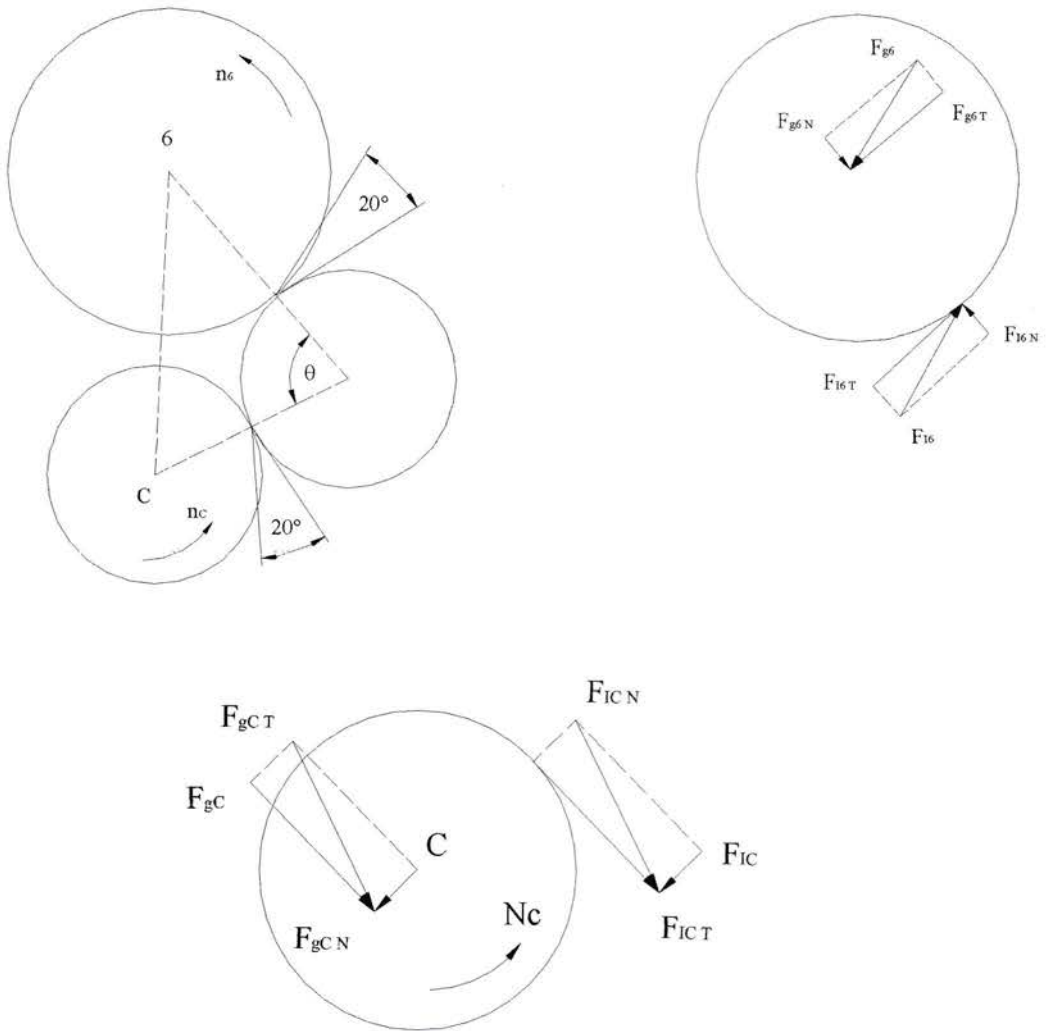
$$D_C = 56 \text{ Kg}$$

$$F_t = 547,82 \text{ Kg}$$

Diameter roda gigi idler = 56 mm

$$\theta = 87^\circ$$

### 7.7.1 GAYA DINAMIS





$$\begin{aligned}
 F_{P6}^T &= 547,82 \text{ Kg}(\rightarrow) & F_{PC}^T &= -547,82 \text{ Kg}(\leftarrow) \\
 F_{P6} &= \frac{547,82}{\cos 20} = 582,97 \text{ Kg}(\leftarrow) & F_{PC} &= -582,97 \text{ Kg}(\leftarrow) \\
 F_{P6}^N &= 582,97 \sin 20 = 199,39 \text{ Kg}(\downarrow) & F_{PC}^N &= -199,39 \text{ Kg}(\downarrow)
 \end{aligned}$$

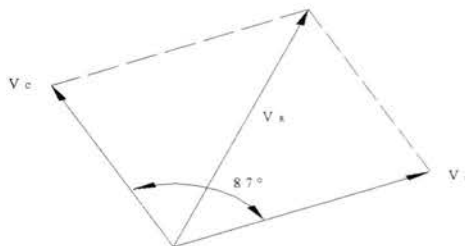
$$FR = \overrightarrow{F_{P6}} \rightarrow \overrightarrow{F_{PC}} = 0$$

### 7.7.2 ANALISA KECEPATAN

Roda gigi counter

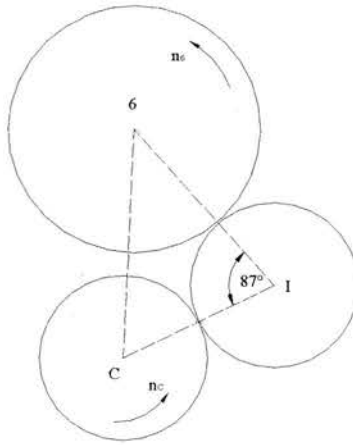
Roda gigi kecepatan 6

$$\begin{aligned}
 V_c &= \overrightarrow{V_c} \rightarrow \overrightarrow{V_1} & V_6 &= \overrightarrow{V_6} \rightarrow \overrightarrow{V_1} \\
 V_c &= (-17,9) - 17,9 & V_6 &= 17,9 + 17,9 \\
 V_c &= -35,8 \text{ m/s}(\leftarrow) & V_6 &= 35,8 \text{ m/s}(\rightarrow)
 \end{aligned}$$



### 7.7.3 ANALISA PERCEPATAN

Roda gigi counter dan roda gigi idler



Roda gigi counter

Roda gigi idler

$$a_C = \frac{V_C^2}{R_C} = \frac{(17,9)^2}{0,028} \quad a_I = \frac{V_I^2}{R_I} = \frac{(17,9)^2}{0,028}$$

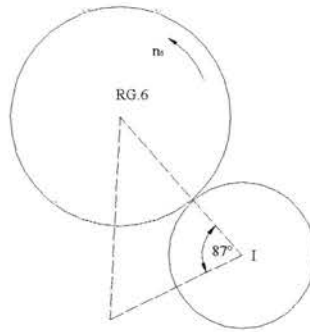
$$a_C = -11443,21 \text{ m/s}^2 (\leftarrow) \quad a_I = 11443,21 \text{ m/s}^2 (\rightarrow)$$

$$a_{R1} = \overline{a_C} \rightarrow \overline{a_I}$$

$$a_{R1} = (-11443,21) + 11443,21$$

$$a_{R1} = 0$$

Roda gigi mundur dan roda gigi idler



Roda gigi mundur

Roda gigi idler

$$a_6 = \frac{V_6^2}{R_6} = \frac{(17,9)^2}{0,062} \quad a_I = \frac{V_I^2}{R_I} = \frac{(17,9)^2}{0,026}$$

$$a_6 = 5167,9 \text{ m/s}^2 (\leftarrow) \quad a_I = -12323,46 \text{ m/s}^2 (\rightarrow)$$

$$a_{R2} = \vec{a}_6 \rightarrow \vec{a}_I$$

$$a_{R2} = 5167,9 - 12323,46$$

$$a_{R2} = -7155,56 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$$

Resultan percepatan roda gigi mundur ( $a_R$ )

$$a_R = \vec{a}_{R1} \rightarrow \vec{a}_{R2}$$

$$a_R = 0 \rightarrow (-7155,56)$$

$$a_R = -7155,56 \text{ m/s}^2 (\downarrow)$$

Tabel 7.7 roda gigi Reverse (mundur)

<b>RODA GIGI</b>	<b>COUNTER DAN IDLER</b>	<b>IDLER DAN MUNDUR</b>	<b>RESULTAN</b>
------------------	------------------------------	-----------------------------	-----------------

<b>VEKTOR</b>			
GAYA (Kg)	<b>547,82</b>	<b>-547,82</b>	0
KECEPATAN (m/s)	<b>17,9</b>	<b>17,9</b>	35,8
PERCEPATAN ( m/s <sup>2</sup> )	0	-7155,56	-7155,56

**BAB 7**

**KESIMPULAN**

Adapun kesimpulan yang diperoleh dari perancangan roda gigi kendaraan roda empat jenis “Daihatsu Xenia” ini adalah:

1. Daya :  $N = 104$  PS  
Putaran :  $n = 6000$  rpm

2. POROS

- Bahan poros output : Baja karbon S 55 CD  
Diameter poros output :  $D_{po} = 35$  mm  
Bahan poros perantara : Baja paduan S 15 CK  
Diameter poros perantara :  $D_{pp} = 40$  mm

3. RODA GIGI

Perbandingan reduksi ditetapkan sebesar 1,5 sehingga putaran poros perantara 4000 rpm.

Jarak antar poros :  $d = 100$  mm

Bahan roda gigi pinyon/input dan output : Baja paduan S 15 CK

Bahan roda gigi perantara dan *idler* : Baja paduan S 15 CK

Selanjutnya ukuran selengkapnya roda gigi dapat dilihat pada tabel 7.1. Ukuran Roda Gigi.

4. SPLINE DAN NAAF PADA POROS UTAMA/OUTPUT

Jumlah spline / naaf :  $i = 10$  buah

Diameter dalam :  $d = 24$  mm

Diameter luar	: $D = 30 \text{ mm}$
Tinggi	: $h = 3,0 \text{ mm}$
Lebar spline	: $w_s = 5 \text{ mm}$
Lebar naaf	: $w_n = 4,42 \text{ mm}$
Panjang	: $L = 23 \text{ mm}$
Bahan	: Baja karbon S 55 CD

5. SPLINE DAN NAAF PADA POROS PERANTARA

Jumlah spline / naaf	: $i = 10 \text{ buah}$
Diameter dalam	: $d = 27 \text{ mm}$
Diameter luar	: $D = 30 \text{ mm}$
Tinggi	: $h = 1,5 \text{ mm}$
Lebar spline	: $w_s = 5 \text{ mm}$
Lebar naaf	: $w_n = 4,42 \text{ mm}$
Panjang	: $L = 35 \text{ mm}$
Bahan	: Baja karbon S 15 CK

6. BANTALAN PADA POROS OUTPUT

Nomor bantalan	: 6307
Diameter luar	: $D = 72 \text{ mm}$
Diameter lubang	: $d = 30 \text{ mm}$
Lebar bantalan	: $b = 19 \text{ mm}$

Tabel 7.1. Ukuran roda gigi (modul  $m = 6$  mm; dan tebal sisi  $b = 22$  mm)

Roda gigi Ukuran	Satuan $n$	Input $t$	Perantar $a$ input	Output $t$ 1	Perantar $a$ 1	Output $t$ 2	Perantar $a$ 2	Output $t$ 3	Perantar $a$ 3	Output $t$ 5	Perantar $a$ 5	Output mundur $r$	Perantar $a$ mundur	$l_{d1}$ $r$
Modul (m)	mm	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Jumlah gigi (z)	mm	14	20	24	10	20	14	17	18	13	22	22	9	9
Kelonggaran puncak ( $C_k$ )	mm	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tebal gigi (t)	mm	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42
$t = \frac{1}{2} \pi m$	mm	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
Lebar sisi (b)	mm	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22

Diameter jarak bagi $D = m z$	mm	80	120	140	60	116	84	92	108	68	132	146	54	54
Tinggi kepala ( $h_k$ ) $h_k = m$	mm	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Tinggi kaki ( $h_f$ ) $h_k = m + C_k$	mm	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Tinggi gigi ( $h$ ) $h = h_k + h_f$	mm	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
Diameter lingkaran kepala ( $D_o$ ) $D_o = D + 2 h_k$	mm	92	144	152	72	128	96	104	120	80	144	158	66	66



DAFTAR PUSTAKA

1. Creamer, *Machine Design, Third Edition*. McGraw-Hill: New York, 1986.
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. Juvinall, Robert C and Kurt M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, John Wiley & Sons, Inc., Canada, 1991.
5. Robert L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*. Prentice Hall: New Jersey, 1996.
6. Robert L. Norton, *Design of Machinery : An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*. McGraw-Hill: New York, 2002.
7. Sularso dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Pradnya Paramita: Jakarta, 1994.
8. Kent's, *Mechanical Engineers Handbook, Design and Production*, edisi ke-12, John Wiley & Sons Inc: New York, 1990.
9. Heisler, Heinz. *Vehicle and Engine Technology vol 1*, Edward Arnolds (Publishers) Ltd, London, 1985.