

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN II
RODA GIGI TRANSMISSION

Daya (P) : 9,6 Ps

Putaran (n): 8000 rpm

Disusun oleh :

WILLY CAFRI SIREGAR

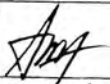
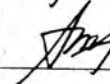
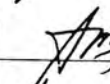


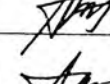
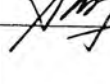
NPM : 178130115



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2019

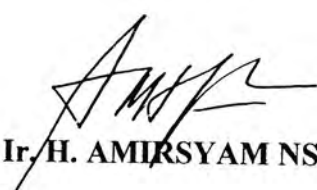
LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN II (RODA GIGI HONDA SUPRA)

NO	HARI/TANGGAL	URAIAN	PARAF
	31 - 10 - 2019	BAB I	
	05 - 11 - 2019	BAB II	
	07 - 11 - 2019	BAB III	
	09 - 11 - 2019	BAB IV	
	18 - 11 - 2019	BAB V	
	28 - 11 - 2019	BAB VI	
	19 - 12 - 2019	ACC	

Medan,

Dosen Pembimbing


(Ir. H. AMIRSYAM NST, MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN :II
Agenda : ...37.../FTM/TR II/2019
Nama : WILLY CAFRI SIREGAR
NIM : 178130115
Spesifikasi Tugas : Rancangan Roda Gigi dengan Daya 96 Ps dan Putaran 8000 rpm
-Perencanaan Meliputi
* Jenis Roda Gigi
* Ukuran Roda Gigi
* Gambar Kerja

Diberikan Tanggal : 25/10/2019
Selesai Tanggal : 19/12/2019

Medan,..../...../2019

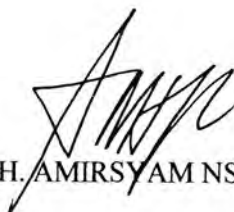
Disetujui oleh

Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator


(ZULFIKAR ST, MT)


(Ir. H. AMIRSYAM NST, MT)


(Ir. H. AMRU SIREGAR, MT)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT, karena atas izin-Nya tugas elemen mesin roda gigi ini dapat penulis selesaikan dengan baik.

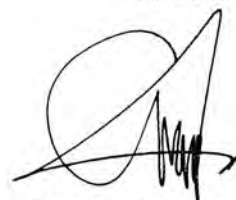
Berdasarkan kurikulum yang dilaksanakan di, **UNIVERSITAS MEDAN AREA (UMA)**, untuk mengambil tugas sarjana harus menyelesaikan beberapa tugas, diantaranya tugas roda gigi yang penulis kerjakan ini. Kemudian penulis menyadari dalam penulisan dan penyusunan masih banyak kekurangan, oleh sebab itu penulis mengucapkan terima kasih kepada bapak **Ir. H Amirsyam Nst.MT** selaku dosen pembimbing yang telah memberikan pengarahan dalam penyelesaian dan penyusunan tugas roda gigi ini, sehingga dapat terselesaikan.

Akhirnya penulis mengucapkan Alhamdulillah dan berterima kasih kepada Allah, karena ridho-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas rancangan roda gigi ini, tak lupa penulis mengucapkan terima kasih kepada rekan – rekan yang telah membantu penulis baik dalam memperoleh informasi dan literatur yang dipakai, sehingga tugas roda gigi ini terselesaikan.

Kemudian penulis berharap agar laporan ini dapat berguna bagi penulis khususnya dan bagi mahasiswa – mahasiswa teknik mesin pada umumnya.
Wassalam....

Medan, 24 November 2019

Penulis



WILLY CAFRI SIREGAR

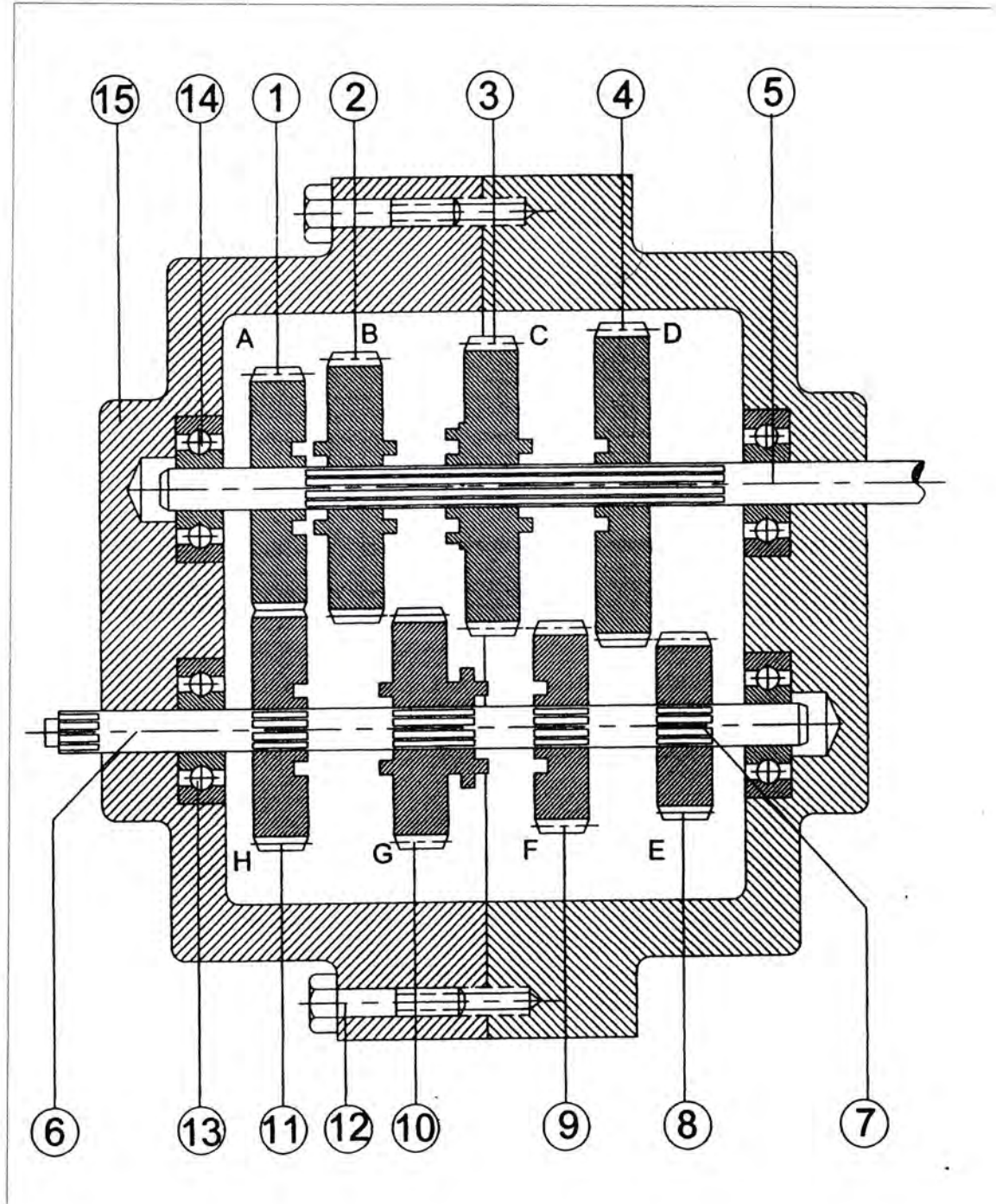
DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
GAMBAR ASSEMBLING	v
KETERANGAN GAMBAR	vi
CARA KERJA RODA GIGI	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Batasan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Metodologi Penulisan	2
1.5 Sistematika Penulisan	2
BAB II LANDASAN TEORI	4
2.1 Roda Gigi	4
2.1 .1 Fungsi transmisi roda gigi	4
2.2 Klasifikasi Roda Gigi	5
2.2.1 Roda gigi dengan poros sejajar	5
2.2.2 Roda gigi dengan poros berpotongan	7
2.2.3 Roda gigi dengan poros bersilang	8

2.3 Persamaan-persamaan Roda Gigi Lurus	10
BAB III METODOLOGI PERANCANGAN	14
3.1 Pengertian Poros	14
3.2 Spline	18
3.2.1 Perhitungan spline	19
3.2.2 Perhitungan spline pada poros output	21
3.3 Naaf	22
3.3.1 Perhitungan naaf	22
3.4 Bantalan	23
3.5 Roda Gigi	26
3.5.1 Perhitungan clutch gear dan counter gear shaft drive gear	26
3.5.2 Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 1	28
3.5.3 Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 2	29
3.5.4 Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 3	30
3.5.5 Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 4	31
3.5 Gambar Assembling s	33
BAB IV ANALISA PERHITUNGAN	35
4.1 Pemilihan Roda Gigi	35
4.2 Perhitungan Poros	35
4.3 Perhitungan Poros Output	41
4.4 Perhitungan Spline dan Naaf	45

4.4.1 Perhitungan poros spline dan naaf input	45
4.5 Perhitungan Naaf	52
4.5.1 Pemeriksaan kekuatan naaf input	53
4.5.2 Pemeriksaan kekuatan naaf output	56
4.5.3 Perhitungan bantalan pada poros input	58
4.5.4 Perhitungan bantalan pada poros output	62
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	81
5.1 Kesimpulan	81
5.2 Saran	85
DAFTAR PUSTAKA	86

GAMBAR ASSEMBLING



KETERANGAN GAMBAR

<u>No</u>	<u>Nama Bagian</u>	<u>Jumlah</u>
1	Main Shaft First	1
2	Main Shaft Second	1
3	Main Shaft Third	1
4	Main Shaft Fourth	1
5	Poros Input Shaft	1
6	Poros Output Shaft	1
7	Spline	8
8	Counter Shaft First	1
9	Counter Shaft Second	1
10	Counter Shaft Third	1
11	Counter Shaft Fourth	1
12	Baut Pengikat	2
13	Bantalan Poros Output Shaft	2
14	Bantalan Poros input Shaft	2
15	Rumah Transmisi Roda Gigi	1

CARA KERJA RODA GIGI

➤ **Pada posisi Netral**

Putaran dari poros engkol diteruskan ke transmisi melalui sistem kopling ke poros input, pada transmisi putaran pada poros input tidak berhubungan dengan roda gigi yang ada pada poros output.

➤ **Kecepatan I**

Bila pemindah daya (perseneling) ditekan kedepan maka garpu pemindah gigi akan menggerakkan pinion A kemudian pinion B bergerak ke kiri dan menyatu dengan pinion A sehingga putaran pada poros input (2) diteruskan ke gear (H) sehingga putaran poros input diteruskan ke poros output.

➤ **Kecepatan II**

Untuk kecepatan dua pemindah daya ditekan kedepan maka garpu pemindah gigi akan menggerakkan pinion (B) ke kanan bersama – sama dengan pinion (C) dan menyatu dengan gear (G) sehingga putaran poros input diteruskan ke poros output.

➤ **Kecepatan III**

Untuk kecepatan tiga, pemindah daya ditekan kedepan maka garpu pemindah akan menggerakkan pinion (C) ke kanan dan menggerakkan gear (F) maka putaran poros input diteruskan ke poros output.

➤ **Kecepatan IV**

Untuk kecepatan empat, pemindah daya ditekan kedepan, garpu pemindah gigi akan menggerakkan pinion (C) ke kanan dan menyatu dengan pinion (D), dan pinion (D) akan menggerakkan gear (E), dan putaran poros input diteruskan ke poros output, dan pada posisi tersebut kendaraan dalam keadaan TOPGEAR

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

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

Di luar cara transmisi di atas, ada pula cara lain untuk meneruskan daya, yaitu dengan sabuk atau rantai. Namun demikian, transmisi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi di samping cara yang lain, karena memerlukan ketelitian yang lebih besar dalam pembuatan, pemasangan maupun pemeliharaannya. Pemakaian roda gigi sebagai alat transmisi telah menduduki tempat terpenting di segala bidang selama 200 tahun terakhir ini. Penggunaannya dimulai dari alat pengukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai roda gigi reduksi pada turbin besar yang berdaya hingga puluhan megawatt.

1.2. Batasan Masalah

Dalam tugas rancangan roda gigi ini dibatasi pada perencanaan terhadap perhitungan poros, spline, roda gigi, bantalan, temperatur kerja, dan pelumasan.

Untuk kendaraan roda dua dengan ketentuan sebagai berikut:

$$\text{Daya } N = 9,6 \text{ Ps}$$

$$\text{Putaran } n = 8000 \text{ Rpm}$$

1.3. Tujuan

Adapun tujuan tugas rancangan roda gigi ini adalah :

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

1.4. Metodologi penulisan

Metode yang digunakan dalam penulisan tugas ini adalah :

1. Pengambilan data yang akan dianalisis yang didapat dari kampus maupun luar kampus.
2. Meninjau landasan teori (Study literature) yang berhubungan dengan judul.
3. Melakukan analisa terhadap data-data yang ada menggunakan formula yang sesuai.
4. Membuat kesimpulan dan saran berdasarkan hasil analisa yang dilakukan.

1.5. Sistematika Penulisan

Perencanaan roda gigi ini dilaksanakan dengan teori dasar yang dilanjutkan perhitungan, dan akan menghasilkan kesimpulan yang akan digambarkan pada kertas kerja.

Dalam penulisan perencanaan roda gigi ini, akan disertai dengan beberapa gambar penting diperlukan untuk memperjelas teori yang diberikan, secara singkat, berikut sistematika penulisan perencanaan roda gigi ini :

BAB I : PENDAHULUAN

Uraian tentang latar belakang, batasan masalah, tujuan, sistematika penulisan dan metodologi perencanaan.

BAB II : LANDASAN TEORI

Uraian tentang roda gigi beserta komponen utamanya serta beberapa persamaan yang berkaitan dengan perencanaan roda gigi.

BAB III : METODE PENULISAN

Berisi semua rumus-rumus yang akan digunakan pada setiap perhitungan perencanaan roda gigi.

BAB IV : ANALISA PERHITUNGAN

Uraian dan perhitungan data komponen-komponen utama roda gigi.

BAB V : KESIMPULAN

Uraian atau menyatakan singkat dan tepat yang dijabarkan dari analisa perhitungan.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Roda Gigi

Roda gigi merupakan komponen/alat untuk menghubungkan suatu poros keporos lain dengan jumlah perputaran dan arah posisi sumbu yang berbeda (tegak lurus maupun searah). Dengan jumlah perputaran yang sama dengan maupun diperbesar atau diperkecil.

Pada umumnya putaran yang diteruskan lebih besar putaran dari pada poros penggerak, tetapi dapat juga terjadi sebaliknya dan biasanya poros-poros penggerak poros yang digerakan mempunyai arah putaran yang berlawanan.

Diluar transmisi ada cara lain memindahkan daya, dengan sabuk dan rantai sebab dengan poros slip pada roda gigi jauh lebih besar.

Oleh karena itu roda gigi mempunyai keistimewaan bila dibandingkan dengan transmisi lainnya. Maka dengan menggunakan roda gigi menduduki peran diatas segala bidang, tetapi disegala bidangng karena roda gigi jauh lebih besar walaupun pembuatan terlalu lama, membutuhkan perawatan dan pemilihan yang sulit.

2.1.1. Fungsi Transmisi Roda Gigi

Disamping fungsi utama sebagai penerus daya dan putaran, transmisi roda gigi juga mempunyai fungsi lain, yaitu :

- Memungkinkan dapat diperolehnya perbedaan putaran dan daya yang di inginkan, dengan adanya perbedaan reduksi roda gigi.
- Memungkinkan kendaraan dapat bergerak mundur tanpa mengubah arah perputaran mesin, yaitu dengan adanya roda gigi perantara.
- Memungkinkan kendaraan atau unit system yang akan digerakkan dapat berhenti sementara, walaupun mesin tetap beroperasi, yaitu dengan adanya netral pada roda gigi.

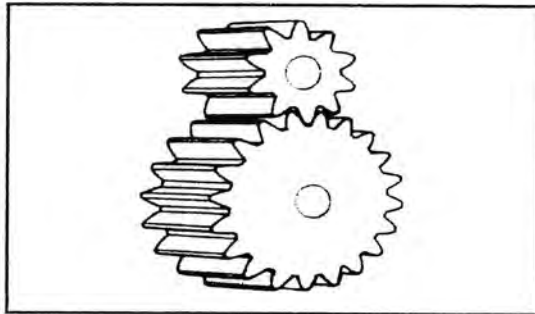
2.2. Klasifikasi Roda Gigi

2.2.1. Roda gigi dengan poros sejajar

Roda gigi ini yaitu dimana roda gigi sejajar pada bidang silinder (bidang jarak bagi) dimana selinder tersebut bersinggungan. Yang termasuk roda gigi dengan poros sejajar ialah :

A. Roda Gigi Lurus

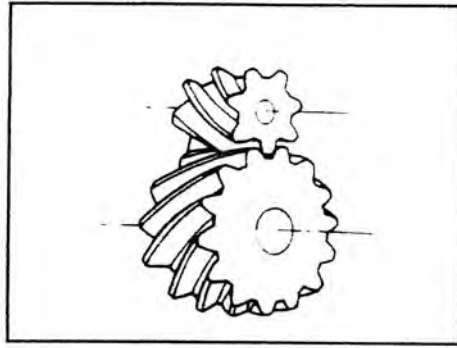
Roda gigi ini berfungsi untuk mentransmisikan daya yang positif antara poros yang sejajar dengan sumbu perbandingan kecepatan angular (sudut) yang konstan.



Gambar 2.1. Roda gigi lurus

B. Roda Gigi Miring

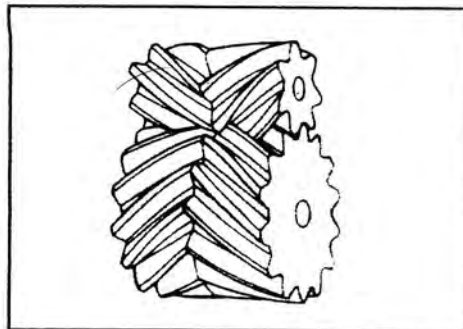
Roda gigi ini berbeda dengan roda gigi lurus, dalam hal ini gigi-gigi yang terbuat tidak sejajar dengan poros selinder namun mempunyai sudut helix. Jumlah gigi yang membentuk pada selinder jarak bagi roda gigi miring. Roda gigi ini jumlah pasangan gigi yang membentuk kontak serentak adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus. Melalui gigi tersebut dapat terjadi secara mulus, sifat ini sangat lebih baik untuk mentransmisikan putaran yang tinggi dan besar. Namun roda gigi memerlukan bantalan yang axial dan kontak roda gigi lebih besar karena jalur gigi membentuk ulir sehingga memerlukan gaya lebih reaksi yang sejajar dengan poros.



Gambar 2.2. Roda gigi miring

C. Roda Gigi Miring Ganda

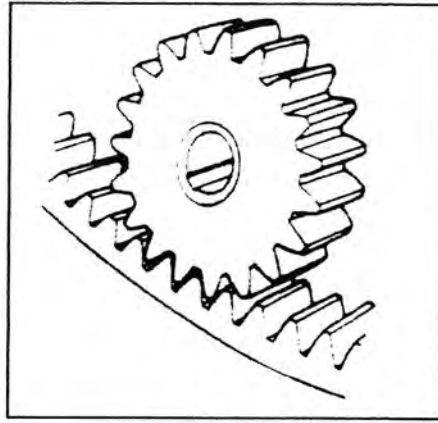
Roda gigi ini mempunyai axial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur gigi bentuk “V” yang gaya saling memindahkan roda gigi dan mempunyai perbedaan kecepatan keliling dan gaya diteruskan dapat diperbesar. Akan tetapi melihat bentuk dapat dipastikan sangat sukar dalam pembuatannya.



Gambar 2.3. Roda gigi miring ganda

D. Roda gigi dalam

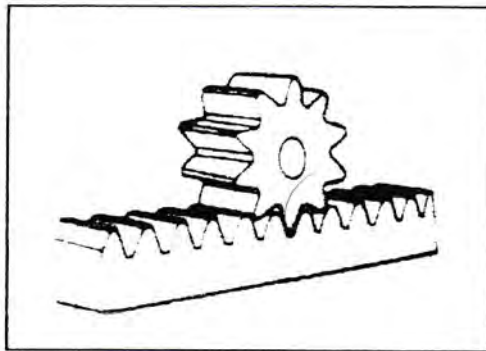
Roda gigi ini dipergunakan sebagai alat pemindah gaya untuk ukuran-ukuran kecil dengan perbandingan reduksi yang besar sebab roda gigi pinion terletak didalam roda gigi dan arah putaran biasanya rendah.



Gambar 2.4. Roda gigi dalam

E. Batang Gigi Dan Pinion

Batang gigi merupakan profil dasar pembuatan gigi, pasangan antara batang gigi dan pinion dipergunakan untuk merubah gerakan putar menjadi gerakan lurus atau sebaliknya.



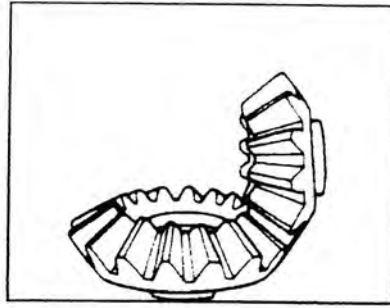
Gambar 2.5. Batang Gigi dan Pinion

2.2.2. Roda gigi dengan poros berpotongan

Yang termasuk roda gigi dengan poros berpotongan ialah :

A. Roda gigi kerucut lurus

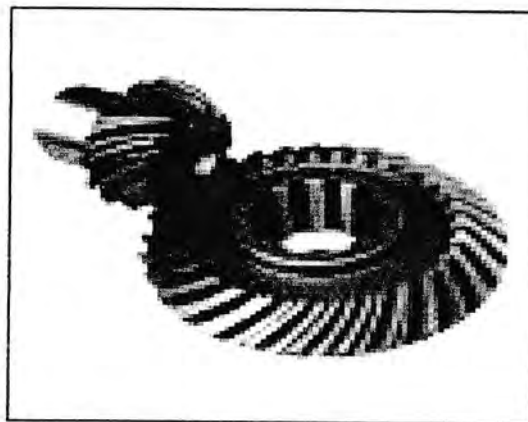
Roda gigi kerucut lurus dengan roda gigi lurus adalah yang paling mudah dibuat dan sering dipakai. Tetapi roda gigi ini sangat berisik karena perbandingan kontakannya sangat kecil, juga konstruksinya tidak memungkinkan untuk memasang bantalan pada ujung porosnya.



Gambar 2.6. Roda gigi kerucut

B. Roda gigi kerucut spiral

Roda gigi ini merupakan perbandingan kontak yang besar dan dapat menstransmisikan daya dan putaran yang besar dan bisa juga beban yang kecil.



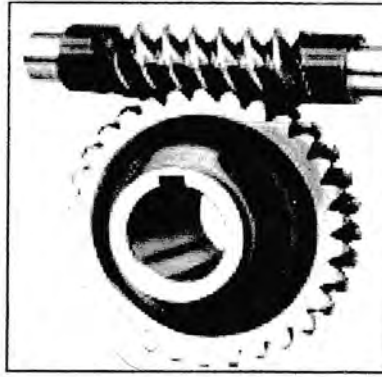
Gambar 2.7. Roda gigi kerucut spiral

2.2.3. Roda gigi dengan poros bersilang

Yang termasuk roda gigi dengan poros bersilang ialah :

A. Roda gigi cacing silindris

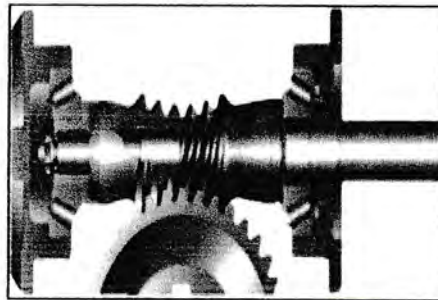
Roda gigi cacing silindris merupakan putaran dengan perbandingan reduksi yang besar, pada umumnya roda gigi cacing dipergunakan untuk beban besar.



Gambar 2.8. Roda gigi Cacing Silindris

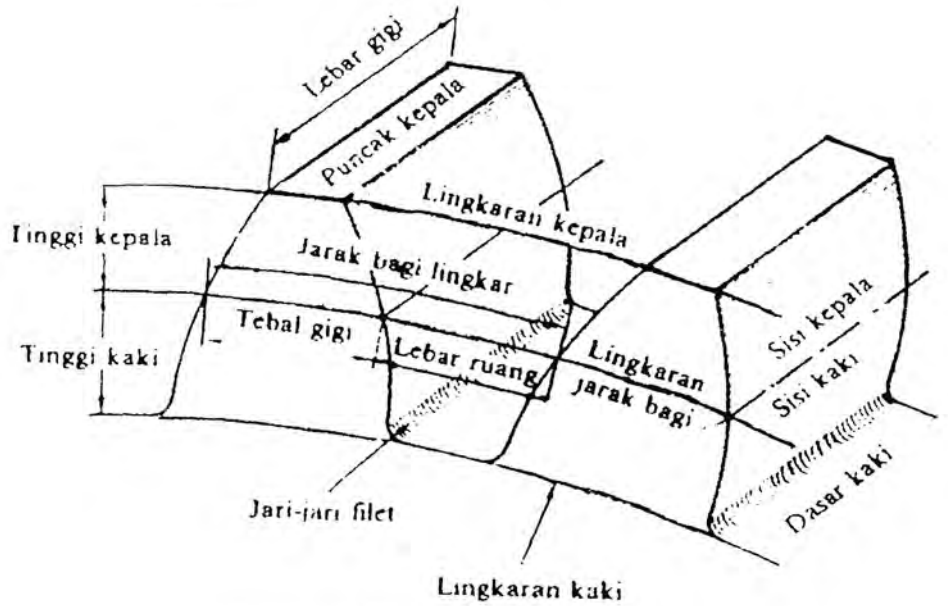
B. Roda Gigi Cacing Globoid

Roda gigi ini mempunyai fungsi yang sama dengan roda gigi cacing silindris. Bedanya hanya pada sistem perbandingan kontak yang lebih besar, akibat mempunyai alur cacing selubung ganda.



Gambar 2.9. Roda gigi cacing globoid

2.3 Persamaan-Persamaan Pada Roda Gigi Lurus



Gambar 2.10. Nama – nama bagian roda gigi

Keterangan gambar di atas sebagai berikut:

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

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

Modul merupakan hasil bagi diameter dengan jumlah gigi:

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

Dimana :

d = diameter jarak bagi lingkaran (mm)

z = Jumlah gigi.

Maka hubungan modul dan jarak bagi lingkaran adalah:

$$t = \pi m$$

Jarak bagi diametral adalah diameter (mm) per jumlah gigi jarak bagi lingkaran.

Jarak bagi lingkaran :

$$t = \frac{\pi d}{Z} [mm]$$

Dimana :

d = diameter jarak bagi lingkaran (mm)

z = Jumlah gigi

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

$$h_{kaki} = m + C_k [mm]$$

C_k Dapat diambil 25%.M

$$\begin{aligned} \text{Tinggi kaki} &= hf = M + ck \\ &= M + 25\% \\ &= 1,25.M \end{aligned}$$

4. C_k adalah kelonggaran puncak yaitu celah antara lingkaran kepala dan lingkaran kaki dari gigi pasangannya
5. Pada lingkaran diameter jarak bagi terdapat tebal gigi dan celahnya yaitu setengah jarak bagi lingkaran.

$$b = \frac{t}{2} = \frac{\pi m}{2} [mm]$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Tabel 2.1. Faktor Ketelitian Pemasangan Roda Gigi

Cara Pemasangan	λ
Dengan kolager dst	0 sampai 30
Pemasangan teliti	0 sampai 25
Pemasangan biasa	0 sampai 15

Tabel 2.2. Harga modul standart (JIS B 1701 – 1973) (satuan : mm)

Seri Ke - 1	Seri Ke - 2	Seri Ke - 3	Seri Ke - 1	Seri Ke - 2	Seri Ke - 3
0,1				3,5	
	0,15		4		3,75
0,2				4,5	
	0,25		5		
0,3				5,5	
	0,35		6		6,5
0,4				7	
	0,45		8		
0,5				9	
	0,55		10		
0,6		0,65		11	
	0,7		12		
	0,75			14	
0,8			16		
	0,9			18	
1			20		
1,25				22	
1,5			25		
	1,75			28	
2			32		
	2,25			36	
2,5			40		
	2,75			45	
3		0,325	50		

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

BAB III METODOLOGI PERANCANGAN

3.1. Pengertian Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dalam setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Putaran utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Macam-macam poros

Poros untuk penerus daya di klasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

1. Poros Transmisi

Poros semacam ini mendapat beban puntir murni atau puntir lentur. Daya di transmisikan pada poros ini melalui koling, roda gigi, puli, sabuk atau sprocket rantai, dan lain-lain.

2. *Spindel*

Poros transmisi yang relative pendek, seperti poros utama mesin perkakas, di mana beban utamanya berupa puntiran, di sebut spindle.

3. *Gandar*

Poros seperti ini di pasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, di sebut gandar.

Tata cara perencanaan tersusun dalam sebuah diagram aliran, hal-hal yang perlu di perhatikan antara lain, yaitu:

Pertama kali ambillah suatu kasus di mana daya P (kW) harus ditransmisikan dan putaran poros n (Rpm). Dalam hal ini perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya P . Daya yang besar mungkin terjadi pada saat start atau mungkin beban yang besar terjadi terus-menerus setelah start, dengan demikian perlu adanya factor koreksi.

Jika p adalah daya nominal yang di keluarkan oleh motor penggerak, maka berbagai macam factor keamanan yang dapat di ambil. Jika factor koreksi adalah f_c , maka daya rencana P_d (kW) sebagai patokan adalah :

$$P_d = f_c \times P \quad (3.1)$$

Jika daya di berikan dengan Power Staring (PS) maka harus di kalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam kW.

$$P_d = 0,735 \times P$$

Jika momen puntir (di sebut juga sebagai momen rencana) adalah T (Kg.mm) maka

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \quad (3.2)$$

Tegangan geser yang di izinkan τ_a (Kg.mm) untuk pemakaian umum pada poros dapat di peroleh dengan berbagai cara, dalam hal ini digunakan metode SF. Dimana harga Sf_1 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan, sedangkan harga untuk Sf_2 yaitu poros ditinjau akan di beri pasak atau di buat bertangga karena pengaruh kosentrasi tegangan cukup besar, adalah 1,3 sampai 3,0. Dan σ_B kekuatan tarik (Kg/mm²)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (3.3)$$

Untuk mendapatkan diameter poros d_s (mm) ada factor K_t yaitu, di pilih 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, 1,5-3,0 jika terjadi beban atau tumbukan yang besar. Dan juga factor C_b diambil 1,2-2,3 , jika tidak akan terjadi beban lentur cukup di ambil 1,0.

$$d_s = \left[\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T}{\tau_a} \right]^{1/3} \quad (3.4)$$

Sedangkan tegangan geser yang terjadi τ (Kg/mm²) di karnakan adanya momen rencana T (Kg.mm), dan pada suatu diameter poros d (mm), yaitu :

$$\tau_a = \frac{5,1 \times T}{d_s^3} \quad (3.5)$$

3.1.1. Perencanaan Poros

Berdasarkan sularso,halaman,7 untuk momen torsi dapat dihitung dengan rumus

$$T = 9.74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \quad (3.6)$$

Dalam perencanaan ini penulis mengambil bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) S 45 C dengan kekuatan tarik Faktor koreksi (f_c) = 1,2

Untuk baja karbon untuk kontruksi mesin(JIS G 4501) (sularso,hal:3.1978)

$$(\tau_b) = 58 \text{ kg/mm}^2 \text{ (tabel 3.1)} \quad (3.7)$$

Berdasarkan sularso halaman 8,maka besarnya τ_a dapat dihitung dengan rumus:

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{sf_1 \times sf_2} \quad (3.8)$$

Tabel 3.1 Baja karbon untuk kontruksi mesin (sularso , 1978)

Standart dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (Kg/mm ²)	Keterangan
Baja Karbon Konstruksi Mesin (JIS G 4501)	S 30C	Penormalan	48	
	S 35 C	-	52	
	S 40 C	-	55	
	S 45 C	-	58	
	S 50 C	-	62	
	S 55 C	-	66	
Batang Baja Yang di Finis Dingin	S 24 CD	-	53	Ditarik dingin digerinda/gabungan hal tersebut
	S 45 CD	-	60	
	S 55 CD	-	72	

$$ds = \left[\frac{5.1}{\tau_a} \times kt \times cb \times T \right]^{1/3} \quad (3.9)$$

Sesuai dengan table 3.2 diameter poros (sularso 1987)

Tabel 3.2 diameter poros (Sudarso 1987)

4	10	*224	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	*35.3	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			

$$\tau_b = \frac{5.1 \times T}{ds^3} \quad (3.10)$$

3.1.2. Perhitungan Poros output

Daya yang direncanakan :

$$Pd = fc \times P$$

momen puntir rencana .

$$T = 9.74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n}$$

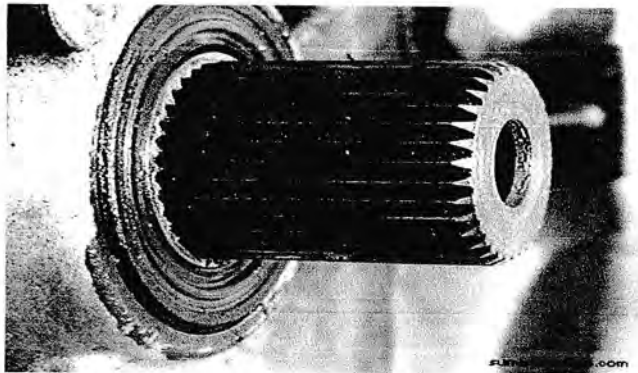
Diameter poros :

$$ds = \left[\frac{5.1}{\tau_a} kt.cb.T \right]^{1/3}$$

3.2. Spline

Spline adalah alur-alur yang terdapat pada poros sebagai tempat duduk roda gigi yang memiliki naaf.

Spline digunakan bertujuan untuk meneruskan daya, dan dalam hal ini putaran poros ke roda gigi. System ini dijumpai pada banyak system permesinan. Gambar spline terlihat pada



Gambar 3.1. Spline

Untuk mendapatkan suatu nilai dimensi atau ukuran pada rancangan ini ada beberapa ketentuan-ketentuan untuk mendapatkan ukuran-ukuran tersebut:

- D_s = Diameter spline
 d_s = Diameter poros
= $0,810 \times D_s$
 w_s = Tebal spline
= $0,15 \times D_s$
 H_s = Tinggi spline = $0,095 \times D_s$

Dalam merancang suatu poros, karna spline ini adalah termasuk dalam poros maka harus diperhitungkan nilai-nilai keamanannya

Tegangan geser yang diizinkan τ_a (Kg.mm) untuk pemakaian umum pada poros dapat di peroleh dengan berbagai cara, dalam hal ini digunakan metode Sf. Dimana harga Sf_1 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan, sedangkan harga untuk Sf_2 yaitu poros ditinjau akan di beri pasak atau di buat bertangga karena pengaruh kosentrasi tegangan cukup besar, adalah 1,3 sampai 3,0. Dan σ_B kekuatan tarik (Kg/mm²)

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

Sedangkan tegangan geser yang terjadi τ (Kg/mm²) di karenakan adanya momen rencana T (Kg.mm), dan pada suatu diameter poros d (mm), yaitu :

$$\tau_a = \frac{5,1 \times T}{d_s^3}$$

3.2.1. Perhitungan spline

Gaya tangensial pada permukaan poros ;

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

Tekanan permukaan yang diijinkan

$$Pa = \frac{F}{L(f_1 \text{ atau } f_2)} \quad (3.11)$$

Tabel yang digunakan adalah sebagai berikut:
Tabel 3.2 Normalisasi spline datar (Umar sukrisno , 1984)

d		b	h	f1	f2	l	
diatas	s/d					dari	s/d
6	8	2	2	1,2	1	6	20
8	10	3	3	1,8	1,4	6	36
10	12	4	4	2,5	1,8	8	45
12	47	5	5	3	2,2	10	56
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70
22	30	8	7	4	3,3	18	90
30	38	10	8	5	3,3	22	110
38	44	12	8	5	3,3	28	140
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160
50	58	16	10	6	4,3	45	180
58	65	18	11	7	4,4	50	200
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220
75	85	22	14	9	5,4	63	250
85	95	25	14	9	5,4	70	280
95	110	28	16	10	6,4	80	320
110	130	32	18	11	7,4	90	360
130	150	36	20	12	8,4	100	400
150	170	40	22	13	9,4		
170	200	45	25	15	10,4		
200	230	50	28	17	11,4		
230	260	56	32	20	12,4		
260	290	63	32	20	12,4		
290	330	70	36	22	14,4		
330	380	80	40	25	15,4		
380	440	90	45	28	17,4		
440	500	100	50	31	19,5		

Panjang spline

$$L = \frac{F}{Pa \cdot t_1}$$

Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_{ka} = \frac{F}{b \cdot l} \quad (3.12)$$

$$\tau_{ka} = \frac{\tau_B}{sf_{k_1} \times sf_{k_2}} \quad (3.13)$$

Dan lebar spline

$$B = \frac{F}{\tau_{ka} \cdot l}$$

3.2.2. Perhitungan spline pada poros output

Gaya tangensial pada permukaan poros

$$F = \frac{T}{ds/2} \quad (3.14)$$

Lebar spline

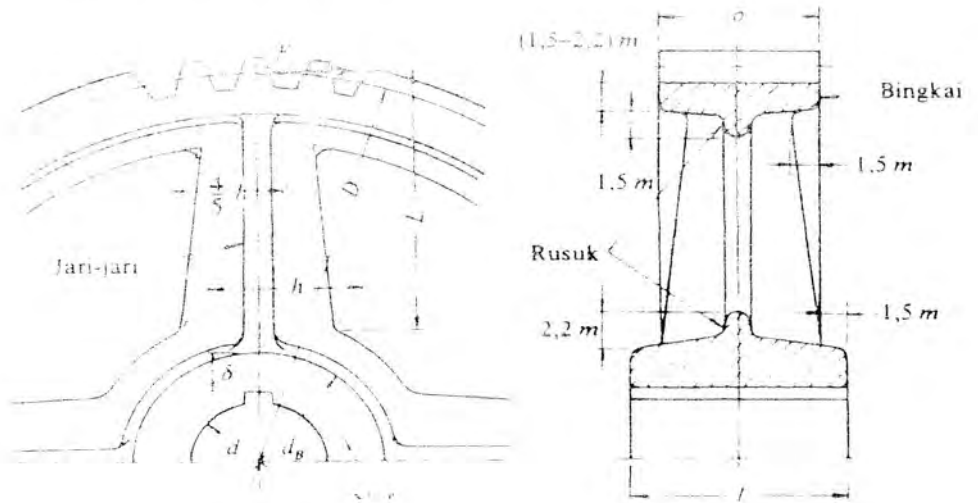
$$b = \frac{F}{\tau_{ka} \cdot l}$$

Jumlah spline

$$n = \frac{\pi \cdot Ds}{b} \quad (3.15)$$

3.3. Naaf

Naaf berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros dan spline keroda gigi pada perencanaan ini ada terdapat dua jenis naaf yaitu naaf roda gigi pada poros input dan naaf roda gigi pada poros output



Gambar 3.2 Naaf

3.3.1. Perhitungan naaf

Diameter naaf

$$D_o = 1.5 ds_1 + 5$$

Panjang naaf

$$(L) = (1.2 - 2.2) ds_2$$

3.4. Bantalan

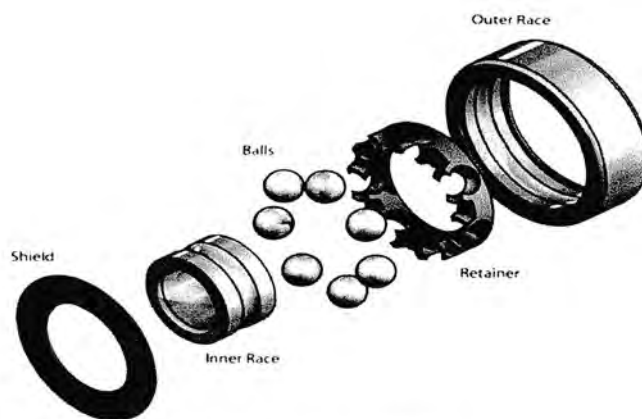
Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, dan aman,

Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat di klasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan luncur, pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
 - b. Bantalan gelinding, pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (*peluru*), rol, atau rol jarum, dan rol bulat.
2. Atas dasar beban terhadap poros
 - a. Bantalan radial, arah beban yang di tumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
 - b. Bantalan aksial, arah beban ini sejajar dengan sumbu poros.
 - c. Bantalan gelinding khusus, bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Bagian-bagian bantalan dapat dilihat pada gambar 3.3 di bawah ini:



Gambar.3.3 Bantalan

Hal-Hal Penting Dalam Perancangan Bantalan Radial

Dalam perancangan ini diambil bantalan radial karna, roda gigi yang di gunakan adalah roda gigi lurus secara keseluruhan yang dalam hal ini nilai gaya aksial F_a dianggap tidak ada. Sebelumnya kita menentukan nilai ekivalen P (Kg)

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

Dimana : P = Gaya ekivalen (Kg)

X = Faktor Radial

Y = Faktor Aksial

F_r = Gaya Radial

F_a = Gaya Aksial

$$F_r = \frac{T}{D/2}$$

Dimana :

T = Torsi

D = Diameter luar bantalan

Beban dinamis spesifik (C) yang terjadi :

$$C = P \frac{f_h}{f_n}$$

Dimana :

f_h = Life factor

f_n = Speed factor

$$f_h = \left[\frac{L_h}{500} \right]^{1/3}$$

Dimana : L_h yaitu umur nominal bantalan bola

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

Dimana :

n = Putaran

Table 3.3 sifat – sifat bahan bantalan luncur (sularso, k. 1997)

Bahan bantalan	Kekerasan H_B	Tekanan maksimum yang diperbolehkan (kg/mm^2)	Temperatur maksimal Yang diperbolehkan ($^{\circ}\text{C}$)
Besi cor	160-180	0,3-0,6	150
Perunggu	50-100	0,7-2,0	200
Kuningan	80-150	0,7-2,0	200
Perunggu fosfor	100-200	1,5-6,0	250
Logam putih berdasar Sn	20-30 15-20	0,6-1,0 0,6-0,8	150 150
Logam putih berdasar Pb	30-40 20-30	1,0-1,4 1,0-1,8	250 170
Paduan cadmium	45-50	2,8	100-150
Kelmet	40-80	2,0-3,2	220-250
Paduan Alumunium			
Perunggu timah hitam			

Untuk diameter poros:

- Diameter dalam (d)
- Diameter luar (D)
- Tebal bantalan (b)
- Jari – jari bola (r)
- Kapasitas nominal dinamis
- Kapasitas nominal statis (c_o)
- Bantalan poros output:
- Untuk diameter poros (ds)
- Diameter dalam (d)

- Diameter luar (D)
- Tebal bantalan (b)
- Jari – jari bola (r)
- Kapasitas nominal dinamis ©
- Kapasitas nominal statis (c_o)

Luas bantalan :

$$A_t = \frac{\pi}{4} x d^2 \quad (3.16)$$

3.5. Roda gigi

Dalam perencanaan roda gigi ini ada beberapa elemen yang membutuhkan perhitungan, dan rumus-rumus yang digunakan adalah:

3.5.1. Perhitungan clutch gear dan counter gear shaft drive gear

A. Modul

Besar modul untuk semua roda gigi adalah sama

$$M = \sqrt[3]{\frac{45610 P}{\lambda.l.z.n}} \quad (3.20)$$

Tabel yang di pakai adalah:

Tabel 3.4 harga modul Standart (JIS B.1701-1973 Sularso , 1987)

Seri Ke-1	Seri Ke-2	Seri Ke-3	Seri Ke-1	Seri Ke-2	Seri Ke-3
0,1				3,5	
	0,15		4		3,75
0,2				4,5	
	0,25		5		
0,3				5,5	
	0,35		6		6,5

0,4				7	
	0,45		8		
0,5				9	
	0,55		10		
0,6		0,65		11	
	0,7		12		
	0,75				
0,8			16		
	0,9			18	
1			20		
1,25				22	
1,5			25		
	1,75			28	
2			32		
	2,25			36	
2,5			40		
	2,75			45	
3			50		
		3,25			

B. Jumlah gigi counter shaft drive gear

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.21)$$

C. Tebal gigi

$$b = \frac{\pi}{2} \cdot m \quad (3.22)$$

D. Jarak bagi lingkaran

$$t = \pi \cdot m \quad (3.23)$$

E. Jarak sumbu

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.24)$$

f. Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_1 = \frac{2a}{1+i} \quad (3.25)$$

G. Diameter luar

$$dk_1 = (d_1 + 2) \cdot m \quad (3.26)$$

$$dk_2 = (d_2 + 2) \cdot m \quad (3.22)$$

H. Diameter dalam

$$Dd = (d_1 - 2.5) \cdot m \quad (3.27)$$

Tinggi kepala (Adendum)

$$Hk = 1 \cdot m \quad (3.28)$$

Tinggi kaki (Dedendum)

$$hf = 1.25 \cdot m \quad (3.29)$$

3.5.2. Perhitungan roda gigi pada speed 1

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.30)$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d = \frac{2a}{1+i} \quad (3.31)$$

Berdasarkan persamaan :

$$m = \frac{d}{2} \quad (3.32)$$

Diameter luar

$$dk_1 = (d_1 + 2).m \quad (3.33)$$

Diameter dalam

$$Dd_1 = (d_1 - 2.5).m \quad (3.34)$$

Tinggi kepala gigi (Addendum)

$$hk = 1 \times m \quad (3.35)$$

Tinggi kaki gigi (Dedendum)

$$hf = 1.25 \times m \quad (3.36)$$

Tebal gigi

$$b = \frac{\pi}{2} \times m \quad (3.37)$$

Jarak bagi lingkaran (t)

$$t = \pi \times 2 \quad (3.38)$$

3.5.3 Perhitungan roda gigi pada speed 2

Berdasarkan persamaan (2.2)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.39)$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_1 = \frac{2a}{1+i} \quad (3.40)$$

Jumlah gigi

$$z_1 = \frac{d_1}{m} \quad (3.41)$$

Diameter luar

$$dk_1 = (d_1 + 2).m \quad (3.42)$$

Diameter dalam

$$Dd_1 = (d_1 - 2.5).m \quad (3.43)$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$hk = 1 \times m \quad (3.44)$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

$$hf = 1.25 \times m \quad (3.45)$$

Jarak sumbu

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.46)$$

Tebal gigi

$$b = \frac{\pi}{2}.m \quad (3.47)$$

Jarak bagi lingkaran

$$t = \pi . m \quad (3.48)$$

3.5.4. Perhitungan roda gigi pada speed 3

Berdasarkan persamaan (2.2)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.49)$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_1 = \frac{2a}{1+i} \quad (3.50)$$

Jumlah gigi

$$z_1 = \frac{d_1}{m} \quad (3.51)$$

Diameter luar

$$Dk = (d_1 + 2).m \quad (3.52)$$

Diameter dalam

$$Dd = (d_1 - 2.5).m \quad (3.53)$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$h_k = 1 \times m \quad (3.54)$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

$$h_f = 1.25 \times m \quad (3.55)$$

jarak sumbu

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.56)$$

Tebal gigi

$$b = \frac{\pi}{2}.m \quad (3.57)$$

Jarak bagi lingkaran

$$t = \pi . m \quad (3.58)$$

3.5.5. Perhitungan roda gigi pada speed 4

Berdasarkan persamaan (2.2)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.59)$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$d_1 = \frac{2a}{1+i} \quad (3.60)$$

Jumlah gigi

$$z_1 = \frac{d_1}{m} \quad (3.61)$$

Diameter luar

$$d_{k_1} = (d_1 + 2).m \quad (3.62)$$

Diameter dalam

$$Dd_1 = (d_1 - 2.5).m \quad (3.63)$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$h_k = 1 \times m \quad (3.64)$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

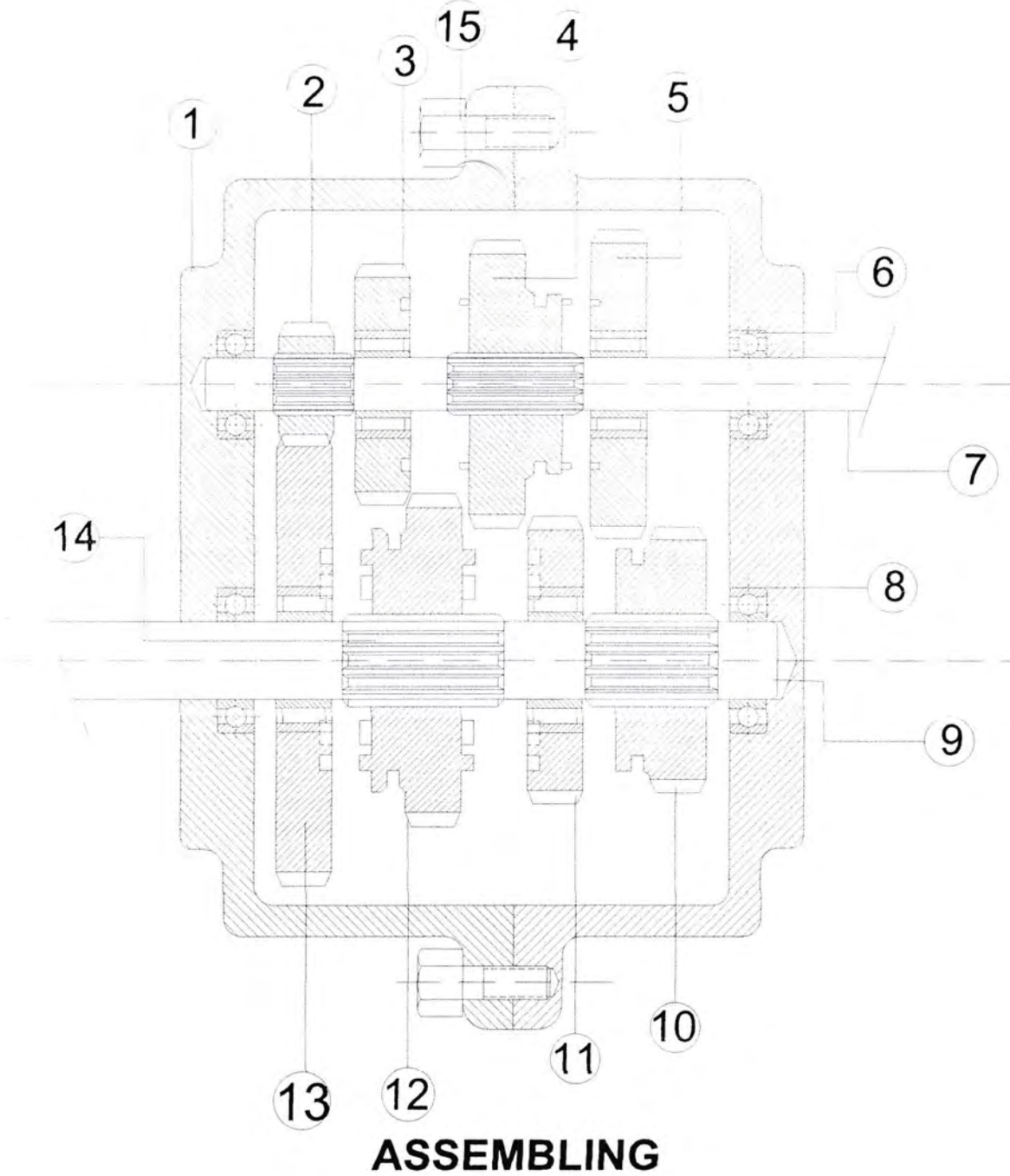
$$H_f = 1.25 \times m \quad (3.65)$$

jarak sumbu

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.66)$$

3.6. Gambar Assembling

Roda gigi lurus dan keterangan gambar.



KETERANGAN GAMBAR

NO	NAMA BAGIAN	JUMLAH
1	Rumah roda gigi	1
2	Pinion A	1
3	Pinion B	1
4	Pinion C	1
5	Pinion D	1
6	Bantalan input	2
7	Poros input	1
8	Bantalan output	2
9	Poros out put	1
10	Gear F (4)	1
11	Gear G (3)	1
12	Gear H (2)	1
13	Gear I (1)	1
14	Spline	4
15	Baut pengikat	5

BAB IV ANALISA PERHITUNGAN

4.1. Pemilihan Roda Gigi

Dalam hal ini jenis roda gigi yang di rancang adalah roda gigi lurus, dimana ketentuan lain diambil dari beberapa buku yang memuat perencanaan dan elemen mesin.

Pada roda gigi lurus di peroleh beberapa keuntungan yaitu :

1. Roda gigi lurus digunakan untuk poros yang sejajar atau paralel.
2. Roda gigi lurus ini paling mudah pengerjaannya (machening)
3. Roda gigi ini cocok digunakan pada sistem transmisi yang gaya kelilingnya besar, karena tidak menimbulkan gaya aksial.
4. Biaya pembuatannya relatif murah dan ekonomis.

4.2. Perhitungan Poros

Dalam merencanakan suatu elemen mesin pasti ada hal-hal yang penting dan perlu diperhatikan. Begitu pula pada poros. Pada perencanaan poros ini antara lain :

- Pemasangan yang mudah dan cepat
- Ringkas dan ringan
- Aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukan yang kecil
- Gerakan aksial pada poros sedikit mungkin sebab pada waktu panas terjadi pemuaian.

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dalam setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Putaran utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. Dalam bab ini akan di bicarakan adalah proses penerus daya yang dipakai untuk meneruskan momen.

Oleh karena itu perlu diperhatikan jenis bahan yang dipergunakan biasanya dalam proses di buat dari baja yang mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

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

Dalam tugas rancangan poros pemindahan ini spesifikasi yang dipilih adalah untuk kendaraan roda dua, dengan data-data sebagai berikut:

- Daya (P) : 9.6 Ps
- Putaran (n) : 8000 rpm
- Gigi transmisi : 4 speed
- Pola pengoperan : N- 1 - 2 - 3 - 4.

Jika daya yang diberikan sebesar daya yang diberikan dalam daya kuda (hp), maka harus dikonversikan kedalam kilowatt (kW) dengan mengalikan dengan factor konfersi yaitu 0,735 sehingga daya yang terjadi :

- [1 Hp = 0,735 kW]
- [1 Kw = 1,34 kW]
- [1 PS = 0,98 Hp]
- [1 PS = 0,74 kW]
- [1 kW = 1,36 PS]
- [1 Hp = 1,01 PS]

$$\begin{aligned} \text{Maka } P &= 9.6 \text{ Ps} \times 0,735 \text{ kW} \\ &= 7,056 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jika P merupakan daya nominal out put dari motor penggerak, maka daya rencana pada (kW) adalah daya nominal dikalikan factor keamanan f_c maka dapat di tulis

$$P_d = P \cdot f_c$$

Table 4.1 harga factor keamanan

Daya yang di transmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum	0,8 -1,2
Daya nominal	1,5 – 1,5

Nilai $f_c = 1,2 - 2,0$ (Daya maksimum), dari table 4.1

$$f_c = 1,5 \text{ (diambil)}$$

Maka daya rencana hasil koreksi di dapat :

$$\begin{aligned} P_d &= P \cdot f_c \\ &= 7,056 \text{ kW} \times 1,5 \\ &= 10,584 \text{ kW} \end{aligned}$$

Momen puntir (T) Poros Input, berdasarkan persamaan 3.2 adalah:

$$T = 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n} \right]$$

Dimana : T = Momen

P_d = Daya rencana (10,584 kW)

N = Putaran (8000 rpm)

Maka diperoleh

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n} \right] \\ &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{10,584 \text{ kW}}{8000 \text{ rpm}} \right] \\ &= 1288,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Tabel 4.2 Baja karbon untuk kontruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros

Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
<u>Baja karbon</u> <u>konstruksi mesin</u> <u>(JIS G 4501)</u>	S30C	Penormaan	48	
	S35C	“	52	
	S40C	“	55	
	<u>S45C</u>	“	<u>58</u>	
	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	

Bahan poros dipilih dari bahan baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501) S45C dan kekuatan tarik yaitu 58 kg/mm² dengan tegangan geser yang di izinkan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana : τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (Kg/mm²)

σ_B = Tegangan patah izin poros 58 Kg/mm²

Sf1 = Faktor keamanan untuk pengaruh massa untuk bahan SC (baja karbon), 5,6 s/d 6,0 maka diambil 6 sesuai dengan standart ASME

Sf2 = Faktor keamanan untuk bentuk poros, dimana harga ini sebesar 1,3-3,0. Maka diambil 1,6 sesuai standart ASME

$$\begin{aligned}\text{Maka : } \tau_a &= \frac{\sigma B}{Sf1xSf2} \\ &= \frac{58 \text{ kg / mm}^2}{6 \times 1,6} \\ &= 6.041 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Perhitungan Untuk Mencari Diameter Poros Input (ds_{in})

$$ds_{in} = \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T}{\tau_a} \right]^{1/3} \text{ (mm)}$$

Dimana : ds_{in} = diameter poros in put

C_b = Faktor keamanan terhadap beban lentur roda gigi "1,2 – 2,3"
(diambil 1,8)

K_t = Faktor keamanan standart ASME, jika beban dikenakan dengan kejutan
atau tumbukan besar 1,5-3,0 (diambil 2,3)

T = Momen torsi rencana 1288,6 kg.mm

$$\begin{aligned}\text{Maka : } ds_{in} &= \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T}{\tau_a} \right]^{1/3} \\ &= \left[\frac{5,1 \times 1,8 \times 2,3 \times 1288,6 \text{ kg.mm}}{6.041 \text{ kg / mm}^2} \right]^{1/3} \\ &= 16,5 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm (di ambil dari tabel 4.3)}\end{aligned}$$

Table 4.3 Diameter Poros Standart

4	10	*224	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		50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*3350	560
	(15)			150	360	
6	<u>16</u>	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			

Keterangan tabel 4.3, yaitu :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart
2. Bilangan dlm kurung () hanya dipakai untuk bagian dimana dipasang bantalan gelinding
3. Bilangan bercetak tebal, miring, dan bergaris bawah merupakan bilangan yang diambil pada perencanaan perhitungan ini.

Dari tabel 4.3 dapat dilihat diameter standart poros berdasarkan hasil perhitungan diameter poros input maka diambil harga yang terdekat dari diameter standart yaitu 16 mm. Maka tegangan geser (τ) yang terjadi pada diameter poros input. Yaitu :

$$\begin{aligned}\tau &= 5,1 \left[\frac{T}{ds^3} \right] \\ &= 5,1 \left[\frac{1288,6}{16^3} \right] \text{kg/mm}^2 \\ &= 1,60 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka poros input tersebut aman untuk dipakai karena tegangan geser yang terjadi (τ) lebih kecil sama dengan dari tegangan geser izin (τ_a)

$$\begin{aligned}\tau &\leq \tau_a \\ 1,60 \text{ kg/mm}^2 &\leq 6,041 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

4.3. Perhitungan Poros Output

Pada poros output, putaran terjadi berubah-ubah sesuai kecepatan yang di kehendaki. Untuk itu putaran yang direncanakan adalah putaran (n) yang tertinggi pada poros output yaitu :

$$n_{\text{out}} = \frac{n}{i}$$

Di mana,

n_{out} = putaran poros output

n = putaran poros input

i = Perbandingan poros putaran yang di reduksi, dimana nilai $i \leq 4$ untuk roda gigi lurus

$$\begin{aligned}n_{out} &= \frac{n}{i} \\ &= \frac{8000rpm}{4} \\ &= 2000 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Maka : $P = 9,6 \text{ Hp} \cdot 0,735 \text{ kW}$
 $= 7.056 \text{ kW}$

Nilai $f_c = 1,2 - 2.0$ (Daya maksimum), dari tabel 4.1
 $f_c = 1,5$ (diambil)

Maka daya rencana hasil koreksi di dapat :

$$\begin{aligned}P_d &= P \cdot f \\ &= 7.056 \text{ kW} \times 1,5 \\ &= 10.584 \text{ kW}\end{aligned}$$

Momen puntir Poros Output (T_{out})

$$T = 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n} \right]$$

Dimana : T = Momen

P_d = Daya rencana (10.584 kW)

n_{out} = Putaran (2000 rpm)

Maka diperoleh

$$\begin{aligned}T_{out} &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n_{out}} \right] \\ &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{10.584kW}{2000rpm} \right] \\ &= 5154.4 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

Bahan poros dipilih dari bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) dan kekuatan tarik yaitu 58 Kg/mm² dengan tegangan geser yang diizinkan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana : τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)

σ_B = Tegangan patah izin poros 58 kg/mm²

Sf1 = Faktor keamanan untuk pengaruh massa untuk bahan SC

(baja karbon), maka diambil 6 sesuai dengan standart ASME

Sf2 = Faktor keamanan untuk bentuk poros, dimana harga ini sebesar 1,3-3,0. Maka diambil 1,9 sesuai standart ASME

$$\begin{aligned} \text{Maka : } \tau_a &= \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \\ &= \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,9} \\ &= 5,088 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan Untuk Mencari Diameter Poros Output ($d_{s_{out}}$)

$$d_{s_{out}} = \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T}{\tau_a} \right]^{1/3} \quad (\text{mm})$$

Dimana : $d_{s_{out}}$ = diameter poros in put

C_b = Faktor keamanan terhadap beban lentur roda gigi "1,2 – 2,3"
(diambil 1,8)

K_t = Faktor keamanan standart ASME, jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar 1,5-3,0 (diambil 2,3)

T_{out} = Momen torsi poros output 5154.4 kg.mm

$$\text{Maka : } d_{s_{out}} = \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T_{out}}{\tau_a} \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1 \times 1,8 \times 2,3 \times 5154,4 \text{ Kg.mm}}{5,088 \text{ Kg/mm}^2} \right]^{1/3}$$
$$= 27,75 \text{ mm} \approx 28 \text{ mm (di ambil dari tabel 4.3)}$$

Dari tabel 4.3 dapat dilihat diameter standart poros berdasarkan hasil perhitungan diameter poros output maka diambil harga yang terdekat dari diameter standart yaitu 28 mm. Maka tegangan geser (τ) yang terjadi pada diameter poros output. Yaitu :

$$\tau = 5,1 \left[\frac{T_{out}}{d_{s_{out}}^3} \right]$$
$$= 5,1 \left[\frac{5154,4}{28^3} \right] \text{ kg/mm}^2$$
$$= 1,19 \text{ kg/mm}^2$$

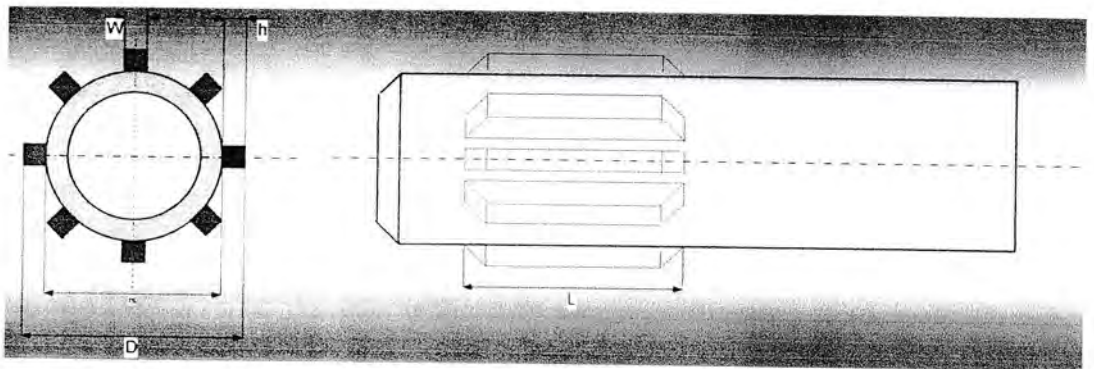
Berdasarkan perhitungan diatas maka poros output tersebut aman untuk dipakai karena tegangan geser yang terjadi (τ) lebih kecil sama dengan dari tegangan geser izin (τ_a)

$$\tau \leq \tau_a$$
$$1,19 \text{ kg/mm}^2 \leq 5,088 \text{ kg/mm}^2$$

4.4. Perhitungan Spline Dan Naaf

Spline adalah alur-alur yang terdapat pada poros sebagai tempat dudukan roda gigi yang memiliki naaf. Pada perencanaan ini ada dua jenis spline yaitu spline poros input dan spline pada poros output.

Spline digunakan bertujuan untuk meneruskan daya, dan dalam hal ini putaran poros ke roda gigi. Sistem ini dijumpai pada banyak sistem permesinan. Gambar spline terlihat .



Gambar 4.1. Poros Spline

4.3.1. Perhitungan poros spline dan naaf Input.

Di ketahui : Daya (P_{in}) = 9.6 Ps
Putaran (n_{in}) = 8000 rpm
Torsi (T_{in}) = 1288.6 kg/mm

Pada perencanaan spline ini terdapat ketentuan-ketentuan antara lain sebagai berikut:

$D_{s\ in}$ = Dimeter Spline Input
 $w_{s\ in}$ = Tebal Spline Input = 0,15 D_s
 $h_{s\ in}$ = Tinggi Spline Input = 0,095 D_s
 $d_{s\ in}$ = Diameter poros Input = 0,810 D_s

Diameter spline Dan Naaf Input ($D_{s\ in}$)

$$ds_{in} = 0,810 D_s$$

$$D_{s\ in} = \frac{ds_{in}}{0,810}$$

$$= \frac{16\text{mm}}{0,810\text{mm}}$$

$$= 19,75\text{ mm} \text{ (} 19\text{ mm untuk spline, } 19,75\text{ mm untuk naaf)}$$

Tebal Spline Dan Naaf Input (ws_{in})

$$ws_{in} = 0.156 \times D_{s\ in}$$

$$= 0,156 \times 19,75\text{ mm}$$

$$= 3,08\text{ mm} \text{ (} 3\text{ mm untuk spline, } 3,08\text{ mm untuk naaf)}$$

Tinggi Spline Dan Naaf Input (hs_{in})

$$hs = 0,095 \times D_{s\ in}$$

$$= 0,095 \times 19,75\text{ mm}$$

$$= 1,87\text{ mm} \text{ (} 1,87\text{ mm untuk spline, } 2\text{ mm untuk naaf)}$$

Panjang Alur Spline Input ($L_{s\ in}$) “untuk poros pejal”.

$$L_{s\ in} = \frac{De^3}{ds_{in}^2} \quad \text{dimana : } De = \text{Diameter efektif}$$

$$De = \frac{D_{s\ in} + ds_{in}}{2} \text{ mm}$$

$$= \frac{19,75 + 16}{2} \text{ mm}$$

$$= 17,8\text{ mm}$$

$$L_{s\ in} = \frac{De^3}{ds_{in}^2} = \frac{17,8^3\text{ mm}}{16^2\text{ mm}} = 22\text{ mm}$$

Jumlah Spline Dan Naaf Input (ns_{in})

$$\begin{aligned} ns_{in} &= \frac{\left[\frac{\pi(ds_{in} + hs_{in} \times 2)}{ws_{in}} \right]}{2} \text{ gigi} \\ &= \frac{\left[\frac{3,14(16\text{mm} + 2\text{mm} \times 2)}{3,08\text{mm}} \right]}{2} (\text{gigi}) \\ &= 10 \approx (10 \text{ gigi spline} = 10 \text{ gigi naaf}) \end{aligned}$$

Pemeriksaan Kekuatan Poros Spline Input

Diketahui : Diameter Spline Input (Ds_{in}) = 19,75 mm
Torsi Input (T_{in}) = 1288.6 kg/mm

Pemeriksaan Tegangan Geser Iizin

Bahan poros dipilih dari bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) dan kekuatan tarik yaitu 58 Kg/mm² dengan tegangan geser yang di iizinkan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana : τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)

σ_B = Tegangan patah iizin poros 58 kg/mm²

$Sf1$ = Faktor keamanan untuk pengaruh massa untuk bahan SC (baja karbon), maka diambil 6 sesuai dengan standart ASME

$Sf2$ = Faktor keamanan untuk bentuk poros, dimana harga ini sebesar 1,3-3,0. Maka diambil 1,6 sesuai standart ASME

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \\ &= \frac{55 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,6} \\ &= 5,729 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan Geser Yang Terjadi

$$\begin{aligned}\tau &= 5,1 \left[\frac{T_m}{Ds_{in}^3} \right] \\ &= 5,1 \left[\frac{1288,6}{19,75^3} \right] \text{ kg/mm}^2 \\ &= 0,85 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka poros spline input tersebut aman untuk dipakai karena tegangan geser yang terjadi (τ) lebih kecil sama dengan dari tegangan geser izin (τ_a)

$$\tau \leq \tau_a$$

$$0,85 \text{ Kg/mm}^2 \leq 5,729 \text{ Kg/mm}^2$$

4.3.2. Perhitungan poros spline dan naaf output

$$\text{Di ketahui : Daya (} P_{\text{out}} \text{)} = 7,056 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran (} n_{\text{out}} \text{)} = 2000 \text{ rpm}$$

$$\text{Torsi (} T_{\text{out}} \text{)} = 5154,4 \text{ kg.mm}$$

Pada perencanaan spline ini terdapat ketentuan-ketentuan antara lain sebagai berikut:

$D_{S_{\text{out}}}$ = Dimeter Spline Output

$h_{S_{\text{out}}}$ = Tinggi Spline Output = 0,095 D_s

$d_{s_{\text{out}}}$ = Diameter poros Output = 0,810 D_s

Diameter Spline Dan Naaf Output ($D_{s_{out}}$)

$$d_{s_{out}} = 0,810 D_{s_{out}}$$

$$\begin{aligned} D_{s_{out}} &= \frac{d_{s_{out}}}{0,810} \\ &= \frac{27,75 \text{ mm}}{0,810} \\ &= 34,25 \text{ mm} \approx (34 \text{ mm untuk spline, } 34,25 \text{ untuk naaf}) \end{aligned}$$

Tebal Spline Dan Naaf Output ($w_{s_{out}}$)

$$\begin{aligned} w_{s_{out}} &= 0,156 \times D_{s_{out}} \\ &= 0,156 \times 34,25 \text{ mm} \\ &= 5,343 \text{ mm} \quad (5 \text{ mm untuk spline, } 5,343 \text{ mm untuk naaf}) \end{aligned}$$

Tinggi Spline Dan Naaf Output ($h_{s_{out}}$)

$$\begin{aligned} h_{s_{out}} &= 0,095 \times D_{s_{out}} \\ &= 0,095 \times 34,25 \text{ mm} \\ &= 3,25 \text{ mm} \quad (3,25 \text{ mm untuk spline, } 4 \text{ untuk naaf}) \end{aligned}$$

Panjang Alur Spline Output ($L_{s_{in}}$) "untuk poros pejal".

$$L_{s_{out}} = \frac{D_e^3}{d_{s_{out}}^2}$$

dimana : D_e = Diameter efektif

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{D_{s_{out}} + d_{s_{out}}}{2} \text{ mm} \\ &= \frac{34,25 + 27,75}{2} \text{ mm} = 31 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$L_{s_{out}} = \frac{D_e^3}{d_{s_{out}}^2} = \frac{31^3 \text{ mm}}{27,75^2 \text{ mm}} = 38,68 \text{ mm}$$

Jumlah Spline Dan Naaf Output (ns_{out})

$$\begin{aligned} ns_{out} &= \left[\frac{\pi(ds_{out} + hs_{out} \times 2)}{ws_{out}} \right] \text{ gigi} \\ &= \frac{3,14(27,75\text{mm} + 3,25\text{mm} \times 2)}{5,343\text{mm}} \text{ gigi} \\ &= 10 \text{ gigi} \approx (10 \text{ gigi spline}, 10 \text{ gigi naaf}) \end{aligned}$$

Pemeriksaan Kekuatan Poros Spline Output

Diketahui : Diameter Spline Output (Ds_{out}) = 34,25 mm

Torsi Input (T_{out}) = 5154.4 kg.mm

Pemeriksaan Tegangan Geser Izin

Bahan poros dipilih dari bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) dan kekuatan tarik yaitu 58 Kg/mm² dengan tegangan geser yang di izinkan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana : τ_a =Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)

σ_B = Tegangan patah izin poros 58 kg/mm²

$Sf1$ = Faktor keamanan untuk pengaruh massa untuk bahan SC (baja karbon), maka diambil 6 sesuai dengan standart ASME

$Sf2$ = Faktor keamanan untuk bentuk poros, dimana harga ini sebesar 1,3-3,0. Maka diambil 1,9 sesuai standart ASME

$$\begin{aligned}\text{Maka : } \tau_a &= \frac{\sigma B}{Sf1xSf2} \\ &= \frac{55 \text{ Kg/mm}^2}{6 \times 1,9} \\ &= 4,824 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan Geser Yang Terjadi

$$\begin{aligned}\tau &= 5,1 \left[\frac{T_{out}}{Ds_{out}^3} \right] \\ &= 5,1 \left[\frac{5154,4}{34,25^3} \right] \text{ kg/mm}^2 \\ &= 0,65 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

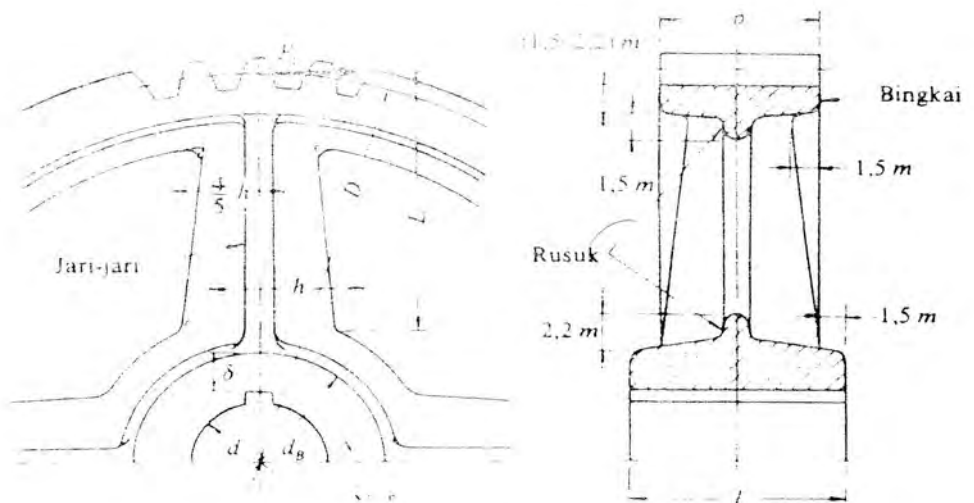
Berdasarkan perhitungan diatas maka poros spline output tersebut aman untuk dipakai karena tegangan geser yang terjadi (τ) lebih kecil sama dengan dari tegangan geser izin (τ_a)

$$\tau \leq \tau_a$$

$$0,65 \text{ Kg/mm}^2 \leq 4,824 \text{ Kg/mm}^2$$

4.5. Perhitungan Naaf

Naaf berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros dan spline keroda gigi pada perencanaan ini ada terdapat dua jenis naaf yaitu naaf roda gigi pada poros input dan naaf roda gigi pada poros output



Gambar.4.2 Naaf

Perhitungan naaf roda gigi pada poros input

$$L = (1.2 - 2.2)$$

Dimana

$$\begin{aligned} D_s &= \text{Diameter poros input} \\ &= 1.2 \times 15 \\ &= 18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter naaf

$$\begin{aligned} D_o &= 1.5 d_{s1} + 5 \\ &= 1.5 \times 15 + 5 \\ &= 27.5 \end{aligned}$$

untuk beban sedang

$$\begin{aligned} &= 0.44 \times 15 \\ &= 6.6 \end{aligned}$$

Panjang naaf

$$\begin{aligned}(L) &= (1.2 - 2.2) ds_2 \\ &= 1.2 \times 18 \\ &= 21.6 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter naaf (d_o)

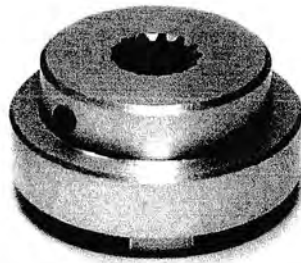
$$\begin{aligned}&= 1.5.ds_2 + 5 \\ &= 1.5 \times 18 + 5 \\ &= 32 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tebal naaf (δ)

$$\begin{aligned}&= 0.44 ds_1, \text{ untuk beban sedang} \\ &= 0.44 \times 18 \\ &= 7.92 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.5. 1. Pemeriksaan kekuatan naaf input

Naaf adalah tempat kedudukan poros spline. Yang berfungsi untuk meneruskan daya dari poros spline ke roda gigi. Naaf terlihat pada gambar 4.3 Direncanakan adalah sebagai berikut :



Gambar 4.3 Naaf

Table 4.4 Nilai Konstanta Bahan (C)

Bahan	σB (Kg/cm ²)	C (Kg/cm ²)
Besi tuang Bt 18	350 – 450	25
Besi tuang Bt 26	550 – 650	35
<u>Besi tuang Bt 52</u>	<u>700 – 1000</u>	<u>35 – 65</u>
Baja St 34	700 – 900	55
Baja St 42	800 – 950	65
Baja St 50	850 – 1100	70
Baja St 60	950 – 1200	85
Baja St 70	1200 – 1400	100

Pada perancangan naaf ini diambil data – data dari tabel 4.4 yaitu Tabel Nilai Konstanta Bahan. Sebagai berikut:

Bahan : Besi tuang Bt 52

Kekuatan tarik (σB) : 700 – 1000 Kg/cm² = 70 – 100 Kg/mm²

Bahan naaf dari bahan besi tuang Bt 52 dengan kekuatan tarik (σB) = 70–100 Kg/mm², (di ambil 100 Kg/mm²) sehingga tegangan geser izin (τg) pada naaf adalah:

$$\tau g = \frac{\sigma B}{Sf1 \times Sf2}$$

Dimana : Sf1 = 6

Sf2 = 2,1

Maka :

$$\begin{aligned} \tau B &= \frac{\sigma B}{Sf1 \times Sf2} \\ &= \frac{100 \text{ kg} / \text{mm}^2}{6 \times 2,1} \\ &= 7,93 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pada naaf ini juga perlu dilakukan pemeriksaan – pemeriksaan untuk menguji naaf tersebut, pemeriksaan yang dilakukan sebagai berikut :

Pemeriksaan tegangan geser (τ_a) yang terjadi naaf input

$$\tau_a = \frac{Fb_{in}}{W_{in} \times Ln_{in}} \rightarrow Fb = Fs$$

Dimana : $Fb_{in} = Fs_{in}$ = gaya pada naaf & spline

W_{in} = lebar spline dan naaf

Ln_{in} = panjang naaf

Gaya yang bekerja pada jari-jari naaf rata-rata (Fb_{in})

$$\begin{aligned} Fb_{in} &= \frac{T}{rm} = \frac{T_{in}}{\left[\frac{Ds_{in} + ds_{in}}{2} \right]} \\ &= \frac{5154,4 \text{ kg} / \text{mm}}{\left[\frac{19,75 + 16}{2} \right] \text{ mm}} \\ &= 288,35 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada setiap spline ($\overline{Fs_{in}} = \overline{Fb_{in}}$)

$$\begin{aligned} \overline{Fs_{in}} &= \frac{Fb_{in}}{Z_{in}} & Z_{in} &= \text{Jumlah spline input} = 10 \text{ buah} \\ &= \frac{288,35 \text{ kg}}{10} \\ &= 28,835 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka pemeriksaan tegangan yang terjadi pada spline atau naaf sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \tau_{ain} &= \frac{Fb_{in}}{W_{in} \times Ln_{in}} \\ &= \frac{288,35 \text{ kg}}{3,08 \text{ mm} \times 22 \text{ mm}} \\ &= 4,25 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan tumbuk pada naaf input ($\tau_{C_{in}}$)

$$\begin{aligned}\tau_{C_{in}} &= \frac{Fb_{in}}{Ac_{in}} && \text{Dimana } Ac_{in} = h_{s_{in}} \times L_{s_{in}} = 2\text{mm} \times 22\text{mm} = 44\text{mm}^2 \\ &= \frac{288.35\text{kg}}{44\text{mm}^2} && = \text{Luas yang mengalami tumbukan} \\ &= 0,14 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Menurut analisa perhitungan yang telah dilakukan maka naaf ini aman digunakan karena tegangan-tegangan yang terjadi tidak ada yang melebihi tegangan geser izin.

4.5.2. Pemeriksaan kekuatan naaf output

Pada perancangan naaf ini diambil data – data dari tabel 4.4 yaitu Tabel Nilai Konstanta Bahan. Sebagai berikut:

Bahan : Besi tuang Bt 52

Kekuatan tarik (σ_B) : $700 - 1000 \text{ kg/cm}^2 = 70 - 100 \text{ kg/mm}^2$

Bahan naaf dari bahan besi tuang Bt 52 dengan kekuatan tarik (σ_B) = 70–100 Kg/mm², (di ambil 100 kg/mm²) sehingga tegangan geser izin (τ_g) pada naaf adalah:

$$\tau_g = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2}$$

Dimana : Sf1 = 6

Sf2 = 2,1

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \\ &= \frac{100\text{kg} / \text{mm}^2}{6 \times 2,1} \\ &= 7,93 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pada naaf ini juga perlu dilakukan pemeriksaan – pemeriksaan untuk menguji naaf tersebut, pemeriksaan yang dilakukan sebagai berikut :

Pemeriksaan tegangan geser (τ_a) yang terjadi naaf output

$$\tau_{a_{out}} = \frac{Fb_{out}}{W_{out} \times Ln_{out}} \rightarrow Fb_{out} = F_{S_{out}}$$

Dimana : $Fb_{out} = F_{S_{out}}$ = gaya pada naaf & spline output

W_{out} = lebar spline dan naaf out

Ln_{out} = panjang naaf out

Gaya yang bekerja pada jari-jari naaf rata-rata (Fb_{out})

$$\begin{aligned} Fb_{out} &= \frac{T}{rm} = \frac{T_{out}}{\left[\frac{Ds_{out} + ds_{out}}{2} \right]} \\ &= \frac{5154.4 \text{ kg/mm}}{\left[\frac{34,25 + 27,75}{2} \right] \text{ mm}} \\ &= 166,27 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada setiap spline ($\overline{F_{S_{out}}} = \overline{Fb_{out}}$)

$$\begin{aligned} \overline{F_{S_{out}}} &= \frac{Fb_{out}}{Z_{out}} & Z_{out} &= \text{Jumlah spline output} = 10 \text{ buah} \\ &= \frac{166,27 \text{ kg}}{10} \\ &= 16,627 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka pemeriksaan tegangan yang terjadi pada spline atau naaf out sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \tau_{a_{out}} &= \frac{Fb_{out}}{W_{out} \times Ln_{out}} \\ &= \frac{166,27 \text{ kg}}{3.08 \text{ mm} \times 17.8 \text{ mm}} \\ &= 0,03 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan tumbuk pada naaf output ($\tau_{c_{out}}$)

$$\begin{aligned} \tau_{c_{out}} &= \frac{Fb_{out}}{Ac_{out}} \quad \text{Dimana } Ac_{out} = h_{Sout} \times L_{Sout} = 4\text{mm} \times 17.8\text{mm} \\ &= 71.2\text{mm}^2 \\ &= \frac{166,27\text{kg}}{71.2\text{mm}^2} \quad = \text{Luas yang mengalami tumbukan} \\ &= 2.33 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Menurut analisa perhitungan yang telah dilakukan maka naaf ini aman digunakan karena tegangan-tegangan yang terjadi tidak ada yang melebihi tegangan geser izin.

4.3.3. Perhitungan Bantalan Pada Poros Input

Bedasarkan hasil perhitungan poros input pada bab sebelumnya di peroleh bantalan dengan spesifikasi dengan melihat table 4.5 yaitu table ukuran bantalan.

Table 4.5 Ukuran bantalan

Nomor bantalan			Ukuran luar(mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C(Kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C ₀ (Kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		
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	465
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	730
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	2750	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

* Angka yang bercetak tebal, miring, dan bergaris bawah adalah bantalan yang diambil pada perancangan ini

Maka di peroleh bantalan poros input :

- Diameter poros (ds) 15 mm
- Diameter dalam bantalan (d) 15 mm
- Lebar bantalan (B) 9 mm
- Diameter luar bantalan (D) 32 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) 440 kg
- Kapasitas nominal statis (C₀) 263 kg
- Nomor bantalan 6002

Dalam rancangan bantalan poros input ini yang di gunakan adalah bantalan radial, dimana gaya aksial $F_a = 0$. Pada bantalan ini gaya ekivalen (P) yang bekerja adalah

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Dimana : X = Faktor radial = 0,56 (untuk baris tunggal), dari table 4.6

Y = Faktor axial = 1,0 . Dari table 4.6

Fr = Daya radial

Fa = Gaya aksial = 0

Tabel 4.6 faktor-faktor V, X, Y dan X_0, Y_0

Jenis bantalan		Beban Putar Pada Cincin dalam	Beban Putar Pada Cincin luar	Baris Tunggal		Baris Ganda				e	Baris Tunggal		Baris Ganda			
				$F_a/VFr > e$		$F_a/VFr \leq e$					$F_a/VFr > e$		X_0	Y_0	X_0	Y_0
		V		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
Bantalan Alur Dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5		
	= 0,028				1,19				1,90	0,22						
	= 0,056				1,71				1,71	0,26						
	= 0,084				1,55				1,55	0,28						
	= 0,11				1,45				1,45	0,30						
	= 0,17				1,31				1,31	0,34						
	= 0,28				1,15				1,15	0,38						
	= 0,42				1,04				1,04	0,42						
	= 0,56				1,00				1,00	0,44						
	Bantalan Bola Sudut				$\alpha = 20^\circ$				1	1,2					0,43	1,00
= 25°		0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68									
= 30°		0,39	0,76	0,66	0,60	1,24	0,80									
= 35°		0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95									
= 40°		0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14									

Untuk bantalan garis tunggal, bila $F_a / VFr \leq e$, $X = 1$, $Y = 0$

Gaya radial

$$Fr = \frac{T_{in}}{D/2} \quad \text{Dimana : } T_{in} = \text{Torsi input} = 1288.6 \text{ kg/mm}$$

$$= \frac{1288.6 \text{ Kg.mm}}{35 \text{ mm} / 2} \quad D = \text{Diameter luar bantalan}$$

$$= 73.63 \text{ Kg}$$

$$\text{Maka: } P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$= 0,56 \times 73.63 \text{ kg} + 1 \times 0$$

$$= 41.23 \text{ kg}$$

Table 4.7 Bantalan untuk permesinan serta umurnya

Umur L_h		2000-4000(jam)	5000-15000(jam)	20000-30000(jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
Factor beban f_w					
1-1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentripugal, setrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memang peranan penting motor-motor listrik yang penting
1,1-1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, rol kalender, kips angin, penggiling bola, motor rel kereta listrik
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar	Penggetar, penghancur	

Beban dinamis spesifik (C) yang terjadi adalah :

$$C = P \frac{f_h}{f_n}$$

Dimana : f_h : Life factor

f_n : Speed factor

life factor (f_h) adalah :

L_h = umur nominal untuk bantalan bola. Yaitu 60000 jam (diambil pemakaian terus - menerus). Berdasarkan table 4.7

$$\begin{aligned}fh &= \left[\frac{Lh}{500} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= \left[\frac{60000}{500} \right]^{\frac{1}{3}} = 4,93\end{aligned}$$

Speed factor (fh) adalah : n = putaran poros yaitu 8000 rpm

$$\begin{aligned}fn &= \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= \left[\frac{33,3}{8000} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,160\end{aligned}$$

Maka beban dinamis yang ditimbulkan yaitu :

$$\begin{aligned}C &= P_x \frac{fh}{fn} \\ &= 41.23Kgx \frac{4,93}{0,160} = 1270.39kg\end{aligned}$$

4.5.4. Perhitungan Bantalan Pada Poros Output

Bedasarkan hasil perhitungan poros input pada bab sebelumnya di peroleh bantalan dengan spesifikasi dengan melihat table 4.5 yaitu table ukuran bantalan.

Maka di peroleh bantalan poros output :

- Diameter poros (d_s) 17 mm
- Diameter dalam bantalan (d) 17 mm
- Lebar bantalan (B) 10 mm
- Diameter luar bantalan (D) 35 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) 735 kg
- Kapasitas nominal statis (C_0) 465 kg
- Nomor bantalan 6003

Dalam rancangan bantalan poros output ini yang di gunakan adalah bantalan radial, dimana gaya aksial $F_a = 0$. Pada bantalan ini gaya ekivalen (P) yang bekerja adalah

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

Dimana : X = Faktor radial = 0,56 (untuk baris tunggal), dari table 4.6
 Y = Faktor axial = 1,0 . Dari table 4.6
 Fr = Daya radial
 Fa = Gaya aksial = 0

Gaya radial

$$Fr = \frac{T_{in}}{D/2}$$

Dimana : T_{out} = Torsi output = 5154.4 kg.mm

$$= \frac{5154.4 \text{ Kg.mm}}{47 \text{ mm} / 2}$$

D = Diameter luar bantalan

$$= 219.33 \text{ kg}$$

Maka: P = X .Fr + Y . Fa

$$= 0,56 \times 144,25 \text{ Kg} + 1 \times 0$$

$$= 122.82 \text{ kg}$$

Beban dinamis spesifik (C) yang terjadi adalah :

$$C = P \frac{fh}{fn}$$

Dimana : fh : Life factor

fn : Speed factor

life factor (fh) adalah :

Lh = umur nominal untuk bantalan bola. Yaitu 60000 jam (diambil pemakaian terus-menerus). Berdasarkan table 4.7

$$fh = \left[\frac{Lh}{500} \right]^{1/3} = \left[\frac{60000}{500} \right]^{1/3} = 4,93$$

Speed factor (fn) adalah :

n_5 = putaran poros yaitu 9988,24 Rpm

$$fn = \left[\frac{33,3}{n_5} \right]^{1/3}$$

= Putaran poros output pada kec 4

$$= \left[\frac{33,3}{9988,24} \right]^{1/3}$$

$$= 0,149$$

Maka beban dinamis yang ditimbulkan yaitu :

$$C = P_x \frac{fh}{fn}$$
$$= 122.82 \text{Kgx} \frac{4,93}{0,149} = 4063.77 \text{kg}$$

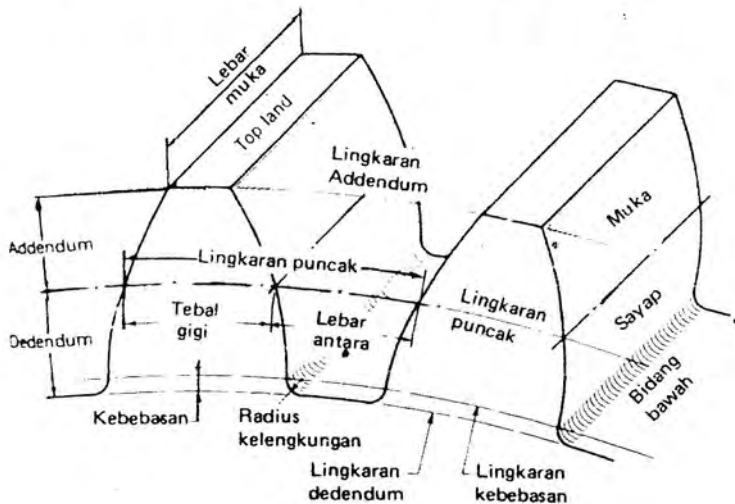
5.1 Perhitungan roda gigi

Dari data spesifikasi diperoleh:

Daya (P) = 9.6 Ps

Putaran (n) = 8000 rpm

Pemindahan daya dan putaran yang direncanakan dengan transmisi roda gigi bertingkat dengan perbandingan kecepatan sebagai berikut.



Gambar 5.1 counter gear

5.1.1. Perhitungan clutch gear dan counter gear shaft drive gear

Direncanakan:

I = 2.963

$z_1 = 10$

$n_1 = 8000 \text{ rpm}$

Adapun perhitungan dari roda gigi ini adalah sebagai berikut :

Table 5.1. Konstanta Bahan (C)

Bahan	σ_B (Kg/cm ²)	C (Kg/cm ²)
Besi tuang Bt 18	350 - 450	25
Besi tuang Bt 26	550 - 650	35
Besi tuang Bt 52	700 - 1000	35 - 65
<u>Baja St 34</u>	<u>700 - 900</u>	<u>55</u>
Baja St 42	800 - 950	65
Baja St 50	850 - 1100	70
Baja St 60	950 - 1200	85
Baja St 70	1200 - 1400	100

Table 5.2. Faktor pemasangan (λ)

Cara Pemasangan	λ
Dengan kolager dst	Sampai 30
<u>Pemasangan teliti</u>	<u>Sampai 25</u>
Pemasangan biasa	Sampai 15

Besar modul untuk semua roda gigi adalah sama

$$M = \sqrt[3]{\frac{45610P}{\lambda I_z n}} \quad (3.1)$$

Dimana :

$$\lambda = 25$$

$$C = 55 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \text{ untuk baja st 34}$$

Maka:

$$\begin{aligned}
 m &= \sqrt[3]{\frac{45610.9.6}{25.55 \text{ kg/mm}^2 \cdot 10.8000 \text{ rpm}}} \\
 &= 0.15 \text{ cm} \\
 &= 1.5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Besarnya modul yang dapat harus disesuaikan berdasarkan modul standard JIS B .
1701 – 1973 dan didapat $m = 1,75 \text{ mm}$

Tabel 3.1 harga modul Standart (JIS B.1701-1973)....(Sularso , 1987)

Seri Ke-1	Seri Ke-2	Seri Ke-3	Seri Ke-1	Seri Ke-2	Seri Ke-3
0,1				3,5	
	0,15		4		3,75
0,2				4,5	
	0,25		5		
0,3				5,5	
	0,35		6		6,5
0,4				7	
	0,45		8		
0,5				9	
	0,55		10		
0,6		0,65		11	
	0,7		12		
	0,75				
0,8			16		
	0,9			18	
1			20		
1,25				22	
1,5			25		
	1,75			28	

2			32		
	2,25			36	
2,5			40		
	2,75			45	
3			50		
		3,25			

B. Jumlah gigi counter shaft drive gear

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$2.963 = \frac{z_2}{10T}$$

$$z_2 = 29.63 T$$

$$= 30 T(\text{Teeth})$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$n_2 = \frac{z_1 \times n_1}{z_2}$$

$$= \frac{10 \times 8000}{30}$$

$$= 2666,6 \text{ rpm}$$

C. Tebal gigi

$$b = \frac{\pi}{2} \cdot m$$

$$= \frac{\pi}{2} \times 1,75$$

$$= 2.74 \text{ mm}$$

D. Jarak bagi lingkaran

$$\begin{aligned}t &= \pi \cdot m \\ &= \pi \cdot 1,75 \\ &= 3,14 \times 1,75 \\ &= 5,49 \text{ mm}\end{aligned}$$

E. Jarak sumbu

$$\begin{aligned}A &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{1,75(10 + 30)}{2} \\ &= \frac{70}{2} \\ &= 35 \text{ mm}\end{aligned}$$

f. Diameter lingkaran jarak bagi

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

Dimana rasio perbandingan gigi yang sebenarnya adalah:

$$\begin{aligned}&= \frac{z_2}{z_1} = i \\ &= \frac{30}{10} = i\end{aligned}$$

Maka:

$$i = 3$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}d_1 &= \frac{2 \times 35}{1+3} \\ &= \frac{70}{4} \\ &= 17,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_2 &= \frac{2 a i}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35 \times 3}{1+3} \\ &= 52,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

G.Diameter luar

$$\begin{aligned}dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (17,5 + 2) \cdot 1,75 \\ &= 19,5 \times 1,75 \\ &= 34,125 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (52,5 + 2) \cdot 1,75 \\ &= 54,5 \times 1,75 \\ &= 95,37 \text{ mm}\end{aligned}$$

H.Diameter dalam

$$\begin{aligned}Dd &= (d_1 - 2.5) \cdot m \\ &= (17,5 - 2.5) \cdot 1,75 \\ &= 15 \times 1,75 \\ &= 26,2 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Dd_2 &= (d_2 - 2.5) \cdot m \\ &= (52,5 - 2.5) \cdot 1,75 \\ &= 50 \times 1,75 \\ &= 87,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi kepala (Addendum)

$$\begin{aligned}hk &= 1 \cdot m \\ &= 1 \times 1,75 \\ &= 1,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi kaki (Dedendum)

$$\begin{aligned} hf &= 1.25 \times m \\ &= 1.25 \times 1,75 \\ &= 2.18 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.1.2. Perhitungan roda gigi pada speed 1

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} i &= \text{Rasio perbandingan gigi pada speed 1} \\ n &= \text{Putaran poros input} \\ n &= \text{Putaran poros output} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} I &= \frac{n_1}{n_2} \\ n_2 &= \frac{2666,6}{3.545} \\ &= 752.23 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2a}{1+i} = \frac{2 \times 35}{1+3.545} \\ &= \frac{70}{4.545} \\ &= 15.40 \text{ mm} \\ D &= \frac{2ai}{1+i} = \frac{2 \times 35 \times 3.545}{1+3.545} \\ &= \frac{248.15}{4.545} \\ &= 54.59 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi

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

Dimana :

$$m = \text{modul}$$

$$d = \text{diameter lingkaran jarak bagi}$$

$$z = \text{Jumlah gigi}$$

maka :

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{d_1}{m} \\ &= \frac{15.40}{1,75} \\ &= 8.8 \text{ T} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_2 &= \frac{d_2}{m} \\ &= \frac{54.59}{1,75} \\ &= 31.2 \text{ T} \end{aligned}$$

Diameter luar

$$\begin{aligned} Dk &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (15.40 + 2) \times 1,75 \\ &= 17.4 \times 1,75 \\ &= 30.45 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (54.59 + 2) \times 1.75 \\ &= 56.59 \times 1,75 \\ &= 99 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter dalam

$$\begin{aligned} Dd &= (d_1 - 2.5) \cdot m \\ &= (15.40 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 12.9 \times 1.75 \\ &= 22.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Dd_2 &= (d_2 - 2.5) \cdot m \\ &= (54.59 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 52.09 \times 1.75 \\ &= 91.1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kepala gigi (Addendum)

$$\begin{aligned} h_k &= 1 \times m \\ &= 1 \times 1.75 \\ &= 1.75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kaki gigi (Dedendum)

$$\begin{aligned} h_f &= 1.25 \times m \\ &= 1.25 \times 1.75 \\ &= 2.18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal gigi

$$\begin{aligned} b &= \frac{\pi}{2} \times m \\ &= \frac{3.14}{2} \times 1.75 \\ &= 2.74 \end{aligned}$$

Jarak bagi lingkaran (t)

$$\begin{aligned} &= \pi \times m \\ &= 3.14 \times 1.75 \\ &= 5.495 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.1.3. Perhitungan roda gigi pada speed 2

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana:

I = Rasio perbandingan gigi pada speed 2

n_1 = Putaran poros input

n_2 = Putaran poros output

maka:

$$I = \frac{n_1}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2666.6}{1.904}$$

$$n_2 = 1400.52 \text{ rpm}$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2a}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35}{1+1.904} \\ &= 24.10 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_2 &= \frac{2ai}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35 \times 1.904}{1+1.904} \\ &= \frac{133.28}{2.904} \\ &= 45.89 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi

$$\begin{aligned}z_1 &= \frac{d_1}{m} \\ &= \frac{24.10}{1.75} \\ &= 13.77 \text{ T} \\ &= 14 \text{ T}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}z_2 &= \frac{d_2}{m} \\ &= \frac{45.89}{1.75} \\ &= 26.22 \text{ T} \\ &= 26 \text{ T}\end{aligned}$$

Diameter luar

$$\begin{aligned}dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (24.10 + 2) \cdot 1.75 \\ &= 26.1 \times 1.75 \\ &= 45.67 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (45.89 + 2) \cdot 1.75 \\ &= 83.8 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter dalam,

$$\begin{aligned}Dd_1 &= (d_1 - 2.5) \cdot m \\ &= (24.10 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 21.6 \times 1.75 \\ &= 37.8 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Dd_2 &= (d_2 - 2.5) \cdot m \\ &= (45.89 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 75.9 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$\begin{aligned} h_k &= 1 \times m \\ &= 1 \times 1.75 \\ &= 1.75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

$$\begin{aligned} h_f &= 1.25 \times m \\ &= 1.25 \times 1.75 \\ &= 2.18 \text{ mm} \end{aligned}$$

jarak sumbu

$$\begin{aligned} a &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{1.75(14 + 26)}{2} \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal gigi

$$\begin{aligned} B &= \frac{\pi}{2} \cdot m \\ &= \frac{3.14}{2} \cdot 1.75 \\ &= 2.74 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak bagi lingkaran

$$\begin{aligned} t &= \pi \cdot m \\ &= 3.14 \times 1.75 \\ &= 5.50 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.1.4. Perhitungan roda gigi pada speed 3

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

maka:

$$1.310 = \frac{2666.6}{n_2}$$

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{2666.6}{1.310} \\ &= 2035.57 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \times 35}{1 + 1.310} \\ &= 30.30 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_2 &= \frac{2ai}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35 \times 1.310}{1 + 1.310} \\ &= \frac{91.7}{2.31} \\ &= 39.69 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{d_1}{m} \\ &= \frac{34.63}{1.75} \\ &= 17.31 \text{ T} \\ &= 17 \text{ T} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}z_2 &= \frac{d_2}{m} \\&= \frac{39.69}{1.75} \\&= 22.68 \text{ T} \\&= 23 \text{ T}\end{aligned}$$

Diameter luar,

$$\begin{aligned}dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\&= (30.30 + 2) \cdot 1.75 \\&= 56.52 \text{ mm} \\dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\&= (45.37 + 2) \cdot 1.75 \\&= 72.95 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter dalam ,

$$\begin{aligned}Dd_1 &= (d_1 - 2.5) \cdot m \\&= (30.30 - 2.5) \cdot 1.75 \\&= 48.65 \text{ mm} \\Dd_2 &= (d_2 - 2.5) \cdot m \\&= (39.69 - 2.5) \cdot 1.75 \\&= 65.0 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$\begin{aligned}hk &= 1 \times m \\&= 1 \times 1.75 \\&= 1.75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

$$\begin{aligned}hf &= 1.25 \times m \\&= 1.25 \times 1.75 \\&= 2.18 \text{ mm}\end{aligned}$$

jarak sumbu ,

$$\begin{aligned} a &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{1.75(17+23)}{2} \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal gigi,

$$\begin{aligned} b &= \frac{\pi}{2} . m \\ &= \frac{3.14}{2} . 1.75 \\ &= 2.74 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak bagi lingkaran

$$\begin{aligned} t &= \pi . m \\ &= \pi . 1.75 \\ &= 3.14 \times 1.75 \\ &= 5.495 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.1.5. Perhitungan roda gigi pada speed 4

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

maka:

$$\begin{aligned} 0.969 &= \frac{2666.6}{n_2} \\ n_2 &= \frac{2666.6}{0.969} \\ &= 2751.90 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi

$$\begin{aligned}d_1 &= \frac{2a}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35}{1+0.969} \\ &= 35.55 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_2 &= \frac{2ai}{1+i} \\ &= \frac{2 \times 35 \times 0.969}{1+0.969} \\ &= 34.44 \text{ mm}\end{aligned}$$

jumlah gigi.

$$\begin{aligned}z_1 &= \frac{d_1}{m} \\ &= \frac{35.55}{1.75} \\ &= 20.31 \text{ T} \\ &= 20 \text{ T}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}z_2 &= \frac{d_2}{m} \\ &= \frac{39.37}{1.75} \\ &= 19.69 \text{ T} = 20 \text{ T}\end{aligned}$$

Diameter luar

$$\begin{aligned}dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (35.55 + 2) \cdot 1.75 \\ &= 65.71 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (34.44 + 2) \cdot 1.75\end{aligned}$$

$$= 63.77 \text{ mm}$$

Diameter dalam

$$\begin{aligned} Dd_1 &= (d_1 - 2.5) \cdot m \\ &= (35.55 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 57.83 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Dd_2 &= (d_2 - 2.5) \cdot m \\ &= (34.44 - 2.5) \cdot 1.75 \\ &= 55.89 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kepala gigi (addendum)

$$\begin{aligned} h_k &= 1 \times m \\ &= 1 \times 1.75 \\ &= 1.75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kaki gigi (dedendum)

$$\begin{aligned} h_f &= 1.25 \times m \\ &= 1.25 \times 1.75 \\ &= 2.18 \text{ mm} \end{aligned}$$

jarak sumbu

$$\begin{aligned} a &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{1.75 (20 + 20)}{2} \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal gigi

$$\begin{aligned} b &= \frac{\pi}{2} \cdot m \\ &= \frac{3.14}{2} \cdot 1.75 \\ &= 2.74 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak bagi lingkaran

$$\begin{aligned} t &= \pi \cdot m \\ &= 3.14 \times 1.75 \end{aligned}$$

$$= 5.49 \text{ m}$$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. KESIMPULAN

Berdasarkan analisa perhitungan maka didapat ukuran – ukuran dari komponen - komponen system transmisi roda gigi “KENDARAAN RODA DUA” dengan data sebagai berikut :

- Daya : 9.6 Ps
- Putaran : 8000 rpm
- Speed : 4 kecepatan.
- Pola pengoperasian : N-1-2-3-4-N (rotari)

1. Hasil perhitungan poros.

Bahan poros baja karbon (JIS G4501) S 45 C yang mempunyai tegangan tarik ($T_b = 58 \text{ kg / mm}^2$).

- Momen puntir / momen rencana (T) : 1288,6 kg.mm
- Diameter poros out put : 28 mm
- Dimeter poros in put : 16 mm
- Tegangan geser yang terjadi : $1,60 \text{ kg/mm}^2$
- Tegangan geser izin : $6,041 \text{ kg/mm}^2$

2. Hasil perhitungan spline

- Panjang spline (L) : 22 mm
- Tebal spline (W) : 3,08 mm
- Tinggi spline (h) : 1,87 mm
- Dimeter spline maksimum (D) : 33,43 mm
- Diameter spline minimum (d) : 19,75 mm
- Jumlah spline (K) : 10
- Tegangan geser yang terjadi pada spline (Tg) : 0,85 kg/mm²
- Tegangan geser yang diizinkan pada spline (T⁻g) : 5,729 kg/mm²

3. Naaf

- Panjang Naaf L_1 : 21.6 mm
- Diameter Naaf do_1 : 32 mm
- Tebal Naaf δ_1 : 7.92 mm

4. Hasil perhitungan bantalan

A. Bantalan pada poros input

- Nomor bantalan : 6002
- Diameter dalam bantalan input (d) : 15 mm
- Diameter luar bantalan input(D) : 32 mm
- Tebal bantalan (B) : 9 mm
- Jari – jari bola : 0.5 mm
- Kapasitas dinamis spesifik (C) : 440 kg
- Kapasitas statis spesifik (Co) : 263 kg

B. Bantalan pada poros output

- Nomor bantalan : 6003
- Diameter dalam bantalan input (d) : 17 mm
- Diameter luar bantalan input(D) : 35 mm
- Tebal bantalan (B) : 10 mm
- Jari – jari bola : 0.5 mm
- Kapasitas dinamis spesifik (C) : 790 kg
- Kapasitas statis spesifik (Co) : 530 kg

5. Roda gigi

Hasil analisa perhitungan :

- Modul : 1.5 mm
- Jarak bagi linkar : 5.49 mm
- Jarak sumbu poros : 35 mm
- Adendum : 1.75 mm
- Dedendum : 2.18 mm

6. Roda gigi pada gear 1

- Diameter lingkaran jarak bagi d_1 : 5.495 mm

- Diameter luar d_{k_1} : 30.45 mm
 d_{k_2} : 99 mm
- Diameter dalam Dd_1 : 22.5 mm
 Dd_2 : 91.1 mm
- Jumlah gigi z_1 : 8.8 T
 z_2 : 31.2 T

7. Roda gigi pada gear 2

- *Diameter lingkaran jarak bagi* d_1 : 24.10 mm
 d_2 : 45.89 mm
- *Diameter luar* d_{k_1} : 45.67 mm
 d_{k_2} : 83.8 mm
- *Diameter dalam* Dd_1 : 37.8 mm
 Dd_2 : 75.9 mm
- *Jumlah gigi* z_1 : 14 T
 z_2 : 26 T

8. Roda gigi pada gear 3

- *Diameter lingkaran jarak bagi* d_1 : 30.30 mm
 d_2 : 39.69 mm
- *Diameter luar* d_{k_1} : 56.52 mm
 d_{k_2} : 72.95 mm
- *Diameter dalam* Dd_1 : 48.65 mm
 Dd_2 : 65.0 mm
- *Jumlah gigi* z_1 : 17 T
 z_2 : 23 T

9. Roda gigi pada gear 4

- *Diameter lingkaran jarak bagi* d_1 : 35.55 mm
 d_2 : 34.44 mm
- *Diameter luar* d_{k_1} : 65.71 mm
 d_{k_2} : 63.77 mm
- *Diameter dalam* Dd_1 : 57.83 mm
 Dd_2 : 55.89 mm
- *Jumlah gigi* z_1 : 20
 z_2 : 20 T

5.2 SARAN

Dalam hal ini penulis menghimbau kepada pengguna buku ini sebagai referensi nantinya, hendaklah lebih teliti dalam menyelesaikan tugas rancangan Roda gigi ataupun tugas-tugas lainnya, sehingga tugas anda jauh lebih baik.

Banyak sekali faedah yang dapat dipetik dari tugas rancangan Roda Gigi ini, jika dikerjakan sesuai prosedur yang sebagai mana mestinya. Diantaranya:

1. Sebagai pembelajaran untuk membuat skripsi
2. Menambah wawasan dengan banyaknya literatur yang diambil
3. Lebih bertanggung jawab dengan apa yang kita tulis.

Akhirnya penulis mengucapkan terima kasi banyak kepada Bapak Mahyunis, ST, sebagai pembimbing, kedua orang Tua yang telah memebantu baik moril maupun materil, dan tak terlupakan teman-teman yang tentunya sedikit banyaknya turut berperan dalam penyelesaian tugas rancangan Roda Gigi ini.

DAFTAR PUSTAKA

1. DASAR-DASAR PERENCANAAN DAN PEMILIHAN MESIN, oleh
Ir. Sularso Msc. PT. Pradya Paramita.
Edisi satu 1987, Jakarta.
2. J.S. Sukai, L.D. Michael, Sandi Harahap. PERENCANAAN TEHNIK MESIN.
Edisi IV. Jilid I. Penerbit Erlangga.
Jakarta 1984.
3. Umar Sutrisno, PERENCANAAN TEHNIK MESIN.
Penerbit Erlangga 1986.
4. MECHANICAL ENGINEERING AND BOOK, By Kault.
5. DASAR-DASAR PERHITUNGAN KEKUATAN BAHAN.
Penerbit Restu Agung Jakarta, Edisi I tahun 1986.
6. ELEMEN MESIN, Drs. Daryanto. Penerbit Rineke Cipta

LITERATUR

1. Sularso, Kiyokatsu Suga, "**Dasar Perencanaan Elemen Mesin**", Penerbit, Pradya Paramitha, Jakarta, 1985, Edisi II.
2. Hollowen Hall, 1987, "**Machine Design**", Mc Graw Hill Book Company.
3. Ir. Charmical Collins, 1950, "**Mechanical Engineering Hand Book** ", Printed in Singapore. Second edition.
4. Sport. MF, 1968, "**Design Of Machine Elemen** ", Printice , Hall India. Fifth edition.
5. Ir. Jack Stolk, Ir. C. Kros 1986, "**Elemen Mesin, Konstruksi Bangunan Mesin** ", Erlangga, Jakarta, edisi 4.
6. Sport. MF, 1968, "**Design Of Machine Elemen** ", Printice , Hall India. Fifth edition.
7. Mr. Chakra Bakti, 1975, "**Machine Design** ", Khana Publisher, New Delhi. Thirth edition.
8. Black. H. Paul, 1986, "**Machine Design** ", Mc Graw Hill Kegluska. B
Tokyo.