

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI MOBIL HONDA BRIO

DAYA (N) = 90 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

Disusun oleh :

Nama : IRFAN

NPM : 178130015



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA

2020

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI MOBIL HONDA BRIO

DAYA (N) = 90 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

DISUSUN OLEH :

Nama : IRFAN

NPM :178130015



Disetujui Oleh :

Ketua Prodi Teknik Mesin



Muhammad Idris ,ST.,MT

Pembimbing

Tugas



Ir. H. Amirsam Nst, MT

Koordinator Rancangan



Ir. Amru Siregar, MT

LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

RODA GIGI MOBIL HONDA BRIO

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan,

Dosen Pembimbing



(Ir.H.Amirsyam Nst ,MT)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

RODA GIGI MOBIL HONDA BRIO

Nama Mahasiswa : IRFAN
NPM : 178130015
Semester : VI (ENAM)

SPESIFIKASI :

Rencanakanlah RODA GIGI untuk HONDA BRIO dengan:

Daya (N) : 90 ps

Putaran (n) : 6000 rpm

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

Diberikan Tanggal : 20 September 2019

Selesai tanggal : 05 Agustus 2020

Asistensi Setiap :

Medan, 05.08.2020

DOSEN

PEMBIMBING



(Ir.H.Amirsyam Nst,MT)

KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmaanirrahim
Assalamu'alaikum Wr. Wb*

Puji dan syukur atas kehadiran Allah SWT, karena dengan Rahmat dan Hidayah-Nya maka penulis dapat menyelesaikan “ Tugas Rancangan Elemen Mesin “ ini, yang mana sudah menjadi kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa auaniversitas Medan Area Jurusan Tehnik Mesin untuk merancang sebuah Kopling. Dalam tugas Perancangan Kopling ini, penulis merancang Roda Gigi Transmissions jenis kendaraan HONDA BRIO dengan Daya : 90 Ps dan Putaran 6000 Rpm.

Untuk menyelesaikan tugas ini penulis mengambil dari beberapa sumber yakni buku-buku yang berhubungan dengan perancangan Roda Gigi Transmissi yang ditambah dengan mata kuliah yang telah diberikan oleh dosen mata kuliah Elemen Mesin.

Penulis menyadari sepenuhnya dalam merancang Roda Gigi Transmissi ini masih banyak sekali ditemukan kekurangan – kekurangan dan masih jauh dari kata sempurna. Untuk itu penulis tetap mengharap saran dan kritik untuk perbaikan dimasa mendatang.

Akhirnya penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada Bapak Ir.H.AMIRSYAM NASUTION, MT sebagai Dosen Pembimbing dan rekan – rekan mahasiswa yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas ini dapat bermanfaat bagi penulis pribadi khususnya dan bagi pihak yang membutuhkan.

Medan, Januari 2020



(IRFAN)

NPM : 178130015

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN

KATA PENGANTAR

DAFTAR ISI

SKEMA GAMBAR RODA GIGI TRANSMISSI

BAB 1	PENDAHULUAN	1
	1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
	1.2. Tujuan Perencanaan	2
	1.3. Batasan Masalah	2
BAB 2	TINJAUAN PUSTAKA	3
	2.1. Secara Umum	3
	2.2. Klasifikasi Roda Gigi	3
BAB 3	PERENCANAAN POROS DAN SPLINE	7
	3.1. Perencanaan Poros Penggerak	7
	3.2. Poros	8
	3.3. Perencanaan Spline	12
	3.4. Spline Poros Output	13
BAB 4	PERENCANAAN RODA GIGI	16
	4.1. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 1	16
	4.2. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 2	20
	4.3. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 3	24
	4.4. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 4	28
BAB 5	PERHITUNGAN BANTALAN	32
	5.1. Klasifikasi Bantalan	32
	5.2. Perhitungan Bantalan	33
BAB 6	KESIMPULAN DAN SARAN	37
	6.1. Kesimpulan	37
	6.2. Saran	37
	DAFTAR PUSTAKA	38

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Setiap mesin dirancang dan dibuat untuk memberikan fungsi-fungsi tertentu yang dapat meringankan pekerjaan manusia. Untuk dapat memberikan fungsi tersebut sebuah mesin dapat meringankan dan memerlukan kerja sama 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 keseluruhan komponen dalam mekanisme. Sebagai penyambung antara poros penggerak dan poros yang digerakkan maka digunakan kopling dalam pengoprasianya.

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 keluar dengan jalan mengatur rasio roda gigi.

Diluar cara transmisi diatas, adapula cara lain untuk meneruskan daya, yaitu dengan sabuk dengan rantai. Namun demikian, transmisi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, juga daya yang lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi disamping cara yang lain, karena memiliki ketelitian yang lebih besar dalam proses pembuatan, pemasangan maupun pemeliharannya.

Penggunaan roda gigi sebagai alat transmisi telah menduduki tempat terpenting di segala bidang selama 200 tahun belakangan ini. Penggunaanya dimulai dari alat ukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai reduksi pada turbin besar yang berdaya tinggi hingga puluhan megawatt.

1.2 TUJUAN PERANCANGAN

Tujuan dari tugas rancangan roda gigi adalah :

- Agar mahasiswa memahami hal-hal utama yang harus diperhatikan terutama yang menyangkut prinsip kerja dan merancang bagian-bagian dari sistem transmisi roda gigi (gear box).
- Agar mahasiswa memahami berbagai hubungan karakteristik bahan dan sifat yang dibutuhkan dalam merancang suatu system transmisi roda gigi (gear box).
- Agar mahasiswa dapat menghitung dan merencanakan roda-roda gigi pada umumnya.

1.3 BATASAN MASALAH

Pada perancangan ini yang dibahas adalah desain suatu roda gigi kendaraan roda empat, yakni jenis HONDA BRIO untuk menaikkan atau menurunkan jumlah putaran poros yang keluar dengan jalan mengatur rasio roda gigi dengan daya dan putaran sebagai berikut :

Daya : 90 PS /74.97 kW Dimana : 1PS = 0,735 KW

Putaran : 6000 rpm

Dalam hal ini akan dihitung ukuran dari pada komponen roda gigi tersebut meliputi : perancangan poros, perencanaan roda gigi, perencanaan spline, perencanaan bantalan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Secara Umum

Jika dari dua buah roda berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya salah satu diputar maka yang lain ikut berputar pula. Alat yang menggunakan cara kerja yang semacam ini untuk memindahkan 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 dilakukan dengan roda gesek. Untuk itu kedua roda tersebut harus dibuat bergigi pada kelilingnya sehingga penerusan daya diteruskan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling terkait. Roda gigi semacam ini, yang berbentuk silinder atau kerucut disebut dengan roda gigi.

Seperti yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya pemakaian roda gigi seperti alat terpenting dalam segala bidang. Dalam bab ini akan dibahas lebih dahulu penggolongan roda gigi kemudian akan diuraikan nama setiap bagian dan peristilahannya, untuk roda gigi lurus yang merupakan roda gigi yang paling dasar diantara yang lain.

2.2 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 dan yang disebutkan dalam tabel 2.1, diperlihatkan dalam gambar 2.1

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana giginya sejajar pada dua bidang silinder (bidang jarak bagi), kedua bidang selinder tersebut bersinggungan dan yang satu mengelinding pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar. Roda gigi lurus merupakan roda gigi yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros. Roda gigi miring mempunyai jalur gigi saling membuat kotak serentak (perbandingan kotak adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus), sehingga perpindahan momen atau putaran melalui gigi-gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus. Sifat ini sangat baik untuk mentransmissikan putaran roda gigi dan beban yang 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 ini roda gigi miring ganda, gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur V tersebut, akan saling meniadakan. Dengan roda gigi ini, perbandingan reduksi kecepatan keliling dan gaya yang diteruskan

dapat diperbesar, tetapi sukar dalam pembuatannya. Roda gigi dalam, dipakai jika diinginkan alat transmisi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi dasar profil pahat pembuatan gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinion digunakan untuk merubah gerakan menjadi lurus dan juga sebaliknya.

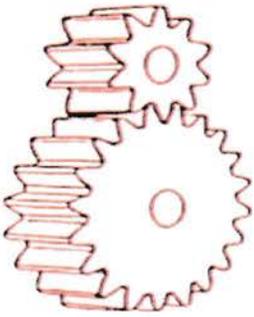
Table 2.1 Klasifikasi Roda Gigi

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

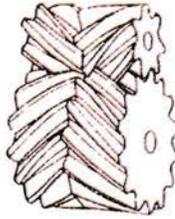
Sumber : Sularso & Kiokatsu suga, Dasar pemilihan elemen mesin.

paling mudah dibuat dan paling sering dipakai. Tetapi roda gigi ini sangat berisik karena perbandingan kotaknya yang kecil, juga konstruksinya tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung porosnya. Roda gigi ujung spiral memiliki perbandingan kotak yang besar. Sudut poros kedua roda gigi kerucut ini besarnya dibuat 90° .

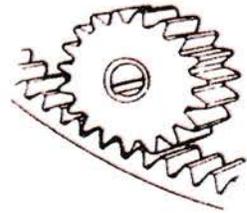
Dalam golongan roda gigi dengan poros bersilang, terdapat roda gigi miring silang, roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi besar. Roda gigi cacing silindris mempunyai cacing berbentuk silindris yang lebih umum dipakai. Tetapi untuk beban yang lebih besar, cacing globolid atau cacing selubung ganda dengan perbandingan kotak yang lebih besar dapat digunakan roda gigi hipoid seperti yang sering dipakai pada roda gigi difresial mobil. Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya bersilang dan memidahkan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding



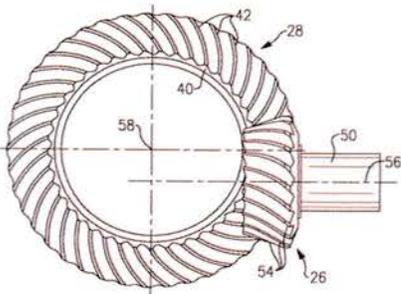
Roda Gigi Lurus Dalam



Roda Gigi Miring Ganda



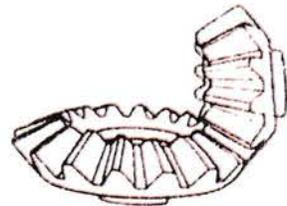
Roda Gigi



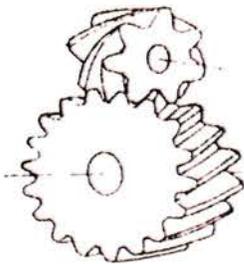
Roda Gigi Spiral



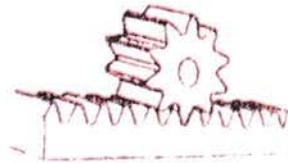
Roda Gigi Miring



Roda Gigi Kerucut Lurus



Roda Gigi Silang



Batang Gigi Dan Pinion

Gambar 2.1. Macam-macam Roda Gigi

BAB III
PERENCANAAN POROS DAN SPLINE

Poros merupakan bagian yang terpenting dalam mesin. Pada tugas rancangan ini ditegaskan untuk merencanakan poros untuk poros transmisi daya yang ditransmisikan melalui roda gigi.

Spesifikasi yang dipilih adalah kendaraan roda empat yaitu: HONDA BRIO, dengan data-data sebagai berikut:

Daya Max (N) : 90 PS /74.97 kW
Putaran (n) : 6000 RPM

3.1. Perencanaan Poros penggerak (Main Shaft)

Menurut data-data diatas maka daya yang direncanakan (pd) adalah :

$$Pd = Fc.P (Kw).....(Sularso,1997:7)$$

Dimana : Pd :daya desain/rencana

Fc : factor koreksi (1,2-2,0),diambil 2

P : daya mula-mula

Tabel 3.1. Daya yang ditransmisikan

Daya yang ditransmisikan	Fc
➤ Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
➤ Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
➤ Daya normal	1,0-1,5

Perencanaan poros penggerak (poros input) jika daya dikembalikan dengan Hp maka harus dilakukan dengan 0,735 untuk mendapatkan Kw.

Dimana : Dimana : Daya yang dipindahkan (P)

$$Pd = P. fc$$

$$Pd = 74.97 \times 1,2$$

$$= 89.964 \text{ Kw}$$

Sehingga :

$$T = 9,746 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:7})$$

$$T = 9,746 \times 10^5 \times 92,6/6000$$

$$T = 15041,32 \text{ kg.mm}$$

$$T = 15,04 \text{ kg.m}$$

3.2. Bahan poros

Poros yang digunakan untuk mesin atau transmisi biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinish, baja carbon s-c. dalam rancangan ini diambil bahan poros S40C dengan kekuatan tarik (OB) = 55 kg/m

**Table 3.2. Baja karbon kontruksi mesin dan baja batang yang di finish
Dingin untuk poros.**

Standard dan macam	Tambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	keterangan
Baja karbon kontruksi	S 30C	Penormalan	48	
	S 35C	Penormalan	52	
Mesin	S 40C	Penormalan	55	
	S 45C	Penormalan	58	
	S 50C	Penormalan	62	
	S 60C	Penormalan	66	
Batang baja yang di finish dingin	S 34 C-D		53	Ditarik dingin
	S 45 C-D		60	Digrinda dibubut
	S 55 C-D		72	Atau gabungan hal-hal tersebut

Tegangan gesek yang diizinkan τ_a (kg/mm²) dihitung dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\tau_B}{sf1 \cdot sf2} \cdot \frac{P}{n} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana : τ_a = Tegangan gesek izin (kg/mm^2)

$sf1$ = Faktor keamanan kelelahan puntir

$$= 5,6 \div 6,0$$

= 6,0 diambil

$sf2$ = faktor keamanan poros beratur berangkat

$$= 1,3 \div 3,0$$

= 1,5 diambil

$$\tau_a = \frac{55}{6,0 \cdot 1,5} = 6,1 \text{ kg/mm}^2$$

diameter poros penggerak (d_s) mm dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} (\text{Cb} \cdot \text{Kt} \cdot T) \right]^{1/3} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:8})$$

dimana : Cb = Faktor beban lentur

$$= 1,5 \text{ diambil}$$

Kt = Momen punter

$$= 1,3 \text{ diambil}$$

Maka
$$= \left[\frac{5,1}{6,1} (1,3 \cdot 1,5 \cdot 15041,32) \right]^{1/3}$$

$$= 28,95 \text{ mm}$$

$d_s = 30 \text{ mm}$ diambil menurut table

Tabel 3.3 Diameter poros

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(103)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*153,5	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
	*12,5	32	30	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	147	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			220		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
9			90			
			95			

Keterangan :

1. Tanda bilangan standar
2. Bilangan didalam kurung untuk dipasang bantalan

Tegangan geser yang terjadi :

$$\tau = \frac{5,1T}{ds^3} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:7})$$

$$\begin{aligned} \tau &= 5,1 \times 15041,32 / (30^3) \\ &= 2.84 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Karena $\tau_a > \tau$ maka poros aman yakni $6,1 \text{ kg/mm}^2 > 2.84 \text{ kg/mm}^2$

3.2. Perencanaan untuk poros main shaft (output)

Perencanaan memakai S 45 C dan $\sigma_b 58 \text{ kg/mm}^2$ tegangan geser lain (σ_a) kg/mm^2 dapat dihitung dengan rumus

$$\tau_a = \frac{ob}{sf1 \cdot sf2}$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan kelelahan puntir
= 6 diambil

Sf2 = Faktor keamanan beratur dan bertingkat
= 3 diambil

Maka :

$$\tau_a = \frac{58}{6 \times 3} = 3,22 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Cb \cdot Kt \cdot T \right]^{1/3}$$

Dimana : Cb = 1,5 diambil

Kt = 1,3 diambil

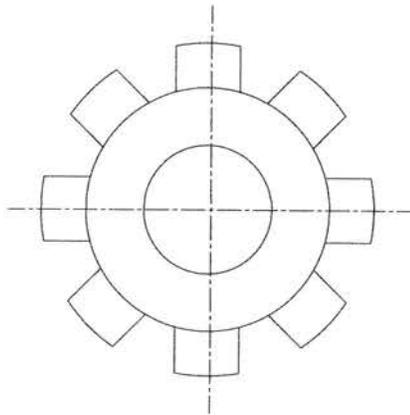
$$\begin{aligned} Ds &= \left[\frac{5,1}{3,22} \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 15041,32 \right]^{1/3} \\ &= 35,8 \text{ mm} \\ &= 38 \text{ mm (diambil)} \end{aligned}$$

Untuk perhitungan kekuatan poros, konstruksi bisa dipakai jika memenuhi syarat antara lain :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{5,1T}{ds^3} \\ &= \frac{5,1 \cdot 15041,32}{38^3} \\ &= 1.39 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Karena $\tau_a : 3,22 \text{ kg/mm} > 1.39 \text{ kg/mm}^2$ maka poros dapat dikatakan aman.

3.3.perencanaan spline



Gambar 3.1 Spline

Keterangan gambar

- W = ketebalan spline.
- h = tinggi spline.
- d = diameter dalam spline.
- D = diameter luar spline.
- l = panjang spline.
- Rm = Jari rata-rata.

Perencanaan spline dapat dibagi menjadi dua spline yaitu :

- 1.Spline poros input.
- 2.Spline poros output.

3.4. Spline poros output (counter shaft)

Dari tabel 1.7. Machiner design, Around Deatchman. Direncanakan :

N = jumlah spline

$$= 8 \text{ buah}$$

I = panjang spline

$$= (1,5 - 2).ds$$

$$= 1,5 \text{ diambil}$$

b = Lebar spline

$$= \frac{r.ds}{2.n}$$

h = Tinggi spline

$$= 0,095.ds$$

ds₁ = diameter minimum diameter poros

$$= 0.81.ds$$

Maka diameter poros input $ds = 38 \text{ mm}$ sehingga :

$$ds_1 = 0,81.ds$$

$$ds_1 = 0,81 \times 38$$

$$ds_1 = 30,78 \text{ mm}$$

W = Jarak Spline

$$W = 0,156. Ds$$

$$W = 0,156 \times 38$$

$$W = 5,928 \text{ mm}$$

$$h = 0,095 \times 38 = 3,61 \text{ mm}$$

$$I = 2.ds$$

$$= 2 \times 38 = 76 \text{ mm}$$

Gaya yang diterima oleh seluruh spline

$$F = \frac{T}{ds/2}$$

$$F = \frac{15041,32}{38/2} = 791,64 \text{ kg/mm}^2$$

Jadi gaya yang diterima oleh spline :

$$F_s = \frac{F}{n} = \frac{791,64}{8} = 98,95 \text{ kg/mm}^2$$

Pada perencanaan bahan spline yakni S 45 C dengan $\tau_b = 58 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan gesek izin

$$\tau_a = \frac{T_b}{sf1 \cdot sf2}$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan kelelahan punter
= 6 diambil

Sf2 = factor keamanan beratur dan bertingkat
= 3 diambil

Maka :

$$\tau_a = \frac{T_b}{sf1 \cdot sf2}$$

$$\tau_a = \frac{58}{6 \times 3} = 3,22 \text{ kg/mm}^2$$

pemriksaan spline terhadap tegangan tumbukan (Tc)

$$T_g = \frac{(T_g) F}{s} \dots\dots\dots(\text{kg/mm})$$

Dimana :

A = Luas penampang yang mengalami gesekan
= l.h
= 76 mm x 3,61 mm
= 274,36 mm²

$$T_g = \frac{F_s}{A}$$

$$T_g = \frac{98,95}{274,36} = 0,36 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan spline terhadap tegangan geser (Tgs)

$$T_{gs} = \frac{Fs}{I_w} \dots\dots\dots(\text{Stolk 1981: 169})$$

$$T_{gs} = \frac{98,95}{76.5,928} = 0,22 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$T_a > T_{gt}$$

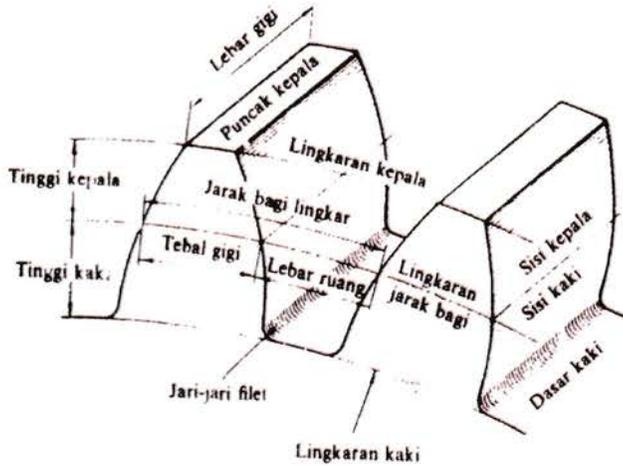
$$3,22 \text{ kg/mm}^2 > 0,22 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan gesek uji lebih besar dari tegangan yang diberikan, maka konstruksi ini aman dipakai.

BAB IV

PERANCANAAN RODA GIGI

Pada perencanaan elemen mesin ini yang direncanakan adalah roda gigi lurus yaitu sebagai berikut :



Gambar.3.1.Roda Gigi

4.1.Perencanaan Roda Gigi kecepatan I

A.1.Pinion

Untuk merencanakan sebuah roda gigi beberapa ukuran roda terlebih dahulu ditentukan modul sebagai berikut :

$m = 2$ diambil dari table modul standar

$z =$ jumlah gigi yang direncanakan, diambil 16

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (d_o) :.....(Holowoko, Hall "Machine design"hal.355)

$$\begin{aligned} D_o &= 2 \times m \\ &= 2 \times 16 = 32 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (d_k) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} d_k &= (z + 2) \times m \\ &= (16+2) \times 2 = 36 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (d_g) :.....(Sularso,1997:128)

$$d_g = z_i \times m \times \cos a$$

$$= 16 \times 2 \times \cos 20^\circ = 30,06$$

4. Jarak bagi (to) :

$$t_o = \pi \times m$$

$$= 3,14 \times 2 = 6,28$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$t_c = \pi \times m \times \cos a$$

$$= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56$$

6. Lebar gigi (b) :

$$b = (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 9)$$

$$= 9 \times 2 = 18$$

7. Tebal gigi (h) :

$$h = 2 \times m + c_k \qquad \text{Dimana } c_k = 0,25 \times m$$

$$= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \qquad \qquad \qquad = 0,25 \times 2 = 0,5$$

A.2. Gear H

$$i = n_1/n_2 = Z_2/Z_1 = D_{p2}/D_{p1}$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi h :

$$i = Z_H/Z_A$$

$$3 = Z_H/16$$

$$Z_H = 3 \times 16 = 48$$

Maka :

1. Diameter lingkaran bagi (do).....(Sularso,1997:216)

$$d_o = 2 \times m$$

$$= 2 \times 48 = 96 \text{ mm}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

$$D_k = (Z_H + 2) \times m$$

$$= (48 + 2) \times 2 = 100 \text{ mm}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso, 1997:218)

$$D_g = Z_H \times m \times \cos a$$

$$= 48 \times 2 \times \cos 20^\circ = 39,17$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} T_o &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} t_c &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,5 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots\dots\dots(\text{diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + c_k && (\text{diambil } c_k = 0,25 \times m) \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :

$$\begin{aligned} i_p &= 2 \times m + c_k \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

A.3.Perhitungan kecepatan pada pinion A

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$d_o = 32$$

$$n = 6000$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14 \cdot 32 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} \\ &= 10,04 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$F_t = \frac{102 \cdot x \cdot p d}{v} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$V = 10,04 \text{ m/det}$$

$$Pd = 83,79 \text{ kw}$$

Maka :

$$F_t = \frac{102 \cdot 83,79}{10,04}$$

$$= 851,25 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (tb):

$$T_b = \frac{f_t \cdot x \cdot h}{b \cdot x \cdot h^2 / 6} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$T_b = \frac{851,25 \cdot 4,5}{18 \cdot (4,5)^2 / 6}$$

$$= 63,06 \text{ kg/mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah 57,46 kg/mm, bahan pinion diambil dari baja S 35 C dengan tegangan lentur ijin 58 kg/mm. $\sigma_B = 57,46 \text{ kg/mm}$ (lit. Sularso table 6.7) maka pinion A dalam keadaan aman dan gear H dalam keadaan aman.

4. Tegangan gesek ijin (τ_a)

$$\tau_a = \frac{q}{sf1 \cdot sf2} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana :

Sf = factor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf = factor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3 – 3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6 \cdot 1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan gesek pada pinion A (τ_g)

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.15041,32}{32^3}$$

$$\tau_g = 2,34 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$T_a > T_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 2,34 \text{ kg/mm}^2$$

Maka konstruksi ini dinyatakan aman

4.2. Perencanaan roda gigi pada kecepatan II

B. 1. Pinion B

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan

:

$$m = 2 \text{ diambil dari table modul standar}$$

$$z = 24 \text{ (jumlah gigi yang direncanakan)}$$

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (d_o) :.....(Sularso,1997:216)

$$d_o = 2 \times m$$

$$= 2 \times 24 = 48 \text{ mm}$$

2. Diameter lingkaran kepala (d_{kk}) :.....(Sularso,1997:218)

Daya rencana :

$$d_k = (Z + 2) \times m$$

$$= (24 + 2) \times 2 = 52 \text{ mm}$$

3. Diameter lingkaran dasar (d_g) :

$$d_g = Z_i \times m \times \cos a$$

$$= 24 \times 2 \times \cos 20^\circ = 19,58$$

4. Jarak bagi (t_o) :

$$t_o = \pi \times m$$

$$= 3,14 \times 2 = 6,28$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6 - 10) \times m \dots\dots\dots(\text{diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck && \text{Diambil } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (h) :.....(Sularso,1997:219)

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

B. 2. Gear G

$$i = n1/n2 = Z2/Z1 = Dp2/Dp1$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi h :

$$i = ZG/ZB$$

$$3 = ZG/24$$

$$ZG = 24 \times 3 = 72 = 72 \text{ buah}$$

Maka : m = 72

Ukuran-ukuran gear G

1. Diameter lingkaran bagi (do).....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 72 = 144 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z + 2) \times m \\ &= (72 + 2) \times 2 = 148 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Zi \times m \times \cos a \\ &= 72 \times 2 \times \cos 20^\circ = 58,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$to = \pi \times m$$

$$= 3,14 \times 2 = 6,28$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{Diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + c_k && \text{Diambil } c_k = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + c_k \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

B. 3. Perhitungan kekuatan pada pinion B

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots \dots \dots (\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} d_o &= 144 \\ n &= 6000 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14 \cdot 144 \cdot 6600}{60 \cdot 1000} \\ V &= 45,216 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$f_t = \frac{102 \cdot x \cdot p_d}{v} \dots \dots \dots (\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V &= 45,128 \text{ m/det} \\ P_d &= 96,12 \text{ kw} \end{aligned}$$

Maka :

$$ft = \frac{102 \cdot x \cdot 96,12}{45,216}$$

$$= 216,83 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (Tb) :

$$\tau_b = \frac{ft \cdot x \cdot l}{b \cdot x \cdot h^2 / 6} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$\tau_b = \frac{216,83 \cdot x \cdot 4,5}{18 \cdot x \cdot (4,5)^2 / 6}$$

$$= 16,06 \text{ kg/mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah 16,06 kg/mm, bahan pinion diambil baja S 50 C dengan tegangan lentur ijin 32 kg/mm. $\sigma_B = 16,06 \text{ kg/mm}$ (lit Sularso table 6.7,hal 241) maka pinion B dalam keadaan aman dan gear G dalam keadaan aman.

4. Tegangan geser ijin (τ_a) :

$$\tau_a = \frac{\sigma}{sf1 \cdot sf2} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6 \cdot 1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan geser pada pinion A (τ_g) :

$$\tau_g = \frac{5,1T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1 \cdot 15041,32}{144^3}$$

$$\tau_g = 0,025 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,025 \text{ kg/mm}^2$$

Maka konstruksi ini dinyatakan aman dipakai.

4.3. Perencanaan roda gigi pada kecepatan III

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan :

$$m = 2 \text{ diambil dari table modul standar}$$

$$z = 27 \text{ buah (jumlah gigi yang dirancang)}$$

Jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso, 1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 27 = 54 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :.....(Sularso, 1997:218)

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= (27+2) \times 2 = 58 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

4. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

5. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 10) \\ &= 10 \times 2 = 20 \end{aligned}$$

6. Tebal kaki gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

7. Tebal gigi (h) :.....(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

C.1.Gear F

$$I = n1/n2 = Z2/Z1 = Dp2/Dp1$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi F :

$$I = ZF/ZG$$

$$2,25 = ZF/27$$

$$ZF = 27 \times 3 = 81$$

Maka :

$$m = 81$$

Ukurn-ukuran Gear F

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso, 1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 81 = 162 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= (27+2) \times 2 = 58 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar :.....(Solaraso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Zi \times m \cos a \\ &= 2 \times 27 \times \cos 20^\circ = 22,04 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to):

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc):

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi(b):

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots\dots\dots(\text{dimbil } 10) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && \text{Diambil } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :.....(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

C.2.Perhitungan kekuatan pada pinion C

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$d_o = 162$$

$$n = 6000$$

Maka :

$$V = \frac{3,14 \cdot 162 \cdot 6000}{60 \cdot 1000}$$

$$V = 50,868 \text{ m/det}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$f_t = \frac{102 \cdot x \cdot p_d}{v} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$V = 50,868 \text{ m/det}$$

$$p_d = 83,79 \text{ kw}$$

Maka :

$$f_t = \frac{102 \cdot x \cdot 92,6}{50,868}$$

$$= 185,7 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (τ_b) :

$$\tau_b = \frac{f_t \cdot x \cdot l}{b \cdot x \cdot h^2 / 6} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$\tau_b = \frac{185,7 \cdot x \cdot 4,5}{18 \cdot x \cdot (4,5)^2 / 6}$$

$$= 13,76 \text{ kg/mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah 13,76 kg/mm, bahan pinion diambil baja S 55 C - D dengan tegangan lentur ijin 35 kg/mm. $\sigma_B = 13,76 \text{ kg/mm}$ (lit. Sularso table 6.7) maka pinion C dalam keadaan aman dan gear F dalam keadaan aman.

4. Tegangan gesek ijin (Tg) :

$$\tau_g = \frac{q}{sf1.sf2} \dots\dots\dots(Sularso,1997:8)$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau tidak dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6-1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan gesek pada pinion A (tg) :

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.15041,32}{162^3}$$

$$\tau_g = 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Maka kontruksi ini dinyatakan aman dipakai.

4.4. Perencanaan roda gigi pada kecepatan IV

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan :

$$m = 2 \text{ diambil dari table modul standar}$$

$$z = 38 \text{ buah (jumlah gigi yang dirancang)}$$

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukurannya dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 38 = 76 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :.....(Sularso,1997:218)

Daya rancangan :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= (38+2) \times 2 = 80 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :>>.....(Sularso, 1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_i \times m \times \cos a \\ &= 38 \times 2 \times \cos 20^\circ = 31,91 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6 \cdot 10) \times m \dots\dots\dots(\text{diambil } 10) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (h) :.....(Sularso,1997:219)

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

D.2. Gear E

$$I = n1/n2 = Z1/Z2 = Dp2/Dp1$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi E :

$$I = ZE/ZD$$

$$2,25 = ZE/38$$

$$ZE = 38 \times 3 = 114 \text{ buah}$$

Maka :

$$m = 2$$

ukuran-ukuran gear E

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 114 = 228 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= 76 + 2 \times 2 = 156 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_i \times m \times \cos \alpha \\ &= 76 \times 2 \times \cos 20^\circ = 62,03 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Lebar gigi (tc) :

$$\begin{aligned} b &= (5 \cdot 10) \times m \dots\dots\dots(\text{diambil } 10) \\ &= 10 \times 2 = 20 \end{aligned}$$

6. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

7. Tebal gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

D.3.Perhitungan kekuatan pada pinion D

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot do \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso,1997:238})$$

Dimana :

$$do = 228$$

$$n = 6000$$

Maka :

$$V = \frac{3,14.228.6600}{60.1000}$$
$$V = 71,592 \text{ m/det}$$

2. Gaya tangensial (ft) yang terjadi adalah :

$$ft = \frac{102.x.pd}{v} \dots\dots\dots(\text{Sularso,1997:239})$$

Diman :

$$V = 71,592 \text{ m/det}$$
$$pd = 92,6 \text{ kw}$$

Maka :

$$ft = \frac{102.x.92,6}{71,592}$$
$$= 131,93 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (τ_b) :

$$\tau_b = \frac{ft.x.l}{b.x.h^2 / 6} \dots\dots\dots(\text{Sularso,1997:239})$$

Dimana :

$$\tau_b = \frac{131,93.x.4,5}{18.x.(4,5)^2 / 6}$$
$$= 9,77 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah $9,77 \text{ kg/mm}^2$, bahan pinion yang diambil baja S 35 C dengan tegangan lentur ijin 26 kg/mm . $\tau_b = 9,77 \text{ kg/mm}$ (lit.Sularso table 6.7) maka pinion D dalam keadaan aman.

4 Tegangan gesr ijin (t_g) :

$$\tau_a = \frac{\sigma}{sf1.sf2} \dots\dots\dots(\text{Sularso,1997:8})$$

Dimana :

Sf1 = factor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6 - 1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan geser pada pinion A (τ_g) :

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.15041,32}{228^3}$$

$$\tau_g = 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

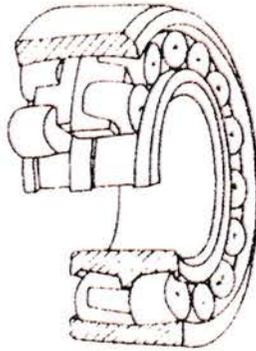
Syarat pemakaian :

$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Maka konstruksi ini dinyatakan aman dipakai.

BAB V PERHITUNGAN BANTALAN



Gambar 4.1 Bantalan

Bantalan yaitu elemen mesin yang menumpu poros yang berbeda, sehingga putaran atau getaran bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman dan tahan lama.

Bantalan harus kekeh untuk menumpu poros serta elemen mesin yang lainnya bekerja dengan baik. Maka prestasi seluruh system akan menurun atau dapat bekerja sebagai mestinya.

5.1. Klasifikasi Bantalan

1. Atas dasar gerak bantalan terhadap poros :

a) Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gerakan luncur antar poros dan bantalan, karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara plumas.

b).Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru) rol atau jarum dalam rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a).Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah gerak lurus sumbu poros

b).Bantalan axial

Arah beban yang ditumpu ini sejajar dengan sumbu poros

c).Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus.

Dalam perancangan ini dipilih bantalan gelinding jenis bola ulir baris tunggal

5.2. Perhitungan bantalan

Gaya ekivalen yang bekerja pada bantalan (P_o) beban aksial (F_a) kg dan gaya radial (F_r). Pada bantalan ini gaya ekivalen yang bekerja (P_o) adalah :

$$P_o = V (x_o.F_r.) + (y.f_a)$$

Dimana :

P_o = Beban ekivalen yang bekerja pada bantalan

X_o = Faktor radial= 0,6 (diambil)

F_a = Faktor aksial = 0,5 (diambil)

F_r = Gaya radial = 26,64 kg (direncanakan)

F_o = Gaya aksial = 11,88 kg (direncanakan)

Maka :

$$\begin{aligned} P_o &= (0,6 \times 26,64) + (0,5 \times 11,88) \\ &= 21,92 \text{ kg} \end{aligned}$$

Factor lama pemakaian (F_h)

$$\begin{aligned} F_h &= 3\sqrt{\frac{L}{500}} = 3\sqrt{\frac{10.000}{500}} \\ &= 2,714 \end{aligned}$$

Lama pemakaian/jam (L) = 10.000

$$\text{Dan } F_n = 3\sqrt{\frac{33,3}{n}}$$

Dimana :

n = putaran (6600 rpm)

$$F_n = 3\sqrt{\frac{33,3}{6000}} = 0,177$$

dari hasil perhitungan maka, kapasitas normalisasi spesifik (a) yaitu :

$$C = p_o \times \frac{Fh}{Fn}$$

$$= 21,92 \times \frac{2,714}{0,177} = 336,12 \text{ kg}$$

Maka C yang diambil adalah 360 kg, kemudian ukuran bantalan dapat dilihat dari table dibawah yang meliputi :

- Diameter luar (D) = 26 mm
- Diameter dalam (D) = 10 mm
- Lebar Bantalan (B) = 8 mm
- Kapasitas normal dinamis spesifikasi = 360 kg

Table 8.1 Harga Nomor bantalan

Nomor Bantalan			Ukuran Luar Diameter (mm)				Kapasitas spesifikasi dinamis C (kg)	Kapasitas nominal spesifikasi Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa Kotak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001z	6001vv	12	28	8	0,5	400	229
6002	z	02 vv	15	32	9	0,5	440	263
6003	02 zz	6003vv	17	35	10	0,5	470	396
6004	6003 z	04 vv	20	42	12	1,0	735	465
6005	z	05 vv	25	47	12	1,0	790	530
6006	04 zz	6006vv	30	55	13	1,0	1030	740
6007	05 zz	07 vv	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6006 z	08 vv	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	z	6009vv	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	07 zz	6010vv	50	80	16	1,5	1710	1430

	08 zz 6009z 10 Zz							
6200	6200z	6200vv	10	30	9	1,0	400	236
6201	z	01 vv	12	32	10	1,0	535	305
6202	01 z	02 vv	15	35	11	1,0	600	360
6203	02 z	6203vv	17	40	12	1,5	750	460
6204	6203z	04 vv	20	47	14	1,5	1000	635
6205	z	05 vv	25	52	15	1,5	1100	730
6207	04 z	6206vv	30	62	16	2,2	1530	1050
6208	05 z	07 vv	35	72	17	2,0	2010	1430
6209	6206z	08 vv	40	80	18	2,0	2380	1650
6210	z	6209vv	45	85	19	2,0	2570	1880
	07 z	10 vv	50	90	20	2,0	2750	2100
	08 z							
	6209z							
	z							
	10 z							
6300	6300z	6300vv	10	35	11	1,0	635	365
6300	z	01 vv	12	37	12	1,5	760	450
6300	01 z	02 vv	15	42	13	1,5	895	545
6300	02 z	6303vv	17	47	14	1,5	1070	660
6300	6303z	04 vv	20	52	15	2,0	1250	785
6300	z	05 vv	25	62	17	2,0	1610	1080
6300	04 z	6306vv	30	72	19	2,0	2090	1440
6300	05 z	07 vv	35	80	20	2,5	2620	1840
6300	6306z	08 vv	40	90	23	2,5	3200	2300
6300	z	6309vv	45	10	25	2,5	4150	3100
6300	07 z	10 vv	50	0	27	3,0	4850	3650
	08 z			11				
	6309z			0				
	z							

	10 z							
--	------	--	--	--	--	--	--	--

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1. Kesimpulan

Dapat dilihat dari hasil analisa perhitungan data-data rancangan untuk Roda Gigi dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Dari data-data spesifikasi dapat dihitung diameter poros yang direncanakan dengan memenuhi syarat, memenuhi factor keamanan, momen puntir dan tegangan yang diizinkan, ternyata dari hasil analisa perhitungan poros, factor keamanannya sangat mengizinkan.
- b. Dari perhitungan spline dan naf, dimana komponen ini sangat berfungsi sebagai penerus momen keroda gigi dan juga memenuhi persyaratan untuk perancangan.
- c. Dari perhitungan pegas, dimana ruang gesek sebagai alat pemindah putaran dan daya dengan perantara gesekan. Dari hasil analisa ini didapat jumlah plat gesek, factor gaya gesekan serta bahan untuk rancangan.
- d. Dari bantalan juga memenuhi jenis bahan yang direncanakan
- e. Dari pelumasan data-data yang diperoleh juga memenuhi persyaratan dimana suhu yang timbul akibat putaran mesin sempurna dan juga benar-bener terjamin.

Dengan demikian dari table BAB I sampai dengan selesai ternyata rancangan ini memenuhi persyaratan untuk satu perencanaan.

6.2. Saran

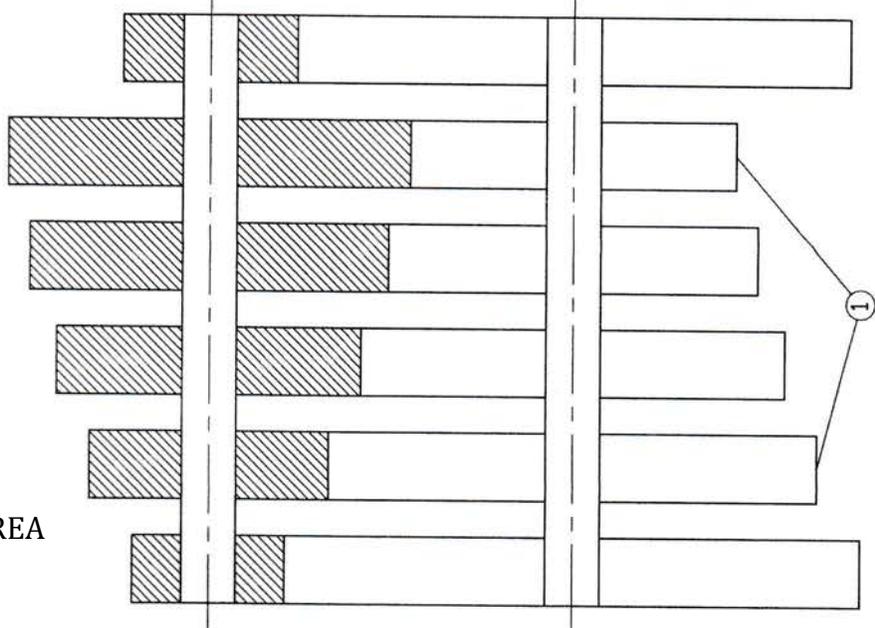
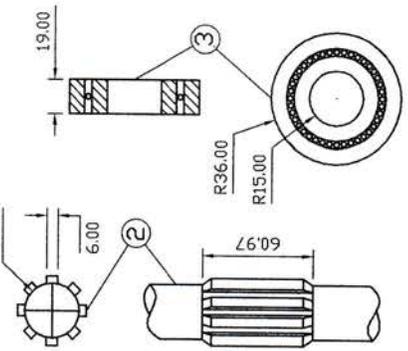
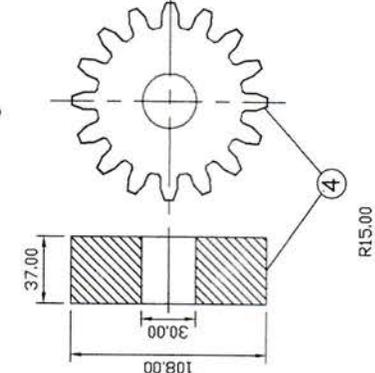
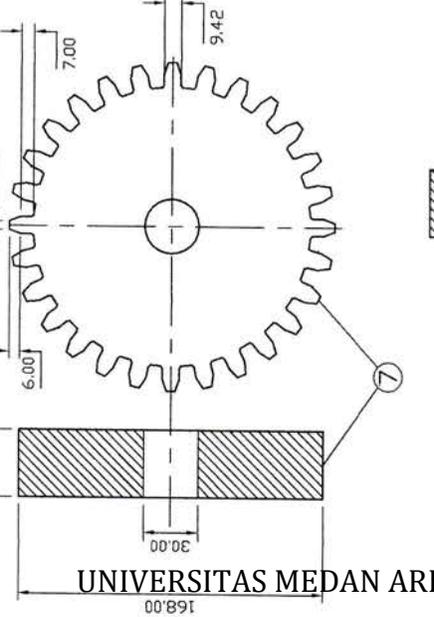
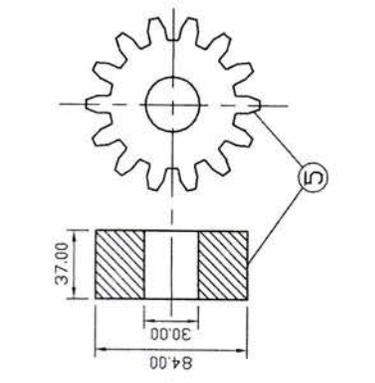
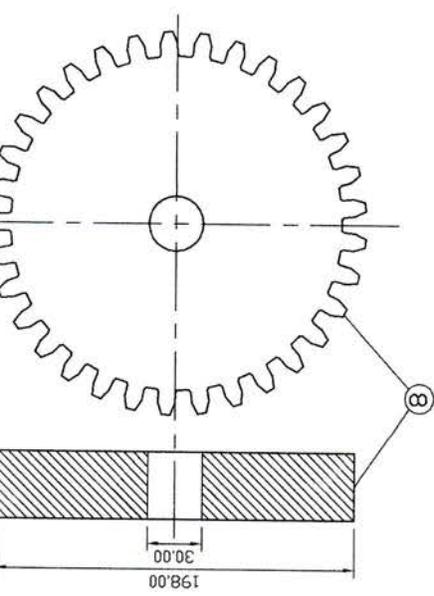
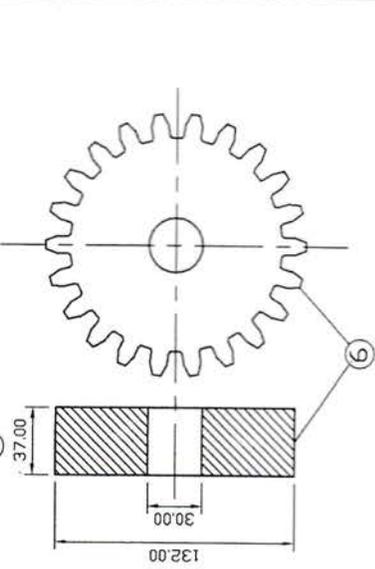
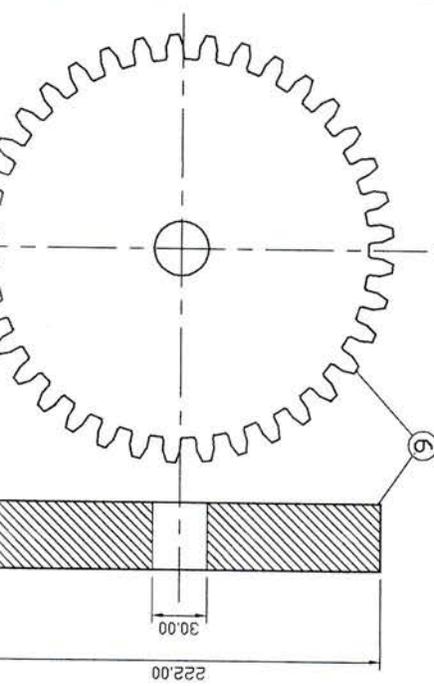
- a. Design harus lebih menarik
- b. Rancangan harus tahan lama, karena hal ini sangat diminati para konsumen
- c. Khusus penulis sangat megharapkan bimbingan dari dosen selaku pembimbing dalam terlaksananya tugas rancangan Roda Gigi, agar tugas ini menjadi sempurna.
- d. Pada rancangan ini, pemakaian bahan menurut teoritis adalah sudah aman akan tetapi tidaklah cukup hanya berpedoman menurut teori saja, sehingga diperlukan juga pengkajian ulang, sehingga mahasiswa akan lebih tau dan mengerti.

DAFTAR PUSTAKA

Paramita, P. (1991). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin Sularso.*

Jakarta : Kiyakatsu Suga.

Buku Service Manual HONDA BRIO



NO	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN
9	1	RODA GIGI LIMA	S35C
8	1	RODA GIGI EMPAT	S35C
7	1	RODA GIGI TIGA	S35C
6	1	RODA GIGI DUA	S35C
5	1	RODA GIGI SATU	S35C
4	1	RODA GIGI MUNDUR	S35C
3	1	BANTALAN	6306ZZ
2	1	POROS DAN NAAF	S35C
1	1	RODA GIGI	S35C

KETERANGAN
 DAYA : 90 Ps
 PUTARAN : 6000 rpm

NAMA BAGIAN	BAHAN
SKALA : 1:14	NAMA : IRFAN
UKURAN : mm	NPM : 178130015
TANGGAL: 25-7-20	DILIHAT: Ir-AMRU SIREGAR, MT