

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI MOBIL AVANZA**

**DAYA (N) = 92 PS
PUTARAN (n) = 6000 rpm**

Oleh :

**JAMES BARUS
NPM : 148130049**



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

2020

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI MOBIL TOYOTA AVANZA**

**DAYA (N) = 92 PS
PUTARAN (n) = 6000 rpm**

Disusun Oleh :

**JAMES BARUS
NPM : 148130049**

Ketua Prodi Teknik Mesin

Muhammad Idris, ST, MT

Dosen Pembimbing



Ir. Amru Siregar, MT

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Yang Maha Kuasa atas karunia-Nya yang telah memberikan kesehatan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Roda Gigi ini dengan baik. Dalam menjalankan kurikulum serta memenuhi kewajiban saya sebagai mahasiswa di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka saya harus memenuhi tugas yang diberikan untuk merancang ulang roda gigi kendaraan mobil TOYOTA AVANZA dengan spesifikasi sebagai berikut :

Daya Maksimum : 92 PS

Putaran : 6000 rpm.

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

Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Ir. Amru Siregar, MT selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada saya dan tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu saya dalam menyelesaikan Tugas Rancangan ini.

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

Medan, 03 OKTOBERE 2020

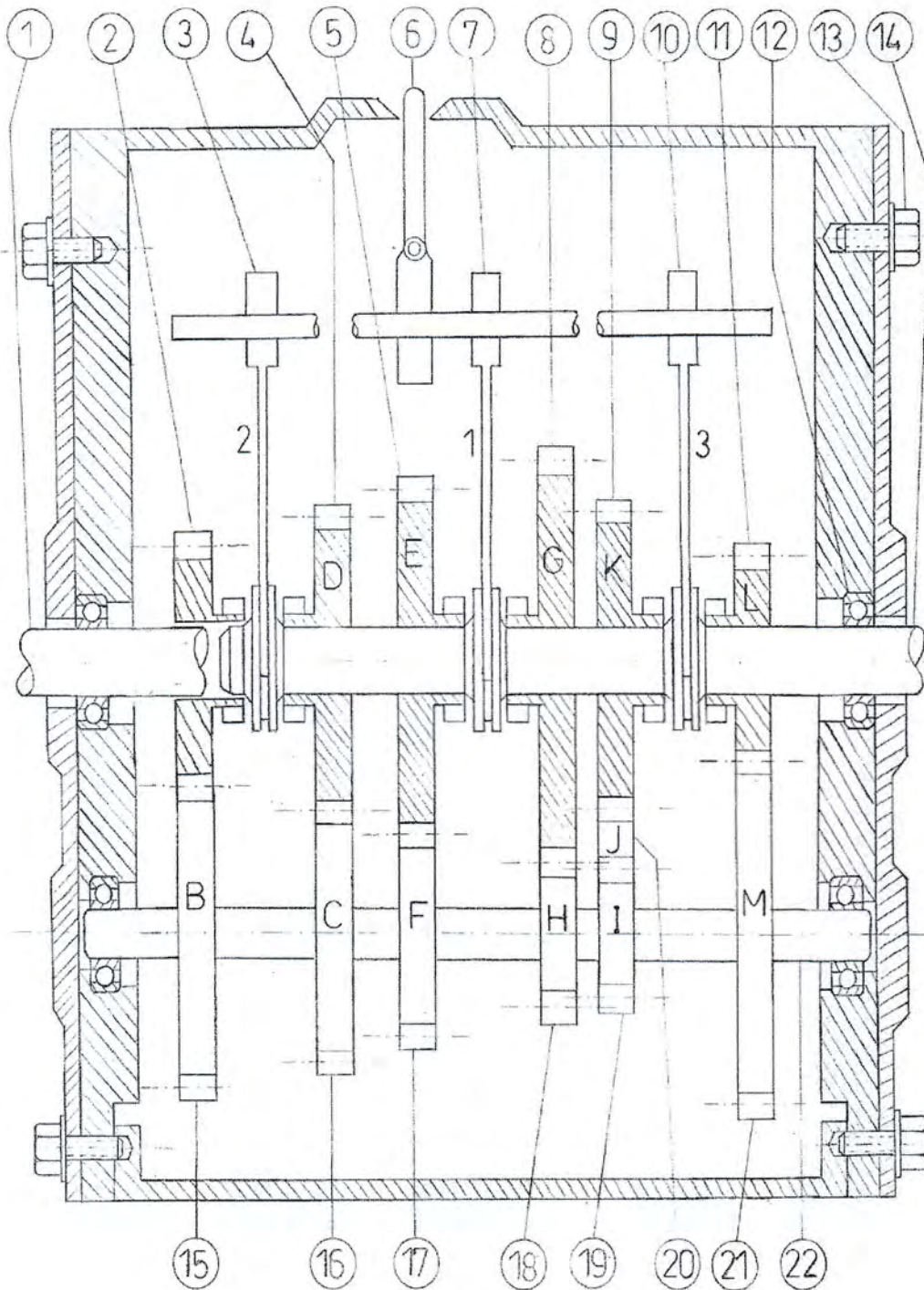
Penyusun.

JAMES BARUS
NPM :148130049

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
1.2. Tujuan Perencanaan	1
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1. Fungsi Transmisi	4
2.2. Komponen-komponen Transmisi	5
2.3. Mekanisme Sincromes	5
2.4. Pengertian Roda Gigi	7
2.5. Klasifikasi Roda Gigi	8
BAB III ANALISA PERHITUNGAN	14
3.1. Poros	14
3.2. Spline dan Naff	19
3.3. Pasak	24
3.4. Perencanaan Roda Gigi	28
3.5. Bantalan	52
BAB IV PERAWATAN DAN PEMELIHARAAN	63
BAB V KESIMPULAN	68
DAFTAR PUSTAKA	

SKET GAMBAR RODA GIGI MOBIL TOYOTA AVANZA



Keterangan Gambar :

1. Poros Input
2. Roda Gigi A
3. Sinkron III
4. Roda Gigi D
5. Roda Gigi E
6. Tuas Penggerak Poros Sinkron
7. Sinkrone I
8. Roda Gigi G
9. Roda Gigi K
10. Sinkron III
11. Roda Gigi L
12. Bantalan Radial
13. Baut Pengikat Gearbox
14. Poros Output
15. Roda Gigi B
16. Roda Gigi C
17. Roda Gigi F
18. Roda Gigi H
19. Roda Gigi I
20. Roda Gigi J
21. Roda Gigi M
22. Poros Counter

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Perencanaan

Roda gigi adalah salah satu jenis elemen transmisi yang penting untuk suatu pemindahan gerak (terutama putaran), daya, atau tenaga pada suatu sistem transmisi antara penggerak dengan yang digerakkan. Suatu konstruksi roda gigi digunakan pula untuk suatu sistem pengatur pada pemindah putaran, atau untuk merubah gerak lurus menjadi gerak putar atau sebaliknya. Oleh karena itu penggunaan roda gigi sangat luas pada konstruksi mekanik yang memerlukan gerak yang mengkombinasikan beberapa komponen alat yang tergabung. Pembuatan roda gigi cukup rumit dan kompleks karena pembuatan profil roda giginya yang khusus, dengan berbagai ukuran dan keakuratan tergantung dari peran dari roda gigi itu sendiri pada suatu gabungan komponen mesin.

1.2. Tujuan Perencanaan

● Tujuan Umum

Adapun tujuan umum dari sistem roda gigi ini adalah :

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

● Tujuan Khusus

Adapun tujuan khusus dari roda gigi ini adalah :

- Agar dapat menghitung tegangan yang terjadi pada roda gigi
- Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan roda gigi.

- Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada tiap – tiap roda gigi.

1.3. Batasan Masalah.

Adapun batasan masalah agar tidak menyimpang dari tujuan perancangan yang akan diharapkan, penulis perlu membatasi masalah yang akan dihitung dalam rancangan roda gigi. Diambil roda gigi mobil Toyota Avanza.

Batasan-batasannya adalah : Daya (N) = 92 PS dan putaran (n) = 6000 rpm

1.4. Sistematika Penulisan

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

- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan pertama
- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kedua
- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan ketiga
- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan keempat
- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kelima
- Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan mundur
- Bantalan
- Baut dan Mur

Selanjutnya pada BAB 4 akan ditulis mengenai Temperatur Kerja dan Pelumasan. BAB 5 akan diisi dengan Kesimpulan dari perhitungan roda gigi. Dan diakhiri dengan DAFTAR PUSTAKA.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Transmisi roda gigi adalah merupakan satu dari elemen mesin yang mempunyai peran sangat penting dalam mentransmisikan daya dan putaran dari suatu motor atau penggerak. Untuk mentransmisikan daya dan putaran yang besar dengan tetap maka kita menggunakan roda gigi untuk kebutuhan tersebut.

Diluar transmisi diatas ada pula cara lain untuk memindahkan daya, misalnya dengan sabuk (belt) dan rantai (chain), tetapi transmisi dengan roda gigi jauh lebih unggul dibanding dengan sabuk dan rantai, faktor slip pada roda gigi jauh lebih kecil dan putaran lebih tinggi tepat serta daya yang dipindahkan lebih besar, walaupun roda gigi mempunyai kelebihan seperti diatas tetapi di dalam industri tidak selalu di pakai roda gigi sebagai alat transmisi karena roda gigi memerlukan ketelitian yang besar dalam waktu pembuatannya, pemasangannya maupun waktu pemeliharannya.

2.1 Fungsi Transmisi :

- Memperbesar momen pada saat momen yang besar diperlukan.
- Memperkecil momen pada saat kendaraan berjalan pada kecepatan tinggi, mendatar serta memperhalus suara yang terjadi pada kendaraan, hal ini akan mengurangi pemakaian bahan bakar dan memperkecil suara yang terjadi pada kendaraan.
- Untuk memundurkan jalanya kendaraan dengan adanya perkaitan gigi-gigi pada transmisi dikarenakan mesin hanya berputar pada satu arah.

2.2. Komponen-komponen Transmisi

a. Input Shaft

Berfungsi untuk meneruskan tenaga putaran dari kopling ke transmisi.

b. Output Shaft

Berfungsi untuk meneruskan tenaga putar yang keluar dari transmisi yang selanjutnya dipindahkan ke propeller shaft.

c. Gigi Percepatan (Gear)

Gigi percepatan yang terdapat pada poros output yang berputar terhadap poros input. Fungsi dari gigi-gigi percepatan ini adalah untuk menentukan gear ratio yang terjadi pada transmisi yang akan merubah momen yang keluar dari transmisi.

d. Counter Gear dan Shaft

Berfungsi untuk memindahkan tenaga putar dari input shaft ke gigi percepatan.

e. Reserver Idle Gear dan Shaft

Berfungsi untuk merubah arah putaran output shaft sehingga berlawanan dengan putaran input shaft agar kendaraan berjalan mundur.

2.3. Mekanisme Sincromes

Berfungsi untuk menghubungkan dan memindahkan putaran input shaft melalui counter gear dan gigi-gigi percepatan dengan mekanisme pengereman.

Mekanisme Sincromes terdiri dari :

a. Clutch Hub

Berfungsi untuk memutar output shaft. Clutch Hub berkaitan dengan output shaft pada alur-alurnya. Sehingga apabila clutch hub berputar maka output shaft juga turut berputar.

b. Clutch Hub Sleeve

Berfungsi untuk menghubungkan gigi-gigi percepatan dengan clutch hub. Clutch hub sleeve dapat bergerak maju mundur pada alur bagian luar clutch hub, sedangkan bagian luar dari clutch hub sleeve berkaitan dengan shift fork.

c. Synchronizer Ring

Berfungsi untuk menyamakan putaran gigi percepatan dan hub sleeve dengan jalan mengadakan pengereman terhadap gigi percepatan (bagian yang tyrus) pada saat shift fork menekan hub sleeve.

d. Shifting Key

Berfungsi meneruskan gaya tekan dari hub sleeve yang selanjutnya diteruskan ke synchronizer ring agar terjadi pengereman pada bagian yang tirus gigi percepatan.

e. Key Spring

Berfungsi untuk menekan shifting key agar tetap tertekan kearah hub sleeve.

f. Interlocking Pins

Berfungsi untuk mencegah shift fork shaft maju bersamaan pada saat memasukkan gigi transmisi.

g. Chamber dan Lock Ball (mekanisme pencegah gigi loncat)

Berfungsi untuk mencegah agar gigi tidak kembali netral (loncat) setelah memasukkan gigi transmisi dimana chamber adalah bentuk dari hub sleeve spline.

2.4. Pengertian Roda Gigi

Roda gigi adalah bagian dari [mesin](#) yang berputar yang berguna untuk [mentransmisikan](#) daya. Roda gigi memiliki gigi-gigi yang saling bersinggungan dengan gigi dari roda gigi yang lain. Dua atau lebih roda gigi yang bersinggungan dan bekerja bersama-sama disebut sebagai transmisi roda gigi, dan bisa menghasilkan keuntungan mekanis melalui rasio jumlah gigi.

Jika dua buah roda gigi berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya. bila salah satu di putar maka silinder yang lain akan ikut serta berputar pula, alat yang menggunakan cara kerja semacam ini untuk mentransmisikan daya dan putaran disebut roda gesek. Cara ini cukup baik untuk meneruskan daya yang kecil dengan putaran yang tidak terlalu tepat.

Guna mentransmisikan daya yang lebih besar dan kecepatan yang cepat tidak dapat dilakukan dengan sistem gaya gesek, untuk itu kedua roda tersebut harus dibuat bergigi pada sekelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkaitan.

Selain transmisi diatas, ada pula cara lain untuk meneruskan daya dan putaran yaitu dengan sabuk dan rantai. Namun demikian transmisi roda gigi ini mempunyai keunggulan dibandingkan sabuk atau rantai karena lebih keras, putaran lebih tinggi dan daya yang lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi disamping cara yang lain karena memerlukan ketelitian yang lebih besar dalam pembuatan, pemasangan maupun pemeliharannya.

2.5. Klasifikasi Roda Gigi

Tabel 2.1 Klasifikasi Roda Gigi

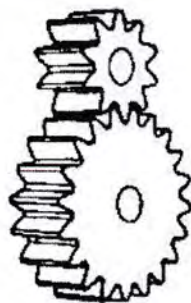
Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus,(a)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi miring,(b)	
	Roda gigi miring ganda,Ⓞ	
	Roda gigi luar	Arah putaran berlawanan
	Roda gigi dalam dan pinyon,(d)	Arah putaran sama
	Batang gigi dan pinyon,(e)	Gerak lurus & 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 dengan poros silang	Roda gigi miring silang,(i)	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 sampung	
	Roda gigi hiperboloid	
	Roda gigi hipoid,(l)	
	Roda gigi permukaan silang	

Sumber : lit 1, hal 212

a) Roda Gigi Lurus

Roda gigi lurus adalah jenis roda gigi yang dapat mentransmisikan daya dan putaran antara dua poros yang sejajar, pada roda gigi lurus ini dalam meneruskan daya dan putaran tidak terjadi gaya aksial.



Gbr. 2.a Roda gigi lurus

b) Roda Gigi Miring

Mempunyai jalur gigi yang berbentuk ulir silindris yang mempunyai jarak bagi. Jumlah pasang gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar dari pada gigi lurus, sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi-gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus. Sifat ini sangat baik untuk mentransmisikan putaran tinggi dengan beban yang besar.



Gbr. 2.b Roda gigi miring

c) Roda Gigi Miring Ganda

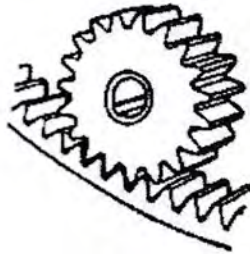
Gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur berbentuk alur V tersebut akan saling memindahkan dengan roda gigi ini. Perbandingan reduksi kecepatan keliling dan daya yang diteruskan dapat diperbesar tetapi pembuatannya agak sukar.



Gbr. 2.c Roda gigi miring ganda

d) Roda Gigi Dalam

Dipakai jika menginginkan transmisi dengan ukuran kecil dengan reduksi yang besar, karena pinyon terletak dalam roda gigi.



Gbr. 2.d Roda gigi dalam

e) Pinyon dan Batang Gigi

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



Gbr. 2.e Pinyon dan batang gigi

f) Roda Gigi Kerucut Lurus

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



Gbr. 2.f Roda gigi kerucut lurus

g) Roda Gigi Kerucut Spiral

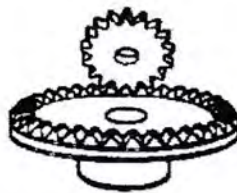
Mempunyai perbandingan kontak yang lebih besar, dapat meneruskan putaran tinggi dengan beban besar. Sudut poros kedua gigi kerucut ini biasanya dibuat 90° .



Gbr. 2.g Roda gigi kerucut spiral

h) Roda Gigi Permukaan

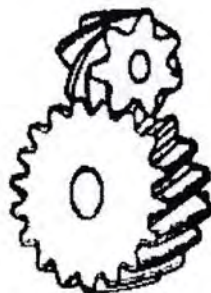
Merupakan bagian dari roda gigi dengan poros berpotongan yang bagian permukaannya rata.



Gbr. 2.h Roda gigi permukaan

i) Roda Gigi Miring

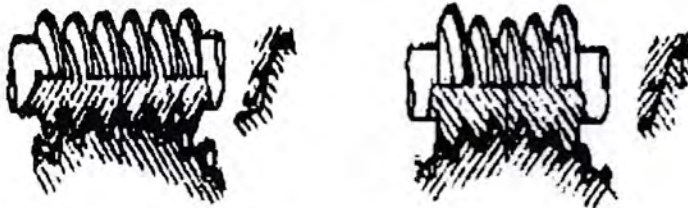
Roda gigi miring seperti tergambar ini mempunyai kemiringan 7° sampai 23° , digunakan untuk transmisikan daya yang lebih besar dari pada roda gigi lurus.



Gbr. 2.i Roda gigi miring silang

j) Roda Gigi Cacing (Worm Gear)

Roda gigi jenis ini digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran yang lebih besar tanpa mengurangi dayanya, kemiringan antara 25° – 45° roda gigi ini banyak dipakai pada sistem kemudi.



Gbr. 2.j Roda gigi cacing silindris dan globoid

k) Roda Gigi Hypoid

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



Gbr. 2.k Roda gigi hypoid

BAB III

ANALISA PERHITUNGAN

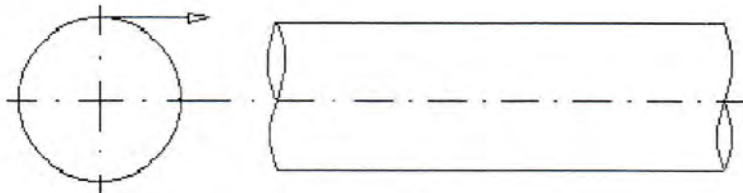
3.1. Poros

Poros adalah salah satu yang penting dalam konstruksi kopling, maka perlu diperhatikan sebaik mungkin.

Hampir sama dengan kopling sebagai penerus daya dan putaran, perencanaan seperti ini dipegang oleh poros.

Poros sebagai pemindah daya dan putaran, Poros yang terbuat dari batang baja mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

- Tahan terhadap momen puntir
- Mempunyai skalalitas yang baik
- Tidak mudah patah



Gambar 3.1. Poros

3.1.1. Perhitungan poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 92 PS dan putaran (n) sebesar 6000 rpm. Jika daya diberikan dalam daya kuda (PS) maka harus dikalikan 0.735 untuk mendapatkan daya dalam (kW).

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

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

$$\text{Dimana } 1 \text{ PS} = 0.735 \text{ kW}$$

$$\text{Sehingga daya poros } P = 92 \times 0.735 \text{ kW} = 67,62 \text{ kW}$$

Untuk daya maksimal

Momen puntir $P = 67,62 \text{ kW}$

Maka torsi untuk daya maksimum

$$T = 9,74 \times 10^5 (P_d/n) \text{ kg mm} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{(67,62)}{6000}$$

$$T = 10976,98 \text{ kg mm} = 1097,6 \text{ kg cm} = 11 \text{ kg m}$$

$$T = 12,2 \text{ kg m (dari spesifikasi mobil)}$$

Bahan poros di pilih dari bahan yang difinis dingin S45C-D dengan kekuatan tarik $\tau_B = 60 \text{ kg/mm}^2$.

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

Sumber : literature 1 hal 3

Tegangan geser yang di izinkan $\tau_a = \sigma_B / (Sf1 + Sf2)$

dimana :

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

σ_B = tegangan tarik izin poros = 60 kg/mm²

Sf1 = factor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C (baja karbon) diambil 6 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

Sf2 = factor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros, di mana harga sebesar 1,3- 3,0 maka di ambil 2,5 (lit 1 hal 8)

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \sigma_B / (Sf1 + Sf2) \\ &= \frac{60}{6 \times 1,8} \\ &= 5,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

rumus :

$$d_s = [\frac{5,1}{5,5} K_t C_b T]^{1/3} \dots\dots\dots(\text{Lit 1, hal 7})$$

dimana :

d_s = diameter poros (mm)

T = momen torsi rencana = 10977 kg mm

C_b = factor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2-2,3

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

Maka :

$$\begin{aligned}d_s &= [\frac{5,1}{5,5} \times 1,5 \times 1,2 \times 10977]^{1/3} \\ &= 26,36 \text{ mm} \\ d_s &= 30 \text{ mm (sesuai dengan tabel)}\end{aligned}$$

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

$$\tau = 5,1 \frac{[T]}{ds^3} \dots\dots\dots(\text{Lit 1, hal 7})$$

$$\tau = 5,1 [10977] / 30^3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 5,1 \times 0,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 2,04 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : 2,04 < 5,5 kg/mm²

Tabel 3.1. Diameter Poros

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	33,5	56	140	*335	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		

	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Sumber : literature 1 hal 9

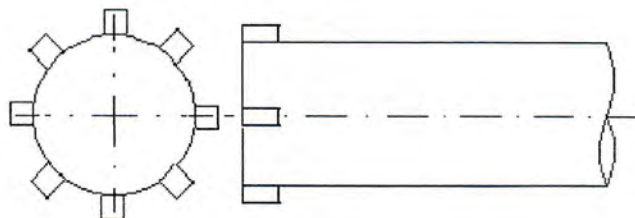
Keterangan :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart.
2. Bilangan di dalam kurung hanya di pakai untuk bagian di mana akan di pasang bantalan gelinding.

3.2. Spline dan Naff

A. Spline

Spline adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian roda gigi sebagai penerus momen torsi dari poros ke roda gigi. Hubungan antara roda gigi maju dan mundur pada waktu perpindahan kecepatan.



Gbr 3.2. Spline

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukuran spline antara lain :

$$\text{Jumlah spline (Z)} = 8 \text{ buah}$$

$$\text{Jarak antara spline (W)} = (0,5) \times D$$

$$\text{Tinggi spline (H)} = \frac{D-ds}{2}$$

A.1. Perhitungan spline

Diameter maksimum spline (diambil $ds = 30$)

Dimana :

$$Ds = 0,81 \times D$$

$$\begin{aligned} D &= \frac{30}{0,81} \\ &= 37,04 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka :

$$L = 1,9 \times ds$$

$$L = 1,9 \times 30 = 57 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} H &= \frac{D-ds}{2} \\ &= \frac{37,04 - 30}{2} = 3,52 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$W = 0,5 \times ds$$

$$= 0,5 \times 30$$

$$W = 15 \text{ mm}$$

Jari-jari spline (r_m) dapat di hitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$r_m = \frac{R1 + R2}{2}$$

Atau
$$r_m = \frac{D + ds}{4}$$

dimana :

r_m = jari-jari rata-rata

D = diameter spline

D_s = diameter poros = 30 mm

Maka :

$$\begin{aligned} r_m &= \frac{37,04 + 30}{4} \\ &= 16,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

Permukaan kekuatan spline

Besarnya gaya pada spline (F_s) adalah :

$$F_s = T/r_m$$

Dimana :

F_s = Besarnya gaya-gaya yang berkerja

T = Moment torsi rencana = 10977 kg mm

R_m = jari-jari spline

Maka :

$$\begin{aligned} F_s &= 10977 \text{ kg mm} / 16,76 \text{ mm} \\ &= 654,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besarnya gaya yang di terima oleh setiap spline (F_m)

$$F_m = F_s/z$$

Dimana :

Z = jumlah spline = 8 buah F_m = besar gaya yang di terima

Maka :

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{654,95}{8} \\ &= 81,87 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan tumbuk

Tegangan tumbuk yang terjadi(τ_c) adalah :

$$\tau_c = F_m / A_c$$

dimana :

A_c = luas yang mengalami tumbukan (mm)

$$A_c = h \times L$$

$$= 3,52 \times 57$$

$$A_c = 200,64 \text{ mm}^2$$

Maka :

$$\tau_c = F_m / A_c$$

$$= \frac{81,87}{200,64}$$

$$= 0,408 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 0,408 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan tegangan geser

Tegangan geser yang terjadi (T_g)

$$\tau_g = F_m / A_g$$

Dimana :

$$A_g = W \times L$$

$$= 15 \times 57 \text{ mm}$$

$$A_g = 855 \text{ mm}^2$$

maka :

$$\tau_g = F_m / A_g$$

$$= \frac{81,87 \text{ kg}}{855}$$

$$855 \text{ mm}^2$$

$$= 0,096 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan kombinasi yang terjadi (τ)

$$\tau = \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2}$$

$$= \sqrt{(0,408 \text{ Kg/mm}^2)^2 + (0,096 \text{ Kg/mm}^2)^2}$$

$$= 0,419 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan poros dengan spline di pilih dari baja dengan difinis dingin S45C-D = 60 kg/mm.

maka besar tegangan izin (τ_a) = 5,5 kg/mm²

Dimana syarat pemakaian aman adalah : $\tau_a \geq \tau = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,419 \text{ kg/mm}^2$

(terpenuhi)

B. Perhitungan Naaf

Naaf yang di rencanakan adalah sebagai berikut :

$$L = 1,5 \times D = 1,5 \times 37,04 = 55,56 \text{ mm}$$

Bahan naaf di ambil S35C-D dengan kekuatan (τ_b) = 52 kg/mm²

Tegangan geser ijin naaf (τ_g)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

τ_b = tarik beban = 52 kg/mm²

Sf_1 = Faktor keamanan untuk baja = 6

Sf_2 = Faktor keamanan untuk alur baja = 1,8

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{52}{6 \times 1,8} \\ &= 4,815 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan gesek yang terjadi pada naaf (τ_g)

$$\tau_g = \frac{f_m}{W \times l}$$

Dimana :

f_m = Gaya yang berkerja pada naaf (81,87)

W = Jarak antara spline dengan yang lain

l = panjang naaf

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{f_m}{W \times l} \\ &= \frac{81,87}{15 \times 57} \\ &= 0,096 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan Kombinasi (τ_t)

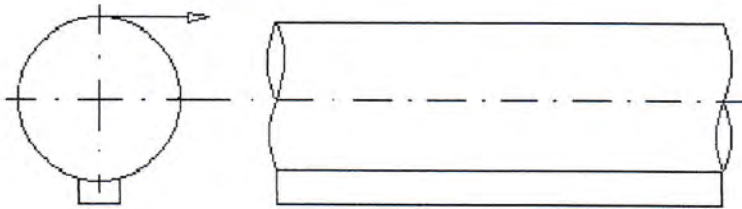
$$\begin{aligned}\tau_t &= \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2} \\ &= \sqrt{(0,408 \text{ Kg/mm}^2)^2 + (0,096 \text{ Kg/mm}^2)^2} \\ &= 0,419 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Persentase syarat keamanan adalah : $\tau_a > \tau_t = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,419 \text{ kg/mm}^2$

(terpenuhi/aman). Tegangan geser yang diizinkan lebih besar dari regangan kombinasi yang terjadi.

3.3 Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, pully, kopling, dll pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.



Gbr 3.3. Pasak

Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan pula oleh spline dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi yang sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain. Gigi pada spline adalah besar-besar, sedang pada gerigi adalah kecil-kecil dengan jarak bagi yang kecil pula. Kedua-duanya dapat digeser secara aksial pada waktu meneruskan daya.

Perhitungan Pasak

Daya rencana : $P_d = f_c \cdot P$

Dimana :

$f_c =$ Faktor koreksi = 1 (diambil)

$P =$ daya = 67,62 kW

Maka :

$P_d = 1 \times 67,62 = 67,62$ kW

Maka torsi untuk daya maksimum

$T = 9,74 \times 10^5 (p/n)$ kg mm.....(Lit 1, hal 7)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{(67,62)}{6000}$$

$$T = 10976,98 \text{ kg mm} = 1097,6 \text{ kg cm}$$

atau $T = 11 \text{ kg m}$

$$T = 12,2 \text{ kg m (dari spesifikasi mobil)}$$

Diameter poros :

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \times C_b T \right]^{1/3}$$

dimana :

ds = diameter poros (mm)

T = momen torsi rencana = 10977 kg mm

cb = factor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2-2,3

kt = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5-3,0

Maka :

$$ds = \left[\frac{5,1 \times 1,5 \times 1,2 \times 10977}{5,5} \right]^{1/3}$$

$$= 26,36 \text{ mm}$$

$$ds = 30 \text{ mm (sesuai dengan tabel)}$$

Gaya tangensial

$$F = \frac{T}{(ds/2)} (kg) \dots\dots\dots (\text{Li} 1, \text{hal } 25)$$

Dimana :

T = momen torsi rencana = 10977 kg mm

Ds = diameter poros = 30 mm

Maka :

$$F = \frac{10977}{(30/2)} = 731,8 \text{ kg}$$

Penampang pasak = 10 x 8

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 4,5 \text{ mm}$

Kedalaman alur pasak pada naf $t_2 = 3,5 \text{ mm}$

Jika bahan pasak S45C dicelup dingin dan dilunakkan, maka

$$\tau_B = 70 \text{ kg/mm}^2, \text{ sf}_1 = 2, \text{ sf}_2 = 3,$$

$$\text{sf}_1 \times \text{sf}_2 = 2 \times 3 = 6$$

Tegangan geser yang diizinkan $\tau_{ka} = 70 / 6 = 11,66 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Tekanan permukaan yang diizinkan $P_a = 8 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Panjang pasak dari tegangan geser yang diizinkan $L_1 \text{ (mm)}$

Panjang pasak dari tekanan permukaan yang diizinkan $L_2 \text{ (mm)}$

Harga terbesar dari L_1 dan $L_2 = L \text{ (mm)}$

$$\tau_K = \frac{F}{(10 \times L_1)} \leq 11,66 \text{ maka :}$$

$$\tau_K = \frac{731,8}{(10 \times L_1)} \leq 11,66 \therefore \therefore L_1 \geq 6,28 \text{ (mm)}$$

$$\tau_K = \frac{731,8}{(L_2 \times 6,28)} \leq 8,0 \therefore \therefore L_2 \geq 14,57 \text{ (mm)}$$

$$l = 6,28 \text{ mm}$$

Panjang pasak $l_k = 35 \text{ mm}$

$$b / ds = 6,28 / 30 = 0,29 \quad 0,25 < 0,29 < 0,35 \text{ (aman digunakan)}$$

$$l_k / ds = 35 / 30 = 1,1 \quad 0,75 < 1,1 < 1,5 \text{ (aman digunakan)}$$

Ukuran pasak = 10 x 8 (standart)

Panjang pasak yang aktif :=35 cm

Bahan pasak : S45C, dicelup dingin, dan digunakan.

3.4. Perencanaan Roda Gigi

A. Perhitungan Roda Gigi

Roda gigi transmisi yang direncanakan adalah :

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

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

Pemindahan daya dan putaran direncanakan dengan transmisi roda gigi secara bertingkat dengan perbandingan gigi dapat di lihat pada tabel 3.3 sebagai berikut :

PERBANDINGAN GIGI	I	3.769
	II	2.045
	III	1.376
	IV	1.000
	V	0.838
	R	4.128

SUMBER : SPESIFIKASI TOYOTA AVANZA

Berdasarkan data-data dari spesifikasi, diketahui :

Daya yang di tranmisikan : 92 PS

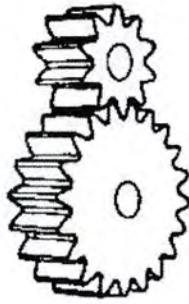
Putaran Poros : 6000 rpm

Perbandingan reduksi : Sesuai tabel

Jarak Sumbu Poros (direncanakan) : 200 mm

Bahan Pinyon : S35C

Bahan roda Gigi besar : FC30



Gbr 3.4. Roda gigi lurus

3.4.1. Perhitungan roda gigi pada kecepatan pertama

Diketahui , $i = 3.769$ (perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Putaran = 6000 rpm.

Perbandingan putaran (U) adalah :

$$U = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m \cdot Z_1}{m \cdot Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{i} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 216})$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{3,769} = 1591,9 \text{ rpm}$$

Daya rencana p_d (Kw)

$$p_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

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

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

$$d_1 = \frac{2xa}{1+i} = \frac{2 \times 200}{1 + 3.769} = 83,87 \text{ mm}$$

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

Jumlah Gigi, $Z = \frac{d}{m}$ (Lit 1, hal 214)

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{83,87}{4} = 20,9675$$

$$Z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{316,12}{4} = 79,03$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{79,03}{20,9675} = 3,769$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_{01} = Z_1 \cdot m \\ = 20,9675 \times 4 = 83,87 \text{ mm}$$

$$d_{02} = Z_2 \cdot m \\ = 79,03 \times 4 = 316,13 \text{ mm}$$

Jarak Sumbu Poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{83,87 + 316,13}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak

$$Ck = 0,25 \times m = 0,25 \times 4 = 1$$

Diameter Kepala

$$d_{k1} = (Z_1 + 2) \cdot m = (20,9675 + 2) \times 4 = 91,87 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (Z_2 + 2) \cdot m = (79,03 + 2) \times 4 = 324,12 \text{ mm}$$

Diameter Kaki

$$d_{f1} = (Z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot Ck \\ = (20,9675 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 75,87 \text{ mm}$$

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

$$= (79,03 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 308,12 \text{ mm}$$

Kedalaman Pemotongan :

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

$$= 2 \times 4 + 0,75 = 8,75 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 20,9675 \approx 20 \rightarrow Y_1 = 0,320 + (0,327 - 0,320) \cdot (0,9675/1) = 0,326$$

$$z_2 = 79,03 \approx 75 \rightarrow Y_2 = 0,434 + (0,446 - 0,434) \cdot (4,03/25) = 0,436$$

Kecepatan Keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 238})$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \times 83,87 \times 6000}{60 \times 1000} = 26,335 \text{ m/s}$$

Gaya Tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot pd}{v} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 238})$$

$$F_t = \frac{102 \cdot pd}{v} = \frac{102 \times 67,62}{26,335} = 262,02 \text{ kg}$$

Faktor Dinamis :

$$f_v = \frac{6}{6 + v} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 240})$$

Harga kecepatan yang diperoleh (11,28 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk

kecepatan sedang, antara (v = 5 – 20 m/s) dengan persamaan seperti diatas :

$$f_v = \frac{6}{6 + 26,335} = 0,19$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : Kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg}/\text{m}^2$

Kekerasan $H_{B1} = 187(\text{rata - rata})$

Roda gigi besar : Kekuatan tarik FC30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Kekerasan $H_{B2} = 215(\text{rata - rata})$

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, FC30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200) maka,

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

Beban lentur yang di izinkan persatuan lebar

$$F_{b1}' = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \dots\dots\dots(\text{Lit 1, hal 240})$$

$$= 26 \times 4 \times 0,326 \times 0,19 = 6,44 \text{ kg}/\text{mm}$$

$$F_{b2}' = \sigma_{a2} \cdot Y_2 \cdot f_v = 13 \times 4 \times 0,436 \times 0,19 = 4,31 \text{ kg}/\text{mm}$$

$$F_H = K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \dots\dots\dots(\text{Lit 1, hal 244})$$

$$= 0,079 \times 83,87 \times 0,19 \times \frac{2 \times 79,03}{20,9675 + 79,03} = 1,99 \text{ kg}/\text{mm}$$

(harga minimum $F_{\min}' = 1,99 \text{ kg}/\text{mm}$ dari F_H')

Lebar sisi

$$b = \frac{F_t}{F_H'} = \frac{262,02}{1,99} = 131,67 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak bagi} \Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal gigi} \Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar gigi} \Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 83,87 = 58,709 \text{ mm}$$

3.4.2. Perhitungan roda gigi pada kecepatan kedua

Diketahui, $i = 2,045$ (perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi),

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

Perbandingan putaran adalah :

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{2,045} = 2933,98 \text{ rpm}$$

Daya rencana p_d (Kw)

$$p_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

$$d_1' = \frac{2xa}{1+i} = \frac{2 \times 200}{1+2,045} = 131,36 \text{ mm}$$

$$d_2' = \frac{2xaxi}{1+i} = \frac{2 \times 200 \times 2,045}{1+2,045} = 268,64 \text{ mm}$$

Modul pahat, $m = 4$ (direncanakan)

$$\text{Jumlah gigi, } z_1 = \frac{d_1'}{m} = \frac{131,36}{4} = 32,84$$

$$z_2 = \frac{d_2'}{m} = \frac{268,64}{4} = 67,16$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{67,16}{32,84} = 2,045$$

Diameter lingkaran jarak bagi

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

$$= 32,84 \times 4 = 131,36 \text{ mm}$$

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

$$= 67,16 \times 4 = 268,64 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{131,36 + 268,64}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak :

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

$$= 0,25 \times 4 = 1$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (32,84 + 2) \times 4 = 139,36 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (67,16 + 2) \times 4 = 276,64 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

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

$$= (32,84 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 61,68 \text{ mm}$$

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

$$= (67,16 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 130,32 \text{ mm}$$

Kedalaman pemotongan :

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

$$= 2 \times 4 + 1 = 9 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 32,84 \approx 30 \rightarrow Y_1 = 0,358 + (0,371 - 0,358) \cdot (2,84 / 4) = 0,367$$

$$z_2 = 67,16 \approx 60 \rightarrow Y_2 = 0,421 + (0,434 - 0,421) \cdot (7,16 / 15) = 0,427$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 131,36 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 41,25 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot pd}{v} = \frac{102 \cdot 67,62}{41,25} = 167,2$$

Faktor dinamis

$$f_v = \frac{6}{6 + v}$$

Harga kecepatan yang diperoleh (41,25 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan sedang, antara ($v = 5 - 20 \text{ m/s}$) dengan persamaan seperti diatas :

$$f_v = \frac{6}{6 + 41,25} = 0,127$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan $H_{B1} = 178$ (rata – rata)

Roda gigi besar : kekuatan tarik F30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan $H_{B2} = 215$ (rata – rata)

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, F30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200) maka,

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

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar

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

$$= 26 \times 4 \times 0,367 \times 0,127$$

$$= 4,85 \text{ kg/mm}$$

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

$$= 13 \times 4 \times 0,427 \times 0,127 = 2,82 \text{ kg/mm}$$

$$F_H' = K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0,079 \times 131,36 \times 0,127 \frac{2 \times 67,16}{32,84 + 67,16}$$

$$= 1,77 \text{ kg/mm}$$

(harga minimum F' min = 1,77 kg/mm dari F_H')

Lebar sisi

$$b = \frac{F_t}{F_H'} = \frac{167,62}{1,77} = 94,7 \text{ mm}$$

Jarak bagi $\Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$

Tebal gigi $\Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$

Lebar gigi $\Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 131,36 = 91,95 \text{ mm}$

3.4.3. Perhitungan roda gigi pada kecepatan ketiga

Diketahui, $i = 1,376$ (perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi),

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

Perbandingan putaran adalah :

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{1,376} = 4360,46 \text{ rpm}$$

Daya rencana P_d (Kw)

$$P_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

$$d_1' = \frac{2xa}{1+i} = \frac{2 \times 200}{1+1,376} = 168,35 \text{ mm}$$

$$d_2' = \frac{2xaxi}{1+i} = \frac{2 \times 200 \times 1,376}{1+1,376} = 231,65 \text{ mm}$$

Modul pahat, $m = 4$ (direncanakan)

Jumlah gigi,

$$Z_1 = \frac{d_1'}{m} = \frac{168,35}{4} = 42,09 \text{ mm}$$

$$Z_2 = \frac{d_2'}{m} = \frac{231,65}{4} = 57,91 \text{ mm}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{57,91}{42,09} = 1,375$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_{01} = Z_1 \cdot m$$

$$= 42,09 \times 4 = 168,36 \text{ mm}$$

$$d_{02} = Z_2 \cdot m$$

$$= 57,91 \times 4 = 231,64 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{168,36 + 231,64}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak

$$C_k = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 4 = 1$$

Diameter kepala

$$d_{k1} = (Z_1 + 2) \cdot m = (42,09 + 2) \times 4 = 176,36 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (Z_2 + 2) \cdot m = (57,91 + 2) \times 4 = 239,64 \text{ mm}$$

Diameter kaki

$$d_{f1} = (z_1 - 2) \cdot m - 2 \text{ Ck}$$
$$= (42,09 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 80,18 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2) \cdot m - 2 \text{ Ck}$$
$$= (57,91 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 111,82 \text{ mm}$$

Kedalaman pemotongan :

$$H = 2 \cdot m + Ck$$
$$= 2 \cdot 4 + 1 = 9 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 42,09 \approx 38 \leftrightarrow Y_1 = 0,383 + (0,396 - 0,383) \times (4,09/5) = 0,394$$

$$z_2 = 57,91 \approx 50 \rightarrow Y_2 = 0,408 + (0,421 - 0,408) \times (7,91/10) = 0,418$$

Kecepatan keliling

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \times 168,36 \times 6000}{60 \times 1000} = 52,86 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} = \frac{102 \times 67,62}{52,86} = 130,48 \text{ kg}$$

Faktor dinamis

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

Harga kecepatan yang diperoleh (52,86 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan, antara (v = 20-50 m/s) dengan persamaan seperti diatas:

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{52,86}} = 0,431$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B1} = 178$ (rata – rata)

Roda gigi besar : kekuatan tarik F30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B2} = 215$ (rata – rata)

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, F30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200)

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

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar

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

$$= 26 \times 4 \times 0,394 \times 0,431 = 17,66 \text{ kg/mm}$$

$$F_{b2}' = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v = 13 \times 4 \times 0,418 \times 0,431 = 9,37 \text{ kg/mm}$$

$$F_H' = K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0,079 \times 168,36 \times 0,431 \times \frac{2 \times 57,91}{42,09 + 57,91}$$

$$= 6,64 \text{ kg/mm}$$

(harga minimum F' min = 6,64 kg/mm dari F_H')

Lebar sisi

$$b = \frac{F_t}{F_H'} = \frac{130,48}{6,64} = 19,65 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak bagi} \Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal gigi} \Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar gigi} \Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 168,36 = 117,85 \text{ mm}$$

3.4.4. Perhitungan roda gigi pada kecepatan keempat

Diketahui, $i = 1,000$ (perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi),

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

Perbandingan putaran adalah :

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{1,000} = 6000 \text{ rpm}$$

Daya rencana p_d (Kw)

$$p_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

$$d_1' = \frac{2xa}{1+i} = \frac{2 \times 200}{1+1,000} = 200 \text{ mm}$$

$$d_2' = \frac{2xaxi}{1+i} = \frac{2 \times 200 \times 1,000}{1+1,000} = 200 \text{ mm}$$

Modul pahat, $m = 4$ (direncanakan)

$$\text{Jumlah gigi, } Z_1 = \frac{d_1'}{m} = \frac{200}{4} = 50 \text{ mm}$$

$$Z_2 = \frac{d_2'}{m} = \frac{200}{4} = 50 \text{ mm}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{50} = 1,000$$

Diameter lingkaran jarak bagi

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

$$= 50 \times 4 = 200 \text{ mm}$$

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

$$= 50 \times 4 = 200 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{200 + 200}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak

$$C_k = 0,25 \cdot m = 0,25 \times 4 = 1$$

Diameter kepala

$$d_{K1} = (z_1 + 2) \cdot m = (50 + 2) \times 4 = 208 \text{ mm}$$

$$d_{K2} = (z_2 + 2) \cdot m = (50 + 2) \times 4 = 208 \text{ mm}$$

Diameter kaki

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

$$= (50 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 190 \text{ mm}$$

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

$$= (50 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 190 \text{ mm}$$

Kedalaman pemotongan :

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

$$= 2 \times 4 + 1 = 9 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 50 \leftrightarrow Y_1 = 0,408$$

$$z_2 = 50 \rightarrow Y_2 = 0,408$$

Kecepatan keliling

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 62,8 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} = \frac{102 \cdot 67,62}{62,8} = 109,83 \text{ kg}$$

Faktor dinamis

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

Harga kecepatan yang diperoleh (62,8 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan, antara (v = 20 – 50 m/s) dengan persamaan seperti diatas:

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{62,8}} = 0,41$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B1} = 178$ (rata – rata)

Roda gigi besar : kekuatan tarik F30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B2} = 215$ (rata – rata)

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, F30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200) maka,

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

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar

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

$$= 26 \times 4 \times 0,408 \times 0,41 = 17,4 \text{ kg/mm}$$

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

$$= 13 \times 4 \times 0,408 \times 0,41 = 8,7 \text{ kg/mm}$$

$$F_H' = K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0,079 \times 200 \times 0,41 \times \frac{2 \times 50}{50 + 50}$$

$$= 6,48 \text{ kg/mm}$$

(harga minimum F' min = 6,48 kg/mm dari F_H')

Lebar sisi

$$b = \frac{F_t}{F_H'} = \frac{109,83}{6,48} = 16,95 \text{ mm}$$

Jarak bagi $\Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$

Tebal gigi $\Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$

Lebar gigi $\Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 200 = 140 \text{ mm}$

3.4.5. Perhitungan roda gigi pada kecepatan kelima

Diketahui, $i = 0,838$ (perbandingan gigi, berdasarkan sfesifikasi),

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

Perbandingan putaran adalah :

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{0,838} = 7159,9 \text{ rpm}$$

Daya rencana P_d (Kw)

$$P_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

$$d_1' = \frac{2xa}{1+i} = \frac{2 \times 200}{1+0,838} = 217,63 \text{ mm}$$

$$d_2' = \frac{2xaxi}{1+i} = \frac{2 \times 200 \times 0,838}{1+0,838} = 182,37 \text{ mm}$$

Modul pahat, m = 4 (direncanakan)

Jumlah gigi, $Z_1 = \frac{d_1'}{m} = \frac{217,63}{4} = 54,41 \text{ mm}$

$$Z_2 = \frac{d_2'}{m} = \frac{182,37}{4} = 45,59 \text{ mm}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{45,59}{54,41} = 0,828$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_{01} = Z_1 \cdot m$$

$$= 54,41 \times 4 = 217,64 \text{ mm}$$

$$d_{02} = Z_2 \cdot m$$

$$= 45,59 \times 4 = 182,36 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{217,64 + 182,36}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak

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

$$= 0,25 \times 4 = 1$$

Diameter kepala

$$d_{K1} = (Z_1 + 2) \cdot m = (54,41 + 2) \times 4 = 225,64 \text{ mm}$$

$$d_{K2} = (Z_2 + 2) \cdot m = (45,59 + 2) \times 4 = 190,36 \text{ mm}$$

Diameter kaki

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

$$= (54,41 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 104,82 \text{ mm}$$

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

$$= (45,59 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 87,18 \text{ mm}$$

Kedalaman pemotongan :

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

$$= 2 \times 4 + 1 = 9 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 54,41 \approx 50 \leftrightarrow Y_1 = 0,408 + (0,421 - 0,408) \times (4,41/10) = 0,414$$

$$z_2 = 45,59 \approx 43 \rightarrow Y_2 = 0,396 + (0,408 - 0,396) \times (2,59/7) = 0,400$$

Kecepatan keliling

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \times 217,64 \times 6000}{60 \times 1000} = 68,34 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} = \frac{102 \times 67,62}{68,34} = 100,93 \text{ kg}$$

Faktor dinamis

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

Harga kecepatan yang diperoleh (68,34 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan, antara (v = 20 – 50 m/s) dengan persamaan seperti diatas:

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{68,34}} = 0,399$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B1} = 178$ (rata – rata)

Roda gigi besar : kekuatan tarik F30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan : $H_{B2} = 215$ (rata – rata)

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, F30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200) maka,

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

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \times 4 \times 0,414 \times 0,399 = 17,18 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 13 \times 4 \times 0,400 \times 0,399 = 8,3 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_H &= K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ &= 0,079 \times 217,64 \times 0,399 \times \frac{2 \times 45,59}{54,41 + 45,59} \\ &= 6,255 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

(harga minimum $F'_{\min} = 6,255 \text{ kg/mm}$ dari F'_H)

Lebar sisi

$$b = \frac{F_t}{F'_H} = \frac{100,93}{6,255} = 16,14 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak bagi} \Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal gigi} \Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar gigi} \Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 217,64 = 152,348 \text{ mm}$$

3.4.6. Perhitungan Roda Gigi Pada Kecepatan Mundur (idler)

Diketahui , $i = 4,128$ (perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Putaran = 6000 rpm.

Perbandingan putaran (U) adalah :

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

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{6000}{4,128} = 1453,49 \text{ rpm}$$

Daya rencana p_d (Kw)

$$p_d = 67,62 \text{ kw} \times 1 \text{ kw} = 67,62 \text{ kw}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi

$$d_1 = \frac{2 \cdot x \cdot a}{1 + i} = \frac{2 \cdot 200}{1 + 4,128} = 78 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot x \cdot a \cdot i}{1 + i} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 4,128}{1 + 4,128} = 322 \text{ mm}$$

Modul Pahat $m = 4$ (direncanakan)

$$\text{Jumlah Gigi, } z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{78}{4} = 19,5$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{322}{4} = 80,5$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80,5}{19,5} = 4,128$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_{01} = z_1 \cdot m = 19,5 \times 4 = 78 \text{ mm}$$

$$d_{02} = z_2 \cdot M = 80,5 \times 4 = 322 \text{ mm}$$

Jarak Sumbu Poros :

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{78 + 322}{2} = 200 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak

$$Ck = 0,25 \times m = 0,25 \times 4 = 1$$

Diameter Kepala

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (19,5 + 2) \times 4 = 86 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (80,5 + 2) \times 4 = 330 \text{ mm}$$

Diameter Kaki

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

$$= (19,5 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 35 \text{ mm}$$

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

$$= (80,5 - 2) \times 4 - 2 \times 1 = 157 \text{ mm}$$

Kedalaman Pemotongan :

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

$$= 2 \cdot 4 + 1 = 9 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari tabel : 6.5

$$z_1 = 19,5 \approx 19 \rightarrow Y_1 = 0,314 + (0,320 - 0,314) \cdot (0,5/1) = 0,317$$

$$z_2 = 80,5 \approx 75 \rightarrow Y_2 = 0,434 + (0,446 - 0,434) \cdot (5,5/25) = 0,437$$

Kecepatan Keliling

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 78 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 24,5 \text{ m/s}$$

Gaya Tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} = \frac{102 \cdot 67,62}{24,5} = 281,52 \text{ kg}$$

Faktor Dinamis :

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

Harga kecepatan yang diperoleh (24,5 m/s), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan sedang, antara (v = 5 – 20 m/s) dengan persamaan seperti diatas :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{24,5}} = 0,526$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas

Pinyon : Kekuatan tarik S35C adalah : $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan $H_{B1} = 187(\text{rata-rata})$

Roda gigi besar : Kekuatan tarik FC30 adalah : $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan $H_{B2} = 215(\text{rata-rata})$

Tegangan lentur yang diizinkan, S35C : $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur yang diizinkan, FC30 : $\sigma_{a2} = 13 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja dengan besi cor misalnya kekerasannya (200)

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

Beban lentur yang di izinkan persatuan lebar

$$F_{b1}' = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v = 26 \times 4 \times 0,317 \times 0,526 = 17,34 \text{ kg/mm}$$

$$F_{b2}' = \sigma_{a2} \cdot Y_{2} \cdot f_v = 13 \times 4 \times 0,437 \times 0,526 = 11,95 \text{ kg/mm}$$

$$F_H = K_H \cdot d_{01} \cdot f_v \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0,079 \times 78 \times 0,526 \times \frac{2 \times 80,5}{19,5 + 80,5}$$

$$= 5,218 \text{ kg/mm}$$

(Harga minimum $F'_{\min} = 5,128 \text{ kg/mm}$ dari F_H')

Lebar sisi

$$b = \frac{Ft}{F_H'} = \frac{281,52}{5,128} = 54,9 \text{ mm}$$

Jarak bagi $\Rightarrow P = m \cdot \pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56 \text{ mm}$

Tebal gigi $\Rightarrow S = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot 3,14}{2} = 6,28 \text{ mm}$

Lebar gigi $\Rightarrow b = 0,7 \cdot d_{01} = 0,7 \times 78 = 54,6 \text{ mm}$

Tabel 3.4 Sei Gigi

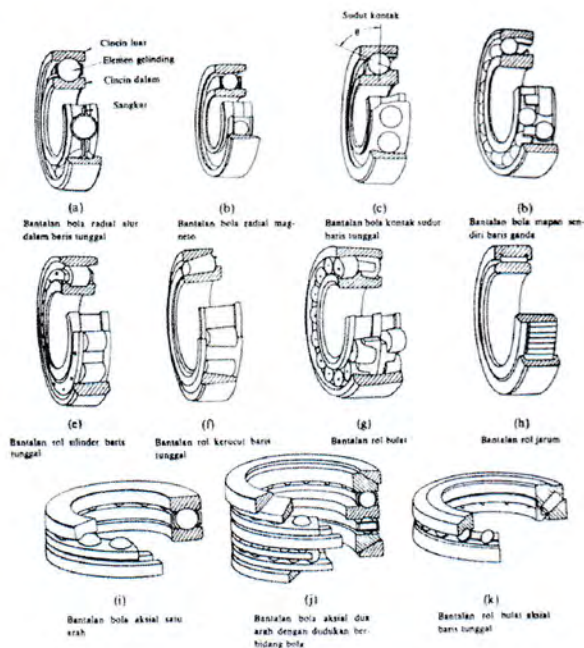
Seri	Seri	Seri	Seri	Seri	Seri
Ke - 1	Ke - 2	Ke - 3	Ke - 1	Ke - 2	Ke - 3
0,1				3,5	
0,2	0,15		4	4,5	
0,3	0,25		5	5,5	
0,4	0,35		6	7	
0,5	0,45		8	9	
0,6	0,55	0,65	10	11	3,75
	0,7		12	14	
	0,75		16	18	
0,8			20	22	6,5

1	0,9		25	28	
1,25	1,75		32	36	
1,5	2,25		40	45	
3	2,75		50		
		3,25			

Keterangan : Dalam pemilihan utamakan seri ke - 1 : jika terpaksa baru dipilih dari seri ke - 2 dan ke - 3.

3.5. Bantalan

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



Gambar 3.5. Bantalan Gelinding

3.5.1. Perhitungan Bantalan

Nomor bantalan			Ukuran luar				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal dinamis spesifik C (kg)	nominal statis spesifik Co (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	464
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	703
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	3750	2100

6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Sumber : lit 1 hal 143

Dipilih 6306ZZ, didapat $d = 30$ mm, $D = 72$ mm, $B = 19$ mm, $r = 2$ mm. $C = 2090$ kg,
 $C_o = 1440$ kg

Dengan demikian beban ekivalen dinamis P_a (Kg) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 135})$$

Dimana :

F_r = Beban Radial (kg)

F_a = Beban Aksial (kg)

X, Y = Harga – harga yang terdapat dalam tabel 4.9

Untuk bantalan bola alur dalam dan berbaris tunggal :

Maka : $F_a/C_o = 0,014$ (direncanakan)

Dengan ;

$C_o = 1650$ kg ; kapasitas nominal statis spesifik

$C = 2380$ kg ; kapasitas nominal dinamis spesifik

$$\text{Sehingga : } Fa = Co \cdot C$$

$$Fa = 0,014 \times 1440 = 20,16 \text{ kg}$$

Sedangkan (Fr) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{Fa}{v \cdot Fr} > e, \text{ untuk baris tunggal}$$

Dimana :

$$Fr = \frac{Fa}{v \cdot e}, \text{ dengan } (e) = 0,19 \text{ dan } (v) = 1,2$$

Maka :

$$Fr = \frac{20,16}{1,2 \times 0,19} = 88,42 \text{ Kg}$$

$$\text{Harga : } X = 0,56$$

$$Y = 2,30$$

Maka :

$$\begin{aligned} Pa &= X \cdot Fr + Y \cdot Fa \\ &= 0,56 \times 88,42 + 2,30 \times 20,16 = 95,88 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Jika C (Kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan Pa (Kg) beban ekuivalen dinamis, maka faktor kecepatan (fn) untuk bantalan bola adalah:

$$fn = \left(\frac{3,33}{n} \right)^{1/3} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 136})$$

$$\text{dimana : } n = 6000 \text{ rpm}$$

$$\text{Maka : } fn = \left(\frac{3,33}{6000} \right)^{1/3} = 0,0056^{1/3} = 0,177$$

Sedangkan faktor umur bantalan adalah :

$$fh = fn \cdot \frac{C}{Pa}$$

$$= 0,177 \times \frac{2090}{95,88} = 3,86$$

Sehingga umur nominal untuk bantalan bola adalah :

$$Lh = 500 \cdot (fh)^3 \dots\dots\dots(Lit 1, hal 136)$$

$$= 500 \times (3,86)^3 = 28756,228 \text{ jam}$$

Diperkirakan ketahanan dari bantalan, dilihat dari umur nominal bantalan (Lh = 28756,228 jam) dan berdasarkan dalam tabel umur bantalan, maka bantalan ini termasuk pemakaian sebentar – sebentar (tidak terus menerus).

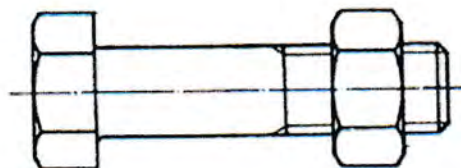
Dalam perencanaan ini direncanakan pemakaian selama 24 jam perhari maka :

$$\frac{28756,228}{24} = 1198 \text{ hari}$$

Sehingga diperkirakan umur bantalan apabila dipakai secara kontiniu (24am/hari) maka lamanya pemakaian kira – kira 3,273 tahun, dimana 1 tahun 366 hari.

3.7. Baut dan Mur

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin. Pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksama agar mendapatkan ukuran yang sesuai. Di dalam perencanaan roda gigi ini. Baut dan mur berfungsi sebagai pengikat gear box.



Gambar 3.6. Baut dan mur

Beban yang diterima baut :

$$W = P \text{ pada bantalan} = 95,88$$

Beban rencana :

$$W_0 = f_c \cdot W$$

Dimana :

$$f_c = \text{faktor koreksi} = 1,2$$

Maka :

$$\begin{aligned} W_0 &= 1,2 \times 95,88 \\ &= 115,06 \end{aligned}$$

Beban yang diterima tiap baut :

$$F = \frac{W_0}{Z}$$

Dimana : Z = jumlah baut = 6 buah (direcanakan)

Maka :

$$F = \frac{115,06}{6} = 19,177 \text{ kg}$$

Bahan baut yang dipakai adalah S30C dengan kekuatan tarik (τ_b) = 48 kg/mm² dan faktor keamanan (V) = 6-8, diambil $V = 6$.

Tegangan tarik izin :

$$\tau_r = \frac{\tau_b}{V}$$

$$\tau_r = \frac{48}{6} = 8 \text{ kg/mm}^2$$

Agar aman :

$$\tau_r \geq \tau_r \text{ yang terjadi dibagian berulir}$$

$$\tau r \geq \frac{W_o}{A}$$

$$\tau r \geq \frac{W_o}{\pi \cdot d_1^2 / 4}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{W_o \cdot 4}{\pi \cdot \tau r}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{115,06 \times 4}{3,14 \times 8}}$$

$$d_1 \geq 4,28 \text{ mm}$$

Dari tabel ulir kasar metris diperoleh :(lit 1, hal 290)

Diameter luar (D) = 18,00 mm

Diameter Efektif (D₂) = 16,376 mm

Diameter dalam (D₁) = 15,294 mm

Jarak bagi (ρ) = 2,5 mm

Tinggi kaitan (H) = 1,353 mm

Tegangan tarik yang terjadi dibagian yang berulir pada diameter inti :

$$\tau r \geq \frac{W_o}{\pi \cdot d_1^2 / 4}$$

$$\tau r \geq \frac{115,06}{3,14 \times 15,294^2 / 4} = 4,8 \text{ kg/mm}^2$$

Didapat τr izin > τr yang terjadi (8 kg/mm² > 4,8 kg/mm²) sehingga aman untuk digunakan.

Bahan mur yang dipakai adalah S30C dengan tekanan permukaan yang diizinkan (q_a) = 3 kg/mm². Dari tabel ulir kasar metris diperoleh :

Diameter luar (D) = 18,00 mm

Diameter Efektif (D₂) = 16,376 mm

Diameter dalam (D_1) = 15,294 mm

Jarak bagi (ρ) = 2,5 mm

Tinggi kaitan (H) = 1,353 mm

Jumlah ulir :

$$\pi r \geq \frac{W_o}{\pi \cdot H \cdot q_a}$$

$$\pi r \geq \frac{115,06}{3,14 \times 1,353 \times 3}$$

$$\pi r \geq 9,03$$

Tinggi mur :

$$h \geq Z \cdot P$$

$$h \geq 6 \times 2,5$$

$$h \geq 15 \text{ mm}$$

Tekanan permukaan yang terjadi pada ulir :

$$q \geq \frac{W}{\pi \cdot H \cdot Z}$$

$$q \geq \frac{115,06}{3,14 \times 1,353 \times 15} \quad q = 1,8 \text{ kg/mm}^2$$

Didapat tekanan permukaan yang diizinkan lebih besar dari tekanan permukaan yang terjadi ($(q_a) = 3 \text{ kg/mm}^2 > (q) = 1,8 \text{ kg/mm}^2$) sehingga konstruksi aman digunakan.

Tabel 3.5 Diameter Ulir.

Ulir			Jarak bagi ρ	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter Luar D	Diameter efektif D_2	Diameter Dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		

					Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diamete r inti d ₁
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8		7	1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10		9	1,5	0,812	10,000	9,026	8,367
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,367
		M					
		11					
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,710	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,710	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,249
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,752
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,007	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,007	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,129
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587

M 56			5,5	2,977	56,000	54,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Sumber : Literature 1 hal 290

BAB IV

TEMPERATUR KERJA DAN PELUMASAN

A. Temperatur Kerja

Temperatur yang terjadi pada pemindahan daya dan putaran dari roda gigi transmisi adalah :

$$Ng = \frac{Ag \cdot \alpha \cdot \Delta T}{632}$$

Atau $\Delta T = \frac{Ng \cdot 632}{Ag \cdot \alpha}$

Daya gesek yang terjadi :

$$Ng = (1-0,99) N$$

Dimana :

$$N = \text{daya} = 92 \text{ PS}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Ng &= (1-0,99) \cdot 92 \\ &= 0,92 \text{ PS} \end{aligned}$$

Luas penampang yang mengeluarkan panas :

$$Ag = \frac{Z \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

Dimana :

$$Z = \text{jumlah gigi terkecil} = 8 \text{ buah}$$

$$D = \text{diameter luar (nomor bantalan)} = 72 \text{ mm}$$

$$d = \text{diameter dalam (nomor bantalan)} = 30 \text{ mm}$$

Maka :

$$A_g = \frac{8 \cdot 3,14 \cdot (72^2 - 30^2)}{4}$$

$$= 26903,5 \text{ mm}^2$$

Kecepatan keliling

$$V_t = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

Dimana $D = \text{diameter poros} = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$ $n = \text{putaran} = 6000 \text{ rpm}$

Maka :

$$V_r = \frac{3,14 \cdot 0,03 \cdot 6000}{60} = 9,42 \text{ m/s}$$

Koefisien perpindahan panas dan kecepatan rata-rata pada tabel :

Vr (m/s)	(K.kal) / m. ^o c
0	4,5
5	24
10	46
15	57
20	62
25	72
30	82
35	90
40	102
45	114

Dengan interpolasi harga α :

$$\alpha = 24 + (46 - 24) \cdot 4,42/5 = 43,45 \text{ K.kal / m}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sehingga :

$$\Delta T = \frac{0,92 \times 632}{0,26903 \times 43,45} = 49,74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Jika temperatur kamar (tk) = 27 ⁰C (diambil), maka temperatur kerja :

$$T = \Delta t + tk = 49,74 + 27 = 76,74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A. Pelumasan

Permukaan roda gigi berguna untuk melunasi bagian permukaan yang saling bergerak atau bergesekan agar keausan dapat dicegah / dikurangi dan juga berguna sebagai pendingin.

Berat jenis minyak pelumas pada 60 ⁰C

No	Macam Pelumas (oli)	60 ⁰ C
1	Oli transmisi SAE 160	0,935
2	Oli gear	0,9153
3	Oli transmisi SAE 40	0,9328
4	Oli pesawat terbang SAE 60	0,8927
5	Oli auto mobil SAE 40	0,9275
6	Oli auto mobil SAE 20	0,9254
7	Oli bantalan dengan gelang	0,9346
8	Oli segala musim SAE 20	0,9036
9	Oli turbin, oli bantalan dengan SAE 10	0,8894
10	Oli turbin, oli bantalan dengan gelang	0,8877

Tabel hubungan pelumas dan kekentalan saybolt (S)

SAE	S – 130 F	SAE	S – 210 F
10	90 – 120	40	80
20	120 – 185	50	80 – 125
30	185 – 225	60	105 – 125
40	225	70	125 - 150

Berat jenis pelumas :

$$P = \rho_{60} - 0,000365 (T - 60)$$

Dimana :

ρ_{60} = berat jenis minyak pelumas pada 60 °F, dipilih oli gear = 0,9135

T = temperature kerja

$$= 76,74 + 32$$

$$= 108,74 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Maka : } P = 0,9153 - 0,000356 (108,74 - 60)$$

$$= 44,5$$

Viskositas pelumas :

$$Z = \rho \cdot 0,22 \cdot \frac{\text{SUS} - 80}{120}$$

Dimana :

SUS = saybolt universal second = 120

$$\text{Maka : } Z = 44,5 \times 0,22 \times 120 - (80) / 120 = 9,12 \text{ centipoise}$$

Jumlah minyak pelumas yang digunakan :

Panas yang timbul = panas yang dibuang

$$H1 = H2$$

$$362 \times Ng = Q \times C \times \Delta t$$

$$Q = \frac{362 \times Ng}{C \times \Delta t}$$

Dimana :

C = jumlah pelumas setiap pembuangan panas = 0,6

Maka :

$$Q = \frac{362 \times 0,92}{0,6 \times 49,74}$$

$$= 11,16 \text{ liter}$$

BAB V

KESIMPULAN

Dalam perencanaan roda gigi pada umumnya mempunyai keterbatasan pada pemakaiannya. Walaupun bahan utamanya adalah yang terbaik, maka salah satu jalan untuk memperpanjang roda gigi dan elemen-elemen adalah dengan memperhitungkan poin-poin disamping.

Perencanaan roda gigi ini bekerja berulang-ulang karena roda gigi n, 1, 2, 3, 4, 5, dan 6 yang bekerja. Dengan demikian dapat kita lihat mesin dan perlengkapannya sangat erat hubungannya sesuai keperluan dan kebutuhan manusianya.

Untuk kelanggengan mesin maka tenaga ahli mesin sangat dibutuhkan.

1. Tenaga operator guna untuk pengoperasian mesin.
2. Langkah-langkah yang merupakan perlengkapan dari keseluruhan termasuk dasar bagian mesin antara lain : transmisi adalah suatu alat yang menghubungkan antara mesin dan rangka.
3. Kontrol mesin dalam yaitu pedal dan rem.
4. Pelumas pada suatu mesin sangat diperlukan pada bagian yang berputar, sehingga akibat tidak dikendalikan panas tersebut akan mengakibatkan keausan pada motor tersebut.

Kita menyadari bahwa dimana-mana mesin adalah suatu alat yang sangat penting dalam kehidupan manusia, karen dalam penggunaannya mesin-mesin tersebut dapat menaikkan taraf hidup manusia tersebut. Oleh karena itu pengetahuan dan pemeliharaan merupakan suatu pengetahuan yang sangat diperlukan guna mengembangkan daya kerja manusia di bidang teknologi.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso dan Kyokatsu Suga, 1994, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
2. Jack Stolk dan C. Kros, 1993, *Elemen Mesin Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*, Penerbit PT Erlangga, Jakarta Pusat.
3. Niemann, H. Winter. 1992; *Elemen Mesini*, Jilid 2. PT Erlangga, Jakarta.
4. Creamer, Robert H., 1984, *Machine Design*, edisi ke 3, USA: Addison – Wesley.
5. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, 1991, Gandhi Harahap (penerjemah), *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi Keempat, Jilid 1. Jakarta, PT Erlangga.
6. Moot, Robert L., 2004, *Machine Element in Mechanical Design*, Edisi ke 4, New Jersey: Prentice Hall.
7. Umar Sukrisno, 1984, *Bagian-bagian Mesin dan Merencana*, Jakarta, PT Erlangga.