

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

RODA GIGI MOBIL SUZUKI ERTIGA

DAYA (N) = 95 PS
PUTARAN (n) = 6000 rpm

Disusun Oleh :

NIZAR YAKUB
NIM : 17 813 0132



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2020

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN : IIII

Agenda

: 23. TM JRI 20.19

Nama

: NIZAR YAKUB

NIM

: 170130132

Spesifikasi Tugas

: RANCANGLAH SEBUAH RODA GIGI

MODIL SUZUKI ERUGA DENGAN

DATA-DATA SEB.

DAYA (P) = 95 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

DATA LAIN MOBIL DARI SPESIFIKASI

MOBIL TERSEB.

Diberikan Tanggal

: 15. 01. 2020

Selesai Tanggal

: 16. 03. 2020

(B)

Medan, 15.01.2020


Disetujui Oleh


Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator


NUZAIMAH IDARIS, ST, MT










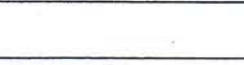

IR. Amain Syah, MT


IR. Annu Sigit, MT

DATA ASISTENSI

Nama : NIZAR YACUB
 Nomor Pokok Mahasiswa : 178110132
 Tugas : 1. -
 2. RODA GIGI

Kegiatan Asistensi :

No	Tanggal	Keterangan / Pembahasan	T. Tangan Pembimbing
1	15/1-2020	Pemberian spesifikasi tugas	
2	22/1-2020	Lajit ke BAB II	
3	29/1-2020	Perbaikan bab II	
4	5/2-2020	buat kesimpulan	
5	12/2-2020	buat paragraf	
6	13/2-2020	Tambah titik transkripsi	
7	26/2-2020	Gambarkan roda gigi	
8	4/3-2020	Lajit ke BAB IV	
9	11/3-2020	buat kesimpulan	
10	16/3-2020	ACC	

KATA PENGANTAR

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

Daya (N) = 95 PS

Putaran (n) = 6000 rpm.

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

Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Ir. Amrinsyah, MM selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada saya dan tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu saya dalam menyelesaikan tugas rancangan ini.

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

Medan, Maret 2020

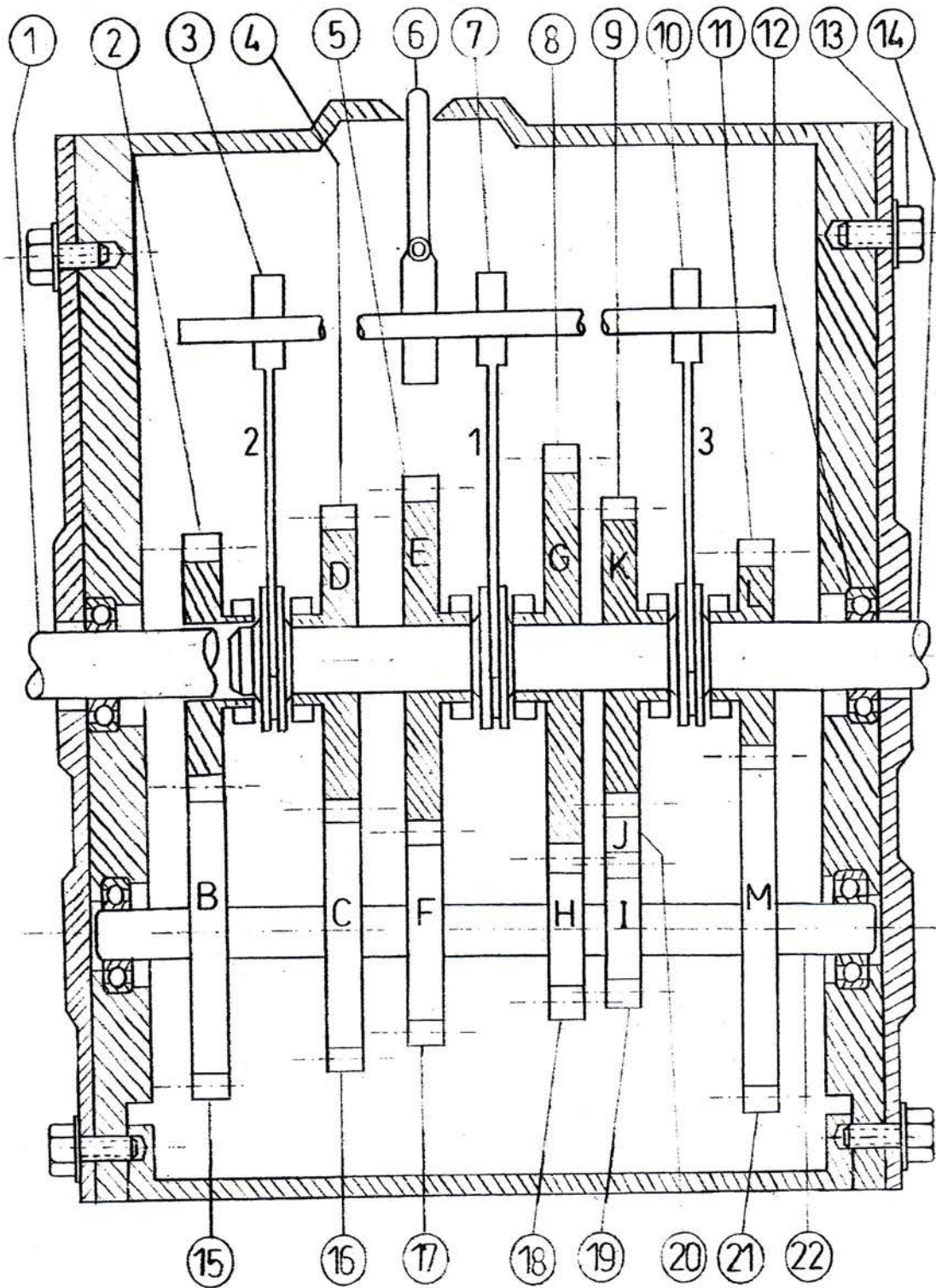
Penyusun

Nizar Yakub
NPM 17 813 0132

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
LEMBAR TUGAS RANCANGAN	ii
LEMBAR DATA ASISTENSI	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	v
SKEMA GAMBAR RODA GIGI	vi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Maksud dan Tujuan	1
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1. Roda Gigi	4
2.1.1. Roda Gigi Lurus	4
2.1.2. Roda Gigi Miring	5
2.1.3. Roda Gigi Cacing	5
2.1.4. Roda Gigi Kerucut	5
2.1.5. Roda Gigi Kerucut	6
2.1.6. Roda Gigi Hypoid	6
2.1. Rumus Dasar Roda Gigi	7
2.2. Poros	11
2.3. Pasak	13
2.3.1. Rumus Dasar Pasak	16
2.4. Bantalan	17
2.4.1. Klasifikasi Bantalan	17
2.4.2. Macam-macam Bantalan Luncur	18
2.4.3. Rumus Dasar Bantalan	19
2.5. Pelumasan	20
2.5.1. <i>Klasifikasi Pelumasan</i>	20

SKET GAMBAR RODA GIGI MOBIL SUZUKI ERTIGA



2.5.2. Tujuan dan Fungsi Pelumasan	21
2.5.3. Rumus Dasar Pelumasan	21
BAB III MEKANISME SISTEM TRANSMISI.....	23
3.1. Input Data	23
3.1.1. Pertimbangan Menggunakan Roda Gisi	23
3.1.2. Pertimbangan Dalam Menggunakan Poros	23
3.2. Sket Gear Box	24
3.3. Gambar Sket Gear Box Di Setiap Tingkatan Kecepatan	25
BAB IV PEMBAHASAN SISTEM TRANSMISI	27
4.1. Data-data Sistem Transmisi	27
4.2. Perencanaan Poros	42
4.3. Perencanaan Pasak	56
4.4. Perencanaan Bantalan	59
4.5. Perencanaan Pelumasan	61
BAB V KESIMPULAN	63
DAFTAR PUSTAKA	63

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang.

Tugas Perencanaan Mesin ini merupakan tugas yang diberikan guna melengkapi nilai tugas mahasiswa pada Prodi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Medan Area, pada Jenjang Sarjana Strata 1. Selain itu bahwa dalam tugas ini berguna untuk meningkatkan kemampuan mahasiswa Teknik Mesin terutama dibidang Teknik.

Dalam Perencanaan Mesin kali ini, mencoba mengangkat permasalahan tentang roda gigi (*gearbox*). *Gearbox* merupakan suatu komponen dari suatu mesin yang berupa rumah untuk roda gigi. Komponen ini harus memiliki konstruksi yang tepat agar dapat menempatkan poros-poros roda gigi pada sumbu yang benar sehingga roda gigi dapat berputar dengan baik dengan sedikit mungkin gesekan yang terjadi.

Selain harus memiliki konstruksi yang tepat, terdapat beberapa kriteria yang harus dipenuhi oleh komponen ini yaitu dapat meredam getaran yang timbul akibat perputaran dan gesekan antar roda gigi.

Dari kesulitan konstruksi yang disyaratkan dan pemenuhan kriteria yang dibutuhkan, maka kami bermaksud membuat produk tersebut sebagai objek pembuatan Tugas Perencanaan Elemen Mesin. Pembuatan produk tersebut dengan memperhatikan spesifikasi yang diinginkan.

1.2. Maksud dan Tujuan

Disamping untuk memenuhi kurikulum S1 Prodi Teknik Mesin FT UMA, tugas ini juga dimaksudkan :

- a. Agar mahasiswa dapat menerapkan teori yang diperoleh dari perkuliahan sehingga dapat menerapkan secara langsung dilapangan.
- b. Agar mahasiswa dapat mengetahui hal-hal yang berkaitan dengan permasalahan pada perencanaan Gearbox, seperti gaya-gaya pada roda gigi reaksi pada poros dan yang lainnya.

- c. Menyiapkan mahasiswa menjadi anggota masyarakat yang memiliki kemampuan akademik yang dapat menerapkan, mengembangkan dan menciptakan ilmu pengetahuan dan teknologi.
- d. Mengembangkan ilmu pengetahuan dan teknologi serta mengupayakan penggunaan Gearbox untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat kearah yang lebih baik.

1.3. Batasan Masalah.

Pada perencanaan ini yang dibahas adalah desain suatu roda gigi kendaraan bermotor yakni tipe SUZUKI ERTIGA dengan daya dan putaran sebagai berikut :

$$N = 95 \text{ PS}$$

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

Karena dalam masalah perencanaan roda gigi adalah sangat luas, menyangkut berbagai macam disiplin ilmu, maka dilakukan pembatasan permasalahan. Permasalahan yang akan dibahas pada perencanaan elemen mesin tentang roda gigi transmisi ini antara lain:

- a. Perencanaan Roda Gigi.
- b. Perencanaan Poros.
- c. Perencanaan Pasak.
- d. Perencanaan Bantalan.
- e. Perencanaan Pelumasan.

1.4. Sistematika Penulisan.

Dalam penulisan perencanaan Gear Box disajikan dalam bentuk Bab per Bab yang kemudian diuraikan dalam sub Bab. Adapun Bab-bab yang ada secara garis besar adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang, maksud dan tujuan, batasan masalah, metode pengambilan data dan sistematika penulisan.

BAB II : DASAR TEORI

Berisi tentang jenis-jenis roda gigi, rumus dasar roda gigi, poros, bahan dasar poros, pasak, bantalan dan system pelumasan.

BAB III : MEKANISME SISTEM TRANSMISI

Berisi tentang gambar sket perencanaan sistem transmisi

BAB IV : PEMBAHASAN SISTEM TRANSMISI

Berisi tentang perhitungan perencanaan sistem transmisi perhitungan perencanaan poros, perhitungan perencanaan pasak, perhitungan perencanaan bantalan dan perhitungan perencanaan pelumasan.

BAB V : PENUTUP

Berisi tentang kesimpulan hasil perencanaan sistem transmisi dan saran.

DAFTAR PUSTAKA

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Roda Gigi

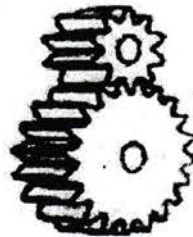
Pada dasarnya sistem transmisi roda gigi merupakan pemindahan gerakan putaran dari satu poros ke poros yang lain hampir terjadi di semua mesin. Roda gigi merupakan salah satu yang terbaik antara sarana yang ada untuk memindahkan suatu gerakan. Roda gigi dikelompokkan menurut letak poros putaran atau berbentuk dari jalur gigi yang ada. Keuntungan dari penggunaan sistem transmisi diantaranya :

1. Dapat dipakai untuk putaran tinggi maupun rendah
2. Kemungkinan terjadinya slip kecil
3. Tidak menimbulkan kebisingan

Adapun klasifikasi dari roda gigi antara lain :

2.1.1. Roda gigi lurus (*Spur gear*)

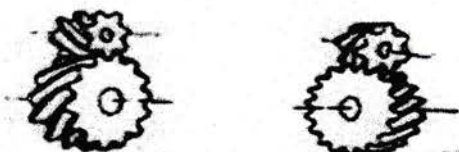
Roda gigi lurus dipakai untuk memindahkan gerakan putaran antara poros-poros yang sejajar. Yang biasanya berbentuk silindris dan gigi-giginya adalah lurus dan sejajar dengan sumber putaran. Penggunaan roda gigi lurus karena putarannya tidak lebih dari 3600 rpm dan kecepatan keliling tidak lebih dari 5000 ft/menit. Ini tidak mutlak, spur gear dapat juga dipakai pada kecepatan diatas batas-batas tersebut.



Gambar 2.1.1. Roda gigi lurus.

2.1.2. Roda gigi miring (*Helical gear*)

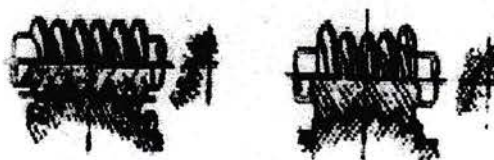
Roda gigi miring dipakai untuk memindahkan putaran antara poros-poros yang sejajar. Sudut kemiringan adalah sama pada setiap roda gigi, tetapi satu roda gigi harus mempunyai kemiringan ke sebelah kanan dan yang lain ke kiri. Roda gigi ini mampu memindahkan putaran lebih dari 3600 rpm dan kecepatan keliling lebih dari 5000 ft/menit.



Gambar 2.1.2 Roda gigi miring.

2.1.3. Roda gigi cacing (*Worm gear*)

Roda gigi cacing dipakai untuk memindahkan putaran antara poros yang tegak lurus bersilang. Susunan roda gigi cacing biasanya mempunyai penutup tunggal atau ganda, suatu susunan roda gigi berpenutup tunggal adalah sesuatu dimana roda gigi dibungkus penuh atau sebagian oleh gigi cacing, sebuah roda gigi dimana setiap elemen ditutup sebagian oleh yang lain adalah susunan roda gigi cacing berpenutup ganda.

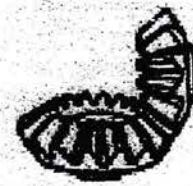


Gambar 2.1.3. Roda gigi cacing.

2.1.4 Roda gigi kerucut (*Bevel gear*)

Roda gigi kerucut dipakai untuk memindahkan gerakan atau putaran antara poros yang berpotongan. Walaupun roda-roda gigi kerucut

biasanya dibuat untuk sudut poros 90° , roda-roda gigi ini biasanya untuk



Gambar 2.1.4. Roda g

scan0001.jpg
Type: JPEG Im.
Size: 1,48 MB
Dimension: 116

semua ukuran .

2.1.5. Screw gear

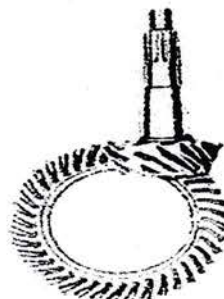
Jenis roda gigi ini terdiri dari dua buah helical gear wheel yang merupakan kombinasi sederhana untuk memindahkan gaya maupun torsi poros yang membentuk sudut-sudut tertentu.



Gambar 2.1.5. Screw gear

2.1.6 Hypoid gear

Hypoid gear bentuknya hampir menyerupai spiral bevel gear, namun perbedaannya terletak pada pitch yang lebih hiperboloid dibandingkan dengan cousenya dan menoperasikannya lebih lembut dan tenang.



Gambar 2.1.6. Hypoid gear

2.2. Rumus Dasar Roda Gigi

Dalam perencanaan ini saya menggunakan jenis roda gigi lurus karena ada beberapa pertimbangan yaitu :

- # Dilihat dari poros, karena sejajar maka yang paling cocok dipergunakan adalah roda gigi lurus.
- # Karena daya dan putaran relative rendah, maka lebih cocok bila menggunakan roda gigi lurus.

Adapun rumus dasar yang berhubungan dengan perencanaan roda gigi antara lain sebagai berikut :

a. Diameter Pitch Circle (P)

Rumus dari buku deutschman hal 521

$$P = Nt/d \text{ (in)} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana :

- P = Diameter
- d = Diameter roda gigi
- Nt = Jumlah gigi

b. Perbandingan Kecepatan (rv)

Rumus dari buku deutschman hal 525

$$Rv = \frac{w_2}{w_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots (2)$$

Dimana :

- n_1, n_2 = putaran roda gigi (rpm)
- Nt_1, Nt_2 = jumlah gigi (buah)
- d_1, d_2 = diameter roda gigi (inc)

c. Jarak Poros (C)

Rumus dari buku deutschman hal 528

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ (in)} \dots\dots\dots (3)$$

2

C = jarak poros antara dua roda gigi

d = diameter roda gigi

d. Kecepatan Pitch Line / Garis Kontak (Vp)

Rumus dari buku deutschman hal 563

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad (\text{ft/mnt}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

Dimana :

Vp = kecepatan putaran

e. Torsi Yang Bekerja

$$T = \frac{63000 \cdot N \text{ daya}}{n} \quad \dots\dots\dots (5)$$

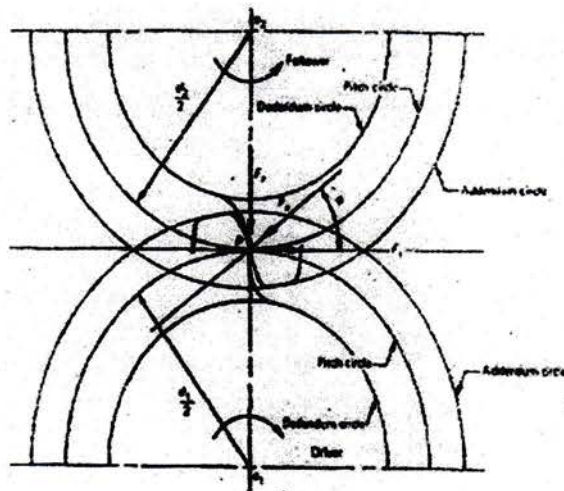
dimana :

T = torsi yang bekerja

N daya = daya motor

n = putaran input

f. Gaya-gaya pada Roda Gigi



Gambar 2.1.8 Gaya-gaya Pada Roda Gigi

- Gaya radial (Fr)

$$F_r = F_n \cdot \sin\theta = F_n \cdot \cos\theta \quad \dots\dots\dots (6)$$

- Gaya normal (Fn)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\theta}$$

- Gaya tangensial (Ft)

$$F_t = \frac{2T}{D} \dots\dots\dots (7)$$

- Gaya dinamis (Fd)

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} \cdot F_t \dots\dots\dots (8)$$

Untuk $0 < V_p < 2000$ ft/menit

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} \cdot F_t$$

Untuk $2000 < V_p < 4000$ ft/menit

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} \cdot F_t$$

Dimana :

T = Torsi (lbm)

n = Putaran (rpm)

Ft = Gaya tangensial (lb)

Fn = Gaya normal (lb)

Fd = Gaya dinamis (lb)

Fr = Gaya radial (lb)

g. Lebar Gigi (b)

Rumus dari buku deutschman hal 584

$$b = \frac{F_d}{d_1 \cdot Q \cdot K} \dots\dots\dots (9)$$

$$Q = \frac{2 \cdot d_2}{d_1 + d_2}$$

Dimana :

b = Lebar gigi (in)

Fd = Gaya dinamis (in)

- d_1 = diameter pinion
 d_2 = diameter gear
 Q = Perbandingan roda gigi
 K = Faktor pembebanan

h. Syarat Keamanan Roda Gigi

$$\frac{9}{p} \leq b \leq \frac{13}{p}$$

i. Evaluasi Kekuatan Gigi (*Persamaan AGMA*)

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_I}{K_t \cdot K_r} \dots\dots\dots (10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot j} \dots\dots\dots (11)$$

Dimana :

- S_{at} = Tegangan ijin Material
 K_I = Faktor umur
 K_t = Faktor temperature
 K_r = Faktor keamanan
 σ_t = Tegangan bending pada kaki gigi
 K_o = Faktor koreksi beban lebih
 K_m = Koreksi distribusi beban
 K_v = Faktor dinamis
 J = Faktor bentuk geometris

j. Menentukan Gaya bending Pada Pinion dan Gear (F_b)

Rumus dari buku deutschman hal 551

$$F_b = S_o \cdot b \cdot \frac{Y}{P} \dots\dots\dots (12)$$

k. Menentukan Panjang Garis Kontak Gigi

$$r = \frac{d}{2}$$

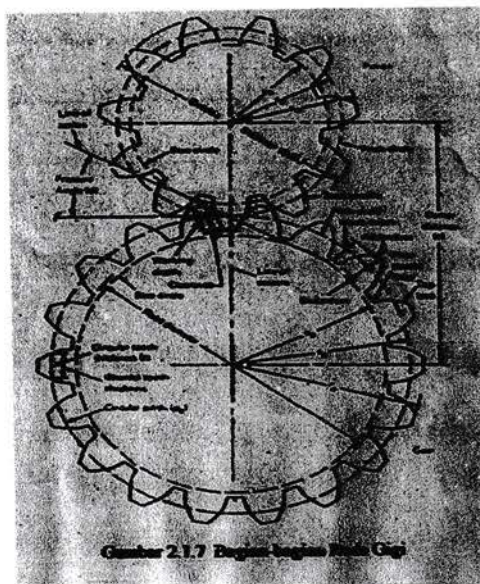
$$AB = \left[\sqrt{(r_4 + a_4)^2 - r_4^2 \cos^2 \theta - r_4 \sin \theta + (r_2 + a_2) - r_2^2 \cos^2 \theta - r_2 \sin \theta} \right] \dots\dots\dots (13)$$

I. Menentukan Perbandingan Kontak (kontak ratio)

$$Sad = \frac{AB}{\rho \cdot \cos \theta} \dots\dots\dots (14)$$

Dimana : AB = Panjang garis kontak

CR = Kontak ratio



2.2. Poros

Poros adalah suatu bagian stationer yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen - elemen seperti roda gigi, roda gila dan elemen pamindah daya lainnya. Poros dapat menerima beban – beban lentur, tarik, tekan atau putaran yang bekerja sendiri – sendiri atau berupa gabungan satu dengan yang lainnya. Definisi yang pasti dari poros adalah sesuai dengan penggunaan dan tujuan penggunaan.

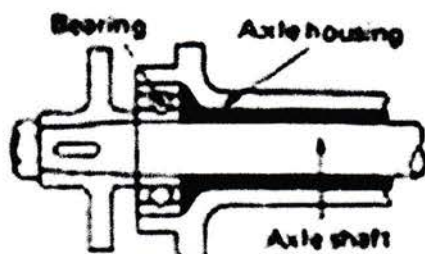
Dibawah ini terdapat beberapa definisi dari poros :

- a. Shaf adalah poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digunakan.



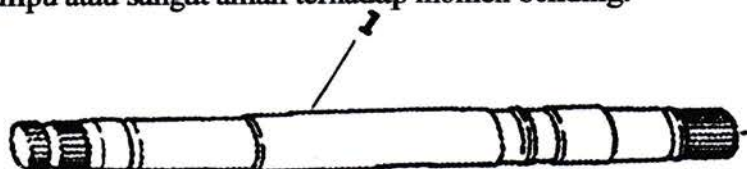
Gambar 2.2.1 shaf

- b. Axle adalah poros yang tetap dan mekanismenya yang berputar pada poros tersebut, juga berfungsi sebagai pendukung.



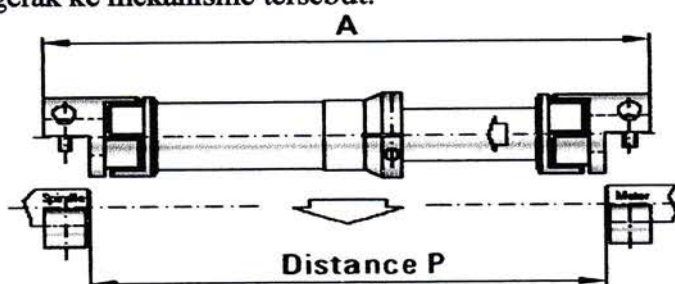
Gambar 2.2.2 Axle

- c. Spindle adalah poros yang terpendek terdapat pada mesin perkakas dan mampu atau sangat aman terhadap momen bending.



Gambar 2.2.3 Spindle

- d. Line Shaft adalah poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya dari motor penggerak ke mekanisme tersebut.



Gambar 2.2.4 Line Shaft

- e. Jack Shaft adalah poros yang pendek, biasanya dipakai untuk dongkrak "JACK" mobil.

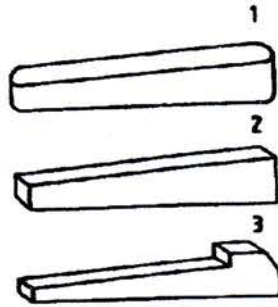


Gambar 2.2.5 Jack Shaft

2. Pasak datar standar (Standart flat key).

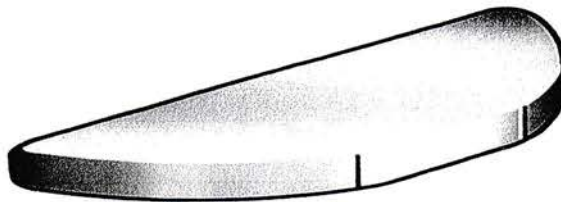


3. Pasak tirus (*Tepered key*).



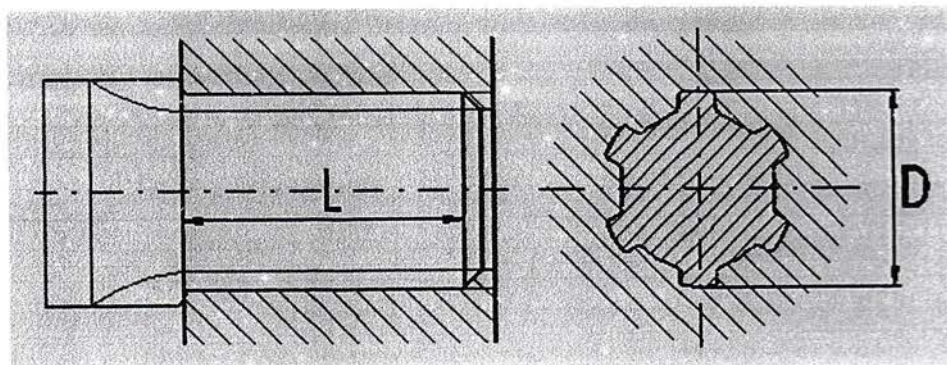
Gambar 2.3.3 Pasak tirus

4. Pasak bidang lingkaran (*Wood ruff kev*).



Gambar 2.3.4 Pasak bidang lingkaran

5. Pasak bintang (Splines).



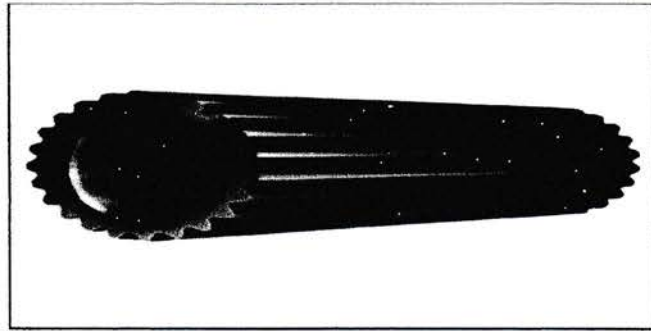
Gambar 2.3.5 Pasak bintang

6. Pasak bintangng lurus (*Straight splines*).



Gambar 2.3.6 Pasak bintangng lurus

7. Pasak bintang involute (*involute spline*).



Gambar 2.3.7 Pasak bintang involute

Adapun berbagai macam pasak, namun yang dibahas adalah pasak standar (*Standart flat key*). Pemasangan pasak pada poros maupun roda yang disambungkan dan dibuat alur pasak yang disesuaikan dengan ukuran pasak.

Keterangan :

F = Gaya yang bekerja.

h = Tinggi pasak.

A = Pasak.

b = Lebar pasak

B = Poros.

l = Panjang pasak.

2.3.1. Rumus Dasar Pasak

Ukuran lebar dan tinggi pasak ada dalam table yang disesuaikan dengan kebutuhan atau tergantung pada diameter poros.

a. Panjang pasak sesuai dengan kebutuhan dan dimensinya.

W = Lebar pasak.

H = Tinggi pasak.

L = Panjang pasak.

Ss = Tegangan geser.

- Gaya (F)

$$F = \frac{2T}{D} \text{ dimana } T = F \frac{D}{2} \dots\dots\dots (15)$$

- Tegangan geser (σ_s)

$$S_s = \frac{F}{A} \text{ dimana } A = LW \dots\dots\dots (16)$$

- Tegangan kompresi (σ_c)

$$T = \frac{S_s \cdot W \cdot L \cdot D}{2} \dots\dots\dots (17)$$

Pada perhitungan ini dipergunakan faktor keamanan dengan asumsi sebagai berikut :

1. Untuk beban torsi yang konstan (torque stedy). $\gg N = 1.5$
2. Untuk beban yang mengalami kejut rendah. $\gg N = 2.5$
3. Untuk beban kejut besar terutama beban bolak balik. $\gg N = 4.5$

- b. Tegangan geser yang diijinkan.**

$$\frac{S_{syp}}{N} = \frac{0.58 S_{yp}}{N} \dots\dots\dots (18)$$

- c. Tegangan kompresi yang diijinkan.**

$$S_c = \frac{4.T}{L.W.D} \dots\dots\dots (19)$$

- d. Syarat yang harus dipenuhi supaya pasak aman.**

$$S_c = \frac{4.T}{L.W.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (20)$$

- e. Tinjauan terhadap kompresi.**

$$L = \frac{4.T}{S_c.W.D} \dots\dots\dots (21)$$

- f. Syarat yang harus dipenuhi supaya pasak aman (geser).**

$$S_s = \frac{2.T}{L.W.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (22)$$

- g. Tijauan terhadap geser.**

$$L = \frac{2.T}{S_s.W.D} \dots\dots\dots (23)$$

2.4. Bantalan (*Bearing*)

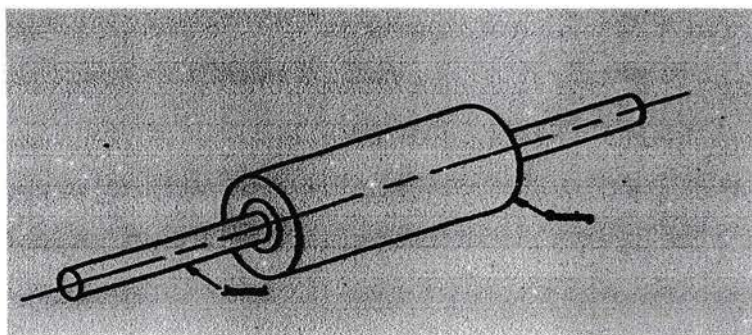
Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan umur pakai panjang. Agar elemen mesin dapat bekerja dengan baik maka bantalan harus dipasang cukup kokoh.

2.4.1. Klasifikasi Bantalan

1. Berdasarkan gerakan terhadap poros

❖ Bantalan luncur

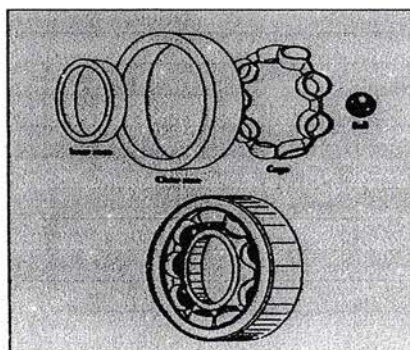
Pada bantalan ini terjadi gerakan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.



Gambar 2.4.1 Bantalan Luncur

❖ Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding.



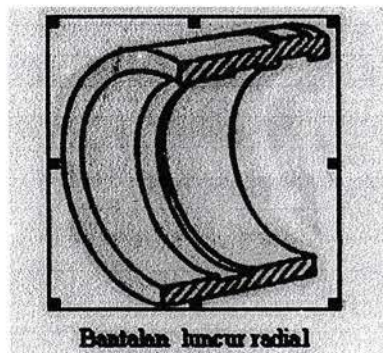
Gambar 2.4 .2 Bantalan gelinding dengan bola

2. Berdasarkan arah beban terhadap poros

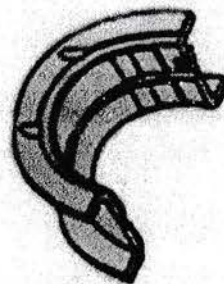
- ❖ Bantalan radial. Setiap arah beban yang ditumpu oleh bantalan ini tegak lurus terhadap sumbu poros.
- ❖ Bantalan aksial. Setiap arah beban yang ditumpu oleh bantalan itu sejajar dengan sumbu poros.
- ❖ Bantalan gelinding halus. Bantalan ini dapat menumpu beban yang sejajar dan tegak lurus terhadap poros.

2.42. Macam – macam bantalan luncur

1. Bantalan radial berbentuk silinder, silinder elip
2. Bantalan aksial yang berbentuk engsel
3. Bantalan khusus yang berbentuk bola



Gambar 2.5 Bantalan luncur radial



Bantalan luncur radial dan aksial

Gambar 2.6 Bantalan Luncur Radial dan Aksial

2.43. Rumus Dasar Bantalan

Rumus yang digunakan pada saat perencanaan bantalan yaitu :

- Umur bantalan (L_{10h})

Rumus dari buku deutschman hal 485

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (23)$$

- Beban equivalen (P)

$$P = F_s (X.V.Fr.y.F_a) \dots\dots\dots (24)$$

dimana :

b = Konstanta

= 3.0 (untuk ball bearing)

= 10/3 (untuk roll bearing)

V = Faktor putaran

= 1 (untuk ring dalam berputar)

= 1.2 (untuk ring luar berputar)

Dimana :

L_{10h} = Umur bantalan (jam)

C = Beban dinamis (lb)

P = Beban ekuivalen (lb)

F_s = Konstanta beban (beban shock/lanjut)

Fr = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

X = Konstanta radial

Y = Konstanta aksial

n = Putaran (rpm)

2.5. Pelumasan

Dalam sistem transmisi pada mesin – mesin yang bergerak, diperlukan suatu sistem pelumasan guna mengurangi hubungan kontak dari dua bagian yang bergerak. Apabila tidak ada pelumasan maka akan mempercepat terjadinya kerusakan pada komponen mesin tersebut.

2.5.1. Klasifikasi Pelumasan

Sistem pelumasan dalam dunia permesinan dapat dikelompokkan menjadi dua jenis yaitu :

1. Pelumasan menurut bentuknya

- ❖ Pelumasan padat
- ❖ Pelumasan semi padat
- ❖ Pelumasan cair

2. Pelumasan menurut caranya

- ❖ Pelumasan tangan : Dipakai untuk beban yang ringan dan kerja yang tidak kontinyu.
- ❖ Pelumasan tetes : Minyak diteteskan dengan jumlah yang teratur melalui sebuah katup jarum.
- ❖ Pelumasan sumbu : Pelumasan dengan menggunakan sumbu untuk menghisap minyak.
- ❖ Pelumasan percik : Minyak dari bak penampung dipercikkan dan biasanya digunakan dalam pelumasan torak, silinder motor yang mempunyai putaran tinggi.
- ❖ Pelumasan cincin : Pelumasan ini dengan menggunakan cincin yang digantung pada poros sehingga ikut berputar bersama poros dan mengangkat minyak dari bawah.
- ❖ Pelumasan pompa : Disini pompa digunakan untuk mengalirkan minyak ke bantalan karena sifat minyak yang kental.
- ❖ Pelumasan gravitasi : Dari sebuah tangki di atas bantalan minyak dialirkan oleh gaya beratnya sendiri.

2.5.2. Tujuan dan Fungsi Pelumasan

1. Mengurangi daya energi pada bagian – bagian mesin yang saling bergesekan.
2. Untuk memelihara ukuran sebenarnya (menahan keausan) dari bagian mesin yang bergerak.

3. Membuang kotoran – kotoran yang diakibatkan oleh gesekan antara komponen yang bergerak

2.5.3. Rumus Dasar Pelumasan

a. Perencanaan viskositas absolute dari pelumas

$$Z = \rho \left(0.22S - \frac{180}{S} \right) \dots\dots\dots (25)$$

$$t = \infty - 0.0035 (T - 60)$$

Dimana :

Z = Absolute viscositas (cp)

ρ = Specific gravity pada temperature test (t)

S = Saybels universal second = 120

Kp = 1.45×10^{-7} Reynold

Sehingga dari grafik didapat harga SAE dengan persamaan :

$$S^1 = \frac{r.f.\eta\mu}{c.p} \dots\dots\dots (26)$$

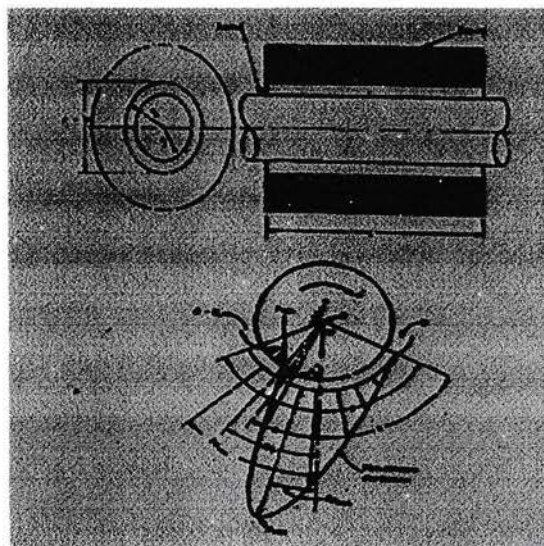
Dimana :

S¹ = Angka karakteristik bantalan

μ = Viskositas minyak pelumas

c = Radial clearance (in)

p = Beban yang diterima bantalan (psi)



Gambar 2.5. Dimensi Pelumasan Bantalan

b. Tebal minimum minyak pelumas dari grafik

$$\frac{h_o}{c} = 0.19 \quad \dots\dots\dots (27)$$

c. Koefisien gesek (f) dari grafik

$$\frac{rf \cdot f}{c} = 15 \quad \dots\dots\dots (28)$$

d. Daya yang dihitung

$$F_{hp} = \frac{Tf \cdot n}{63000} \quad \dots\dots\dots (29)$$

e. Kapasitas minyak pelumas (Q) dari grafik

$$\frac{Q}{rf \cdot c \cdot n \cdot l} \quad \dots\dots\dots (30)$$

**f. Kapasitas minyak pelumas yang keluar dari bantalan setiap saat (Qs)
dari grafik**

$$\frac{Q \cdot S}{Q} = 0.88 \quad \dots\dots\dots (31)$$

BAB III

MEKANISME SISTEM TRANSMISI

3.1 Input Data

Data data yang diketahui :

- Daya putaran motor (N_{input}) = 30 HP
- Putaran input (N_{input}) = 2000 rpm
- Putaran output (N_1) = 500 rpm
- Putaran output (N_2) = 1000 rpm
- Putaran output (N_3) = 1500 rpm
- Putaran output (N_{reves}) = 500 rpm
- C (JARAK POROS) = 5 in
- Asumsi sudut tekan (θ) = 25°
- Asumsi Diameterial pitch = 7 inchi

3.1.1. Pertimbangan Menggunakan Roda Gigi

Dalam perencanaan ini menggunakan roda gigi lurus karena beberapa pertimbangan, yaitu :

- Dilihat dari poros, karena porosnya sejajar maka roda gigi yang paling sesuai adalah menggunakan roda gigi lurus.
- Karena daya dan putaran rtelatif rendah maka lebih cocok menggunakan roda gigi lurus.

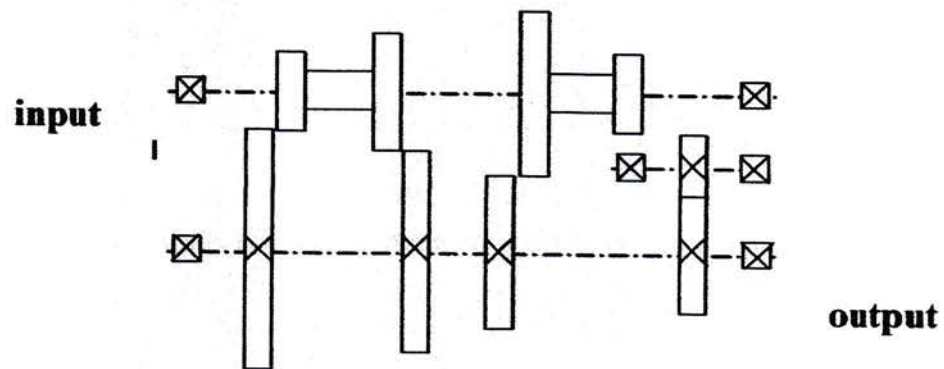
3.1.2. Pertimbangan Dalam Menggunakan Poros

Untuk menentukan diameter poros tergantung pada perhitungan yang akan dilakukan, tetapi untuk menentukan bahan dari poros digunakan pertimbangan sebagai berikut :

- Poros sebaiknya menggunakan bahan Alloy Stell
- Bahan poros sebaiknya dilakukan proses Hardening dan dilakukan pemanasan awal dan Annealling sebelum digunakan
- Poros yang akan digunakan sebaiknya harus mampu menahan beban putar yang memadai.


3.2. Sket Gear Box

Sket gambar gear box seperti di bawah ini :



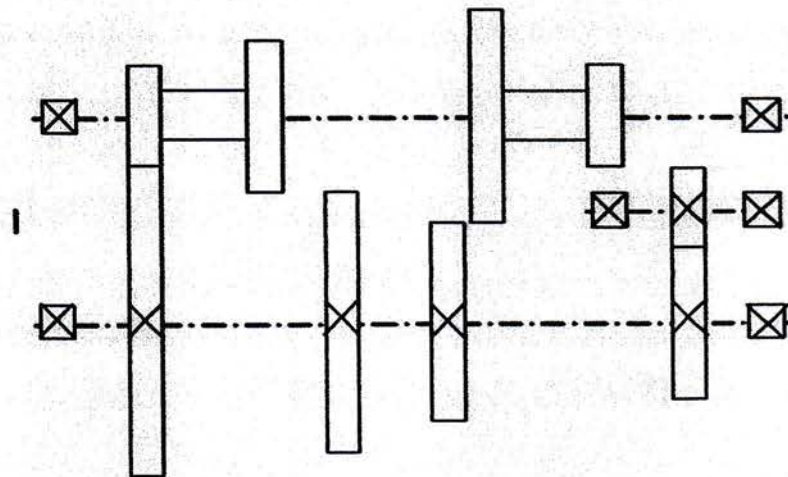
Gambar 3.1 sket gear box

Keterangan Gambar :

SIMBOL	ARTI	KETERANGAN
1,3,5,7	Pinion	Roda gigi yang lebih kecil pada dua roda gigi yang bersinggungan, disebut juga roda gigi penggerak.
2,4,6,8	Gear	Roda gigi yang didesain lebih besar dari pada pinion yang berfungsi sebagai roda gigi yang digerakkan.
9	Revers	Roda gigi tambahan yang digunakan untuk membalikkan arah putaran pada poros (b)
a,b,c	Poros	Bagian dari mesin yang berfungsi untuk meneruskan tenaga dari mesin
↻ Dan ↻	Arah putaran	Arah pergerakan roda gigi dan poros
	Bantalan	Bagian mesin yang digunakan untuk menumpu poros sehingga putaran mesin bisa berlangsung secara halus.

3.3. Gambar sket gear box disetiap tingkatan kecepatan

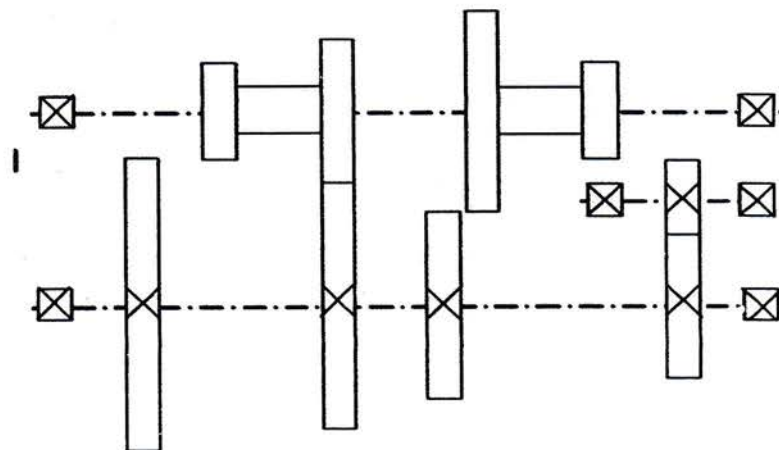
3.3.1. Tingkat kecepatan 1 (n) = 500 rpm



Gambar 3.2 tingkat kecepatan 1

Pada tingkat kecepatan 1 (n_1) roda gigi 1 dan 2 saling berhubungan sehingga terjadi tingkat kecepatan 1 (n_1) = 500 rpm

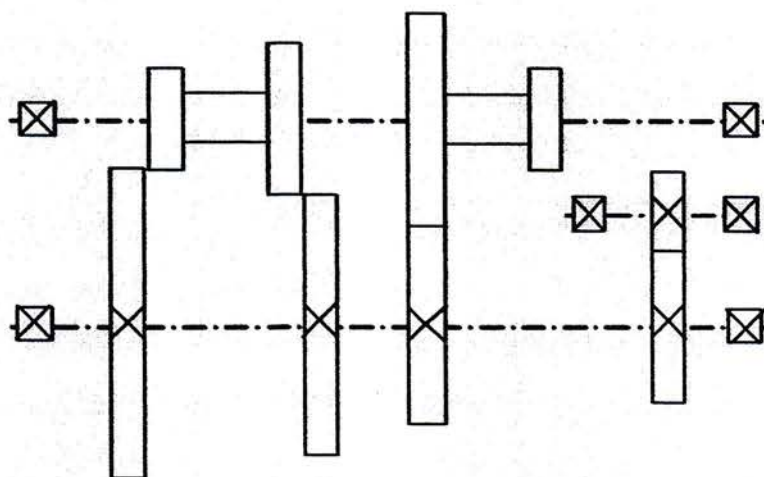
3.3.2. Tingkat kecepatan 2 (n) = 1000 rpm



Gambar 3.3 tingkat kecepatan 2

Pada tingkat kecepatan 1 (n_2) roda gigi 3 dan 4 saling berhubungan sehingga terjadi tingkat kecepatan 2 (n_2) = 1000 rpm

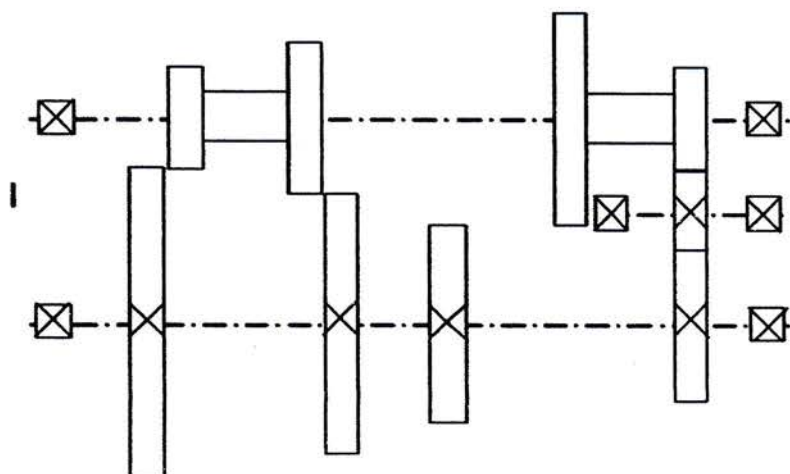
3.3.3. Tingkat kecepatan 3 (n_3) = 1500 rpm



Gambar 3.4 tingkat kecepatan 3

Pada tingkat kecepatan 1 (n_3) roda gigi 5 dan 6 saling berhubungan sehingga terjadi tingkat kecepatan 3 (n_3) = 1500 rpm

3.3.4. Tingkat kecepatan revers (n_r) = 500 rpm



Gambar 3.5 tingkat kecepatan revers (n_r)

Pada tingkat kecepatan revers (n_r) roda gigi 7,8 dan 9 saling berhubungan , karena adanya roda gigi revers maka putarannya searah dengan putaran pinion. sehingga terjadi tingkat kecepatan revers (n_r) = 500 rpm.

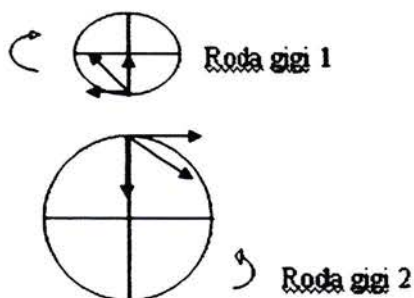
BAB IV

PEMBAHASAN SISTEM TRANSMISI

4.1. Data-data Sistem Transmisi

- Daya putaran motor (N input)	= 30 HP
- Putaran input (N input)	= 2000 rpm
- Putaran output (N ₁)	= 500 rpm
- Putaran output (N ₂)	= 1000 rpm
- Putaran output (N ₃)	= 1500 rpm
- Putaran output (N _{reves})	= 500 rpm
- C (JARAK POROS)	= 5 in
- Asumsi sudut tekan (θ)	= 25°
- Asumsi Diameterial pitch	= 7 inchi

4.1.1 Perhitungan roda gigi 1 dan 2



a. Perbandingan Kecepatan

$$rv = \frac{N_1}{N_2} = \frac{2000}{500} = \frac{d_1}{d_2} = 4 = \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_2 = 4 \times d_1$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$5'' = \frac{d_1 + 4 d_1}{2} = \frac{5 d_1}{2}$$

$$10'' = 5 d_1 \rightarrow d_1 = 2''$$

$$d_2 = 10'' \times 2'' = 8''$$

b. Jumlah roda gigi

$$\begin{aligned} Nt_1 &= P \cdot d_1 \\ &= 7 \cdot 2 = 14 \text{ buah} \end{aligned}$$

$$Nt_2 = 7 \cdot 8 = 56 \text{ buah}$$

c. Addendum, dedendum, tinggi gigi, celah

$$\text{Addendum} = \frac{1}{P} = \frac{1}{7} = 0,036''$$

$$\text{Dedendum} = \frac{1,25}{P} = \frac{1,25}{7} = 0,28''$$

$$\text{Tinggi gigi} = \frac{2,25}{P} \cdot \frac{2,25}{7} = 0,32''$$

d. Diameter addendum

$$d_1 = d_1 + 2 \times \frac{1}{P} = 2 + 2 \times 0,14 = 2,28''$$

$$d_2 = d_2 + 2 \times \frac{1}{P} = 8 + 2 \times 0,14 = 8,28''$$

e. Diameter dedendum

$$d_1 = d_1 - 2 \times \frac{1,25}{P} = 2 - 2 \times 0,18 = 1,72''$$

$$d_2 = d_2 - 2 \times \frac{1,25}{P} = 8 - 2 \times 0,18 = 7,72''$$

f. Kecepatan Pitch Line

$$\begin{aligned} V_P &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_{input}}{12} \\ &= \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 2000}{12} = 1046,67 \text{ Ft/min} \end{aligned}$$

g. Torsi yang terjadi

$$T_1 = 63.000 \frac{30}{2000} = 945 \text{ lbin}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 63000 \frac{N}{N_2} \\ &= 63000 \frac{30}{500} = 3780 \text{ lbin} \end{aligned}$$

h. Gaya yang terjadi

- Gaya tangensial

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N \cdot 33.000}{V_P}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{1046.64} = 945.86 \text{ lbin}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{N \cdot 33.000}{V_P}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{1046.64} = 945.86 \text{ lbin (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya normal

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \theta} = \frac{945.86}{\cos 25^\circ} = 1043.64 \text{ lb}$$

$$F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \theta} = \frac{945.86}{\cos 25^\circ} = 1043.64 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya radial

$$F_{r1} = F_{n1} \cdot \sin \theta = 1046.64 \times \sin 25^\circ = 441.1 \text{ lb}$$

$$F_{r2} = F_{n1} \cdot \sin \theta = 1046.64 \times \sin 25^\circ = 441.1 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya Dinamis

$$F_d = \frac{1200 + V_P}{1200} \cdot F_{t1}$$

$$= \frac{1200 + 1046.64}{1200} \cdot 945.86 = 1771 \text{ lb}$$

i. Menentukan Lebar gigi

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} = \frac{1771}{2 \cdot 1.6 \cdot 384} = 1.44$$

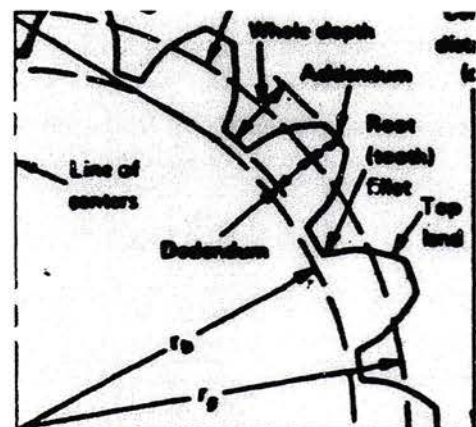
dimana :

$$Q = \frac{2 \cdot x d_2}{d_1 + d_2} = \frac{2 \cdot 8}{2 + 8} = 1.6$$

K = 384 (stell BHN 375) tabel 10.11

- cek lebar gigi $\frac{9}{p} < b < \frac{13}{p}$

$$1.28 < 1.44 < 1.86 \text{ (Aman)}$$



$$F_b = \frac{S_o b x Y}{P}$$

Dari tabel 10.2 didapat :

$$Y_1 = 0.307 \text{ (untuk } N_{t1} = 14 \text{ gigi)}$$

$$Y_2 = 0.484 \text{ (untuk } N_{t1} = 56 \text{ gigi)}$$

- bahan stell SAE 2320 mempunyai $S_o = 50.000$ psi (Tabel 10.3)

$$F_{b1} = \frac{50.000 \times 1.44 \times 0.307}{7} = 3157,7 \text{ psi}$$

$$F_{b2} = \frac{50.000 \times 1.44 \times 0.484}{7} = 4978,3 \text{ psi}$$

k. Tegangan ijin maksimum

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_l}{K_t \cdot K_r} < T, \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_j \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot x \cdot j}$$

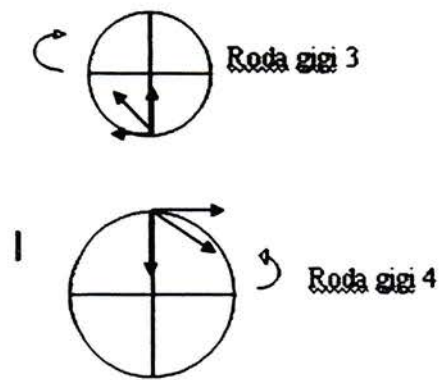
Dimana :

- $K_o = 1$ (tabel 10-4)
- $K_s = 1$ (spur gear)
- $K_m = 1,3$ (tabel 10-5)
- $J = 0.340$ (untuk pinion)
- $K_v = 1$
- $K_l = 1$
- $K_t = 1$ (temperatur pelumasan kurang dari 250 *F)
- $K_r = 1,33$
- $S_{at} = 40000$ (BHN 300) tabel 10-7

$$\frac{40.000 \cdot 1}{1 \cdot 1,33} > \frac{945,86 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 1,3}{1 \cdot 1,44 \cdot 0,335}$$

30075,2 psi < 17842.7 psi (maka perencanaan roda gigi aman)

4.1.2 Perhitungan roda gigi 3 dan 4



a. Perbandingan Kecepatan

$$r_v = \frac{N_1}{N_2} = \frac{2000}{1000} = \frac{d_1}{d_2} = 2 = \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_2 = 2 \times d_1$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$5'' = \frac{d_3 + 2 d_3}{2} = \frac{3 d_3}{2}$$

$$10'' = 3 d_3 \rightarrow d_3 = 3,33''$$

$$d_2 = 10'' - 3,33'' = 6,67''$$

b. Jumlah roda gigi

$$\begin{aligned} N_{t1} &= P \cdot d_1 \\ &= 7 \cdot 3,33 = 23 \text{ buah} \end{aligned}$$

$$N_{t2} = 7 \cdot 6,67 = 47 \text{ buah}$$

c. Addendum, dedendum, tinggi gigi, celah

$$\text{Addendum} = \frac{1}{P} = \frac{1}{7} = 0,036''$$

$$\text{Dedendum} = \frac{1,25}{P} = \frac{1,25}{7} = 0,28''$$

$$\text{Tinggi gigi} = \frac{2,25}{P} \cdot \frac{2,25}{7} = 0,32''$$

d. Diameter adendum

$$d_1 = d_1 + 2 \times \frac{1}{P} = 3,33 + 2 \times 0,14 = 3,62''$$

$$d_2 = d_2 + 2 \times \frac{1}{P} = 6,67 + 2 \times 0,14 = 6,81''$$

e. Diameter dedendum

$$d_1 = d_1 - 2 \times \frac{125}{P} = 3,33 - 2 \times 0,18 = 2,97''$$

$$d_2 = d_2 - 2 \times \frac{125}{P} = 6,67 - 2 \times 0,18 = 6,31''$$

f. Kecepatan Pitch Line

$$\begin{aligned} V_P &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_{input}}{12} \\ &= \frac{3,14 \cdot 3,33 \cdot 2000}{12} = 1742,7 \text{ Ft/min} \end{aligned}$$

g. Torsi yang terjadi

$$T_1 = 63.000 \frac{30}{2000} = 945 \text{ lbin}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 63000 \frac{N}{N_2} \\ &= 63000 \frac{30}{1000} = 1890 \text{ lbin} \end{aligned}$$

h. Gaya yang terjadi

- Gaya tangensial

$$\begin{aligned} Ft_3 &= \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N \cdot 33.000}{V_P} \\ &= \frac{30 \times 33000}{1742,7} = 586,1 \text{ lbin} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ft_4 &= \frac{2T_3}{d_4} = \frac{N \cdot 33.000}{V_P} \\ &= \frac{30 \times 33000}{1742,7} = 586,1 \text{ lbin (arahnya berlawanan)} \end{aligned}$$

- Gaya normal

$$Fn_3 = \frac{Ft_3}{\cos \theta} = \frac{568,1}{\cos 25^\circ} = 626,83 \text{ lb}$$

$$Fn_4 = \frac{Ft_3}{\cos \theta} = \frac{568,1}{\cos 25^\circ} = 626,83 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya radial

$$Fr_3 = Fn_3 \cdot \sin \theta = 626,83 \times \sin 25^\circ = 264,9 \text{ lb}$$

$$Fr_4 = Fn_4 \cdot \sin \theta = 626,83 \times \sin 25^\circ = 264,9 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya Dinamis

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} \cdot Ft_3$$

$$= \frac{1200 + 1742,7}{1200} \cdot 568,1 = 1393,12 \text{ lb}$$

i. Menentukan Lebar gigi

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} = \frac{1393,12}{3,33 \cdot 1,33 \cdot 200} = 1,28$$

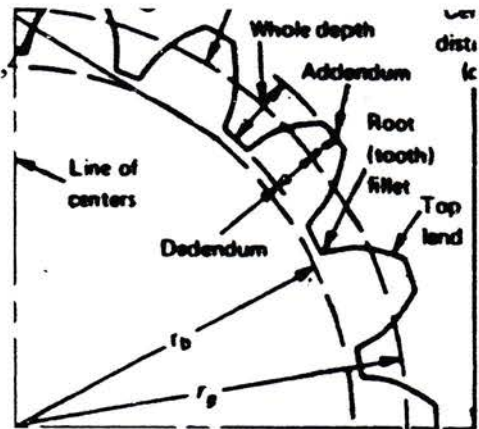
dimana :

$$Q = \frac{2 \times d_3}{d_3 + d_4} = \frac{2 \cdot 6,67}{3,33 + 6,67} = 1,33$$

K = 200 (stiel BHN 275) tabel 10.11

$$\text{- cek lebar gigi } \frac{9}{p} < b < \frac{13}{p}$$

$$1,28 < 1,57 < 1,86 \text{ (Aman)}$$



j. Beban Ijin Bending (Fb)

$$F_b = \frac{S_o x b x Y}{p}$$

Dari tabel 10.2 didapat :

$$Y_3 = 0,384 \text{ (untuk } N_{t_3} = 22 \text{ gigi)}$$

$$Y_4 = 0,492 \text{ (untuk } N_{t_4} = 47 \text{ gigi)}$$

- bahan stiel SAE 2320 mempunyai $S_o = 50.000 \text{ psi}$ (Tabel 10.3)

$$F_{b3} = \frac{50.000 \times 1,57 \times 0,384}{7} = 4306,29 \text{ psi}$$

$$F_{b4} = \frac{50.000 \times 1,57 \times 0,492}{7} = 529,14 \text{ psi}$$

k. Tegangan ijin maksimum

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_l}{K_t \cdot K_r} < T_c \cdot \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_j \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot x \cdot j}$$

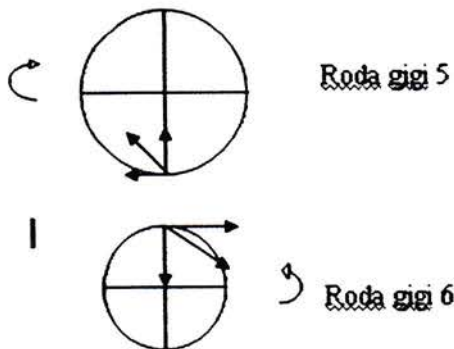
Dimana :

- $K_o = 1$ (tabel 10-4)
- $K_s = 1$ (spur gear)
- $K_m = 1,3$ (tabel 10-5)
- $J = 0.340$ (untuk pinion)
- $K_v = 1$
- $K_l = 1$
- $K_t = 1$ (temperatur pelumasan kurang dari 250 *F)
- $K_r = 1,33$
- $Sat = 38400$ (BHN 300) tabel 10-7

$$\frac{38400 \cdot 1}{1 \cdot 1,33} > \frac{568,1 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 1,3}{1 \cdot 1,57 \cdot 0,343}$$

28872,2 psi > 9600 psi (maka perencanaan roda gigi aman)

4.1.3 Perhitungan roda gigi 5 dan 6



a. Perbandingan Kecepatan

$$r_v = \frac{N_1}{N_2} = \frac{2000}{1500} = \frac{d_5}{d_6} = 1,33 \cdot d_5$$

$$d_5 = 2 \times d_5$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$5'' = \frac{d_5 + 1,33 d_5}{2} = \frac{2,33 d_5}{2}$$

$$10'' = 2,33 d_3 \rightarrow d_3 = 4,29''$$

$$d_2 = 10'' - 4,29'' = 5,71''$$

b. Jumlah roda gigi

$$N_{t1} = P \cdot d_1$$

$$= 7.4,29 = 30 \text{ buah}$$

$$N_{t2} = 7.5,71 = 40 \text{ buah}$$

c. Addendum, dedendum, tinggi gigi, celah

$$\text{Addendum} = \frac{1}{P} = \frac{1}{7} = 0,036''$$

$$\text{Dedendum} = \frac{1,25}{P} = \frac{1,25}{7} = 0,28''$$

$$\text{Tinggi gigi} = \frac{2,25}{P} = \frac{2,25}{7} = 0,32''$$

d. Diameter addendum

$$d_1 = d_1 + 2 \times \frac{1}{P} = 4,29 + 2 \times 0,14 = 4,28''$$

$$d_2 = d_2 + 2 \times \frac{1}{P} = 5,71 + 2 \times 0,14 = 5,99''$$

e. Diameter dedendum

$$d_1 = d_1 - 2 \times \frac{1,25}{P} = 4,29 - 2 \times 0,18 = 3,93''$$

$$d_2 = d_2 - 2 \times \frac{1,25}{P} = 5,71 - 2 \times 0,18 = 5,35''$$

f. Kecepatan Pitch Line

$$\begin{aligned} V_P &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_{input}}{12} \\ &= \frac{3,14 \cdot 4,29 \cdot 2000}{12} = 2245,1 \text{ Ft/min} \end{aligned}$$

g. Torsi yang terjadi

$$T_5 = 63.000 \frac{30}{2000} = 945 \text{ lbin}$$

$$\begin{aligned} T_6 &= 63000 \frac{N}{N_2} \\ &= 63000 \frac{30}{1500} = 1260 \text{ lbin} \end{aligned}$$

h. Gaya yang terjadi

- Gaya tangensial

$$F_{t5} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N \cdot 33.000}{V_p}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{2245,1} = 440,96 \text{ lbin}$$

$$F_{t6} = \frac{2T_3}{d_4} = \frac{N \cdot 33.000}{V_p}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{2245,1} = 440,96 \text{ lbin (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya normal

$$F_{n5} = \frac{F_{t5}}{\cos \theta} = \frac{440,96}{\cos 25^\circ} = 486,55 \text{ lb}$$

$$F_{n6} = \frac{F_{t5}}{\cos \theta} = \frac{440,96}{\cos 25^\circ} = 486,55 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya radial

$$F_{r5} = F_{n5} \cdot \sin \theta = 486,55 \times \sin 25^\circ = 205,62 \text{ lb}$$

$$F_{r6} = F_{n6} \cdot \sin \theta = 486,55 \times \sin 25^\circ = 205,62 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya Dinamis

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} \cdot F_{t5}$$

$$= \frac{87 + \sqrt{2245,1}}{87} \cdot 440,96 = 708,83 \text{ lb}$$

i. Menentukan Lebar gigi

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} = \frac{708,83}{4,29 \cdot 1,14 \cdot 98} = 1,4$$

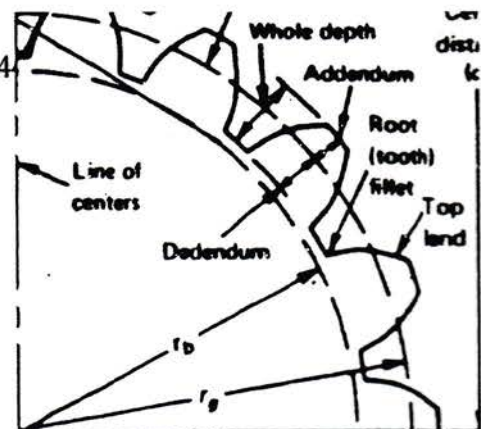
dimana :

$$Q = \frac{2 \times d_5}{d_5 + d_6} = \frac{2 \cdot 5,71}{4,29 + 5,71} = 1,14$$

K = 98 (stiel BHN 200) tabel 10.11

$$\text{- cek lebar gigi } \frac{9}{p} < b < \frac{13}{p}$$

$$1,28 < 1,48 < 1,86 \text{ (Aman)}$$



j. Beban Ijin Bending (Fb)

$$F_b = \frac{S_o x b x Y}{p}$$

Dari tabel 10.2 didapat :

$$Y_5 = 0.425 \text{ (untuk } N_{t_3} = 30 \text{ gigi)}$$

$$Y_6 = 0.457 \text{ (untuk } N_{t_6} = 40 \text{ gigi)}$$

- bahan stell SAE 2320 mempunyai $S_o = 50.000$ psi (Tabel 10.3)

$$F_{b5} = \frac{50.000 x 1.48 x 0.245}{7} = 4429.86 \text{ psi}$$

$$F_{b6} = \frac{50.000 x 1.1,48 x 0.457}{7} = 4831,14 \text{ psi}$$

k. Tegangan ijin maksimum

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_l}{K_t \cdot K_r} < T_s \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_j \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot x \cdot j}$$

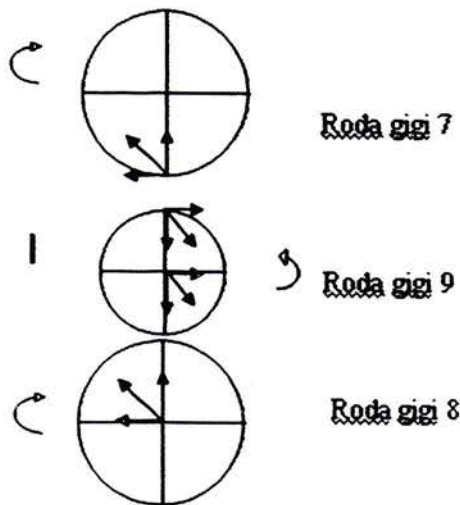
Dimana :

- $K_o = 1$ (tabel 10-4)
- $K_s = 1$ (spur gear)
- $K_m = 1,3$ (tabel 10-5)
- $J = 0.340$ (untuk pinion)
- $K_v = 1$
- $K_l = 1$
- $K_t = 1$ (temperatur pelumasan kurang dari 250 *F)
- $K_r = 1,33$
- $S_{at} = 40000$ (BHN 300) tabel 10-7

$$\frac{40000 \cdot 1}{1 \cdot 1,33} > \frac{440,96 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 1,3}{1 \cdot 1,48 \cdot 0,335}$$

30075,2 psi > 8093,46 psi (maka perencanaan roda gigi aman)

4.1.4 Perhitungan roda gigi 7 , 8 dan 9



a. Perbandingan Kecepatan

$$v = \frac{N_9}{N_7} = \frac{2000}{500} = \frac{d_7}{d_9} = 4 \cdot d_9$$

$$d_9 = 4 \times d_7$$

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$5'' = \frac{d_7 + 4 d_7}{2} = \frac{5 d_7}{2}$$

$$10'' = 5 d_7 \rightarrow d_7 = 2''$$

$$d_9 = 8''$$

$$D_7 = \frac{10 - 2}{2} = 4''$$

$$D_8 = 10 - (2 + 8) = 0''$$

b. Jumlah roda gigi

$$N_7 = P \cdot d_7 = 7 \cdot 4 = 28 \text{ buah}$$

$$N_8 = P \cdot d_8 = 7 \cdot 8 = 56 \text{ buah}$$

$$N_9 = P \cdot d_9 = 7 \cdot 2 = 14 \text{ buah}$$

c. Addendum, dedendum, tinggi gigi, celah

$$\text{Addendum} = \frac{1}{P} = \frac{1}{7} = 0,143''$$

$$\text{Dedendum} = \frac{1,25}{P} = \frac{1,25}{7} = 0,179''$$

$$\text{Tinggi gigi} = \frac{2,25}{P} \cdot \frac{2,25}{7} = 0,32''$$

d. Diameter adendum

$$d_7 = d_7 + 2 \times \frac{1}{P} = 4 + 2 \times 0,14 = 4,29''$$

$$d_8 = d_8 + 2 \times \frac{1}{P} = 4 + 2 \times 0,14 = 4,29''$$

$$d_9 = d_9 + 2 \times \frac{1}{P} = 2 + 2 \times 0,14 = 2,29''$$

e. Diameter dedendum

$$d_7 = d_7 - 2 \times \frac{125}{P} = 4 - 2 \times 0,18 = 3,64''$$

$$d_8 = d_8 - 2 \times \frac{125}{P} = 4 - 2 \times 0,18 = 3,64''$$

$$d_9 = d_9 - 2 \times \frac{125}{P} = 2 - 2 \times 0,18 = 1,64''$$

f. Kecepatan Pitch Line

$$\begin{aligned} V_P &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_{input}}{12} \\ &= \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 2000}{12} = 1046,64 \text{ Ft/min} \end{aligned}$$

g. Torsi yang terjadi

$$T_7 = 63.000 \frac{30}{2000} = 945 \text{ lbin}$$

$$\begin{aligned} T_8 &= 63000 \frac{N}{N^3} \\ &= 63000 \frac{30}{1500} = 1260 \text{ lbin} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_9 &= 63000 \frac{N}{Nr} \\ &= 63000 \frac{30}{500} = 3780 \text{ lbin} \end{aligned}$$

h. Gaya yang terjadi

- Gaya tangensial

$$F_{t7,8} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N \cdot 33.000}{V_p}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{1046,64} = 945,86 \text{ lbin}$$

$$F_{t9} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N \cdot 33.000}{V_p}$$

$$= \frac{30 \times 33000}{1046,64} = 945,86 \text{ lbin (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya normal

$$F_{n7,8} = \frac{F_{t9}}{\cos \theta} = \frac{945,86}{\cos 25^\circ} = 1046,64 \text{ lb}$$

$$F_{n9} = \frac{F_{t9}}{\cos \theta} = \frac{945,86}{\cos 25^\circ} = 1046,64 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya radial

$$F_{r7,8} = F_{n9} \cdot \sin \theta = 1046,64 \times \sin 25^\circ = 441,1 \text{ lb}$$

$$F_{r9} = F_{n9} \cdot \sin \theta = 1046,64 \times \sin 25^\circ = 441,1 \text{ lb (arahnya berlawanan)}$$

- Gaya Dinamis

$$F_{d7,8} = \frac{1200 + V_p}{1200} \cdot F_{t5}$$

$$= \frac{1200 + 1046,64}{1200} \cdot 945,86 = 1771 \text{ lb}$$

i. Menentukan Lebar gigi

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} = \frac{1771}{2 \cdot 1,33 \cdot 384} = 1,44$$

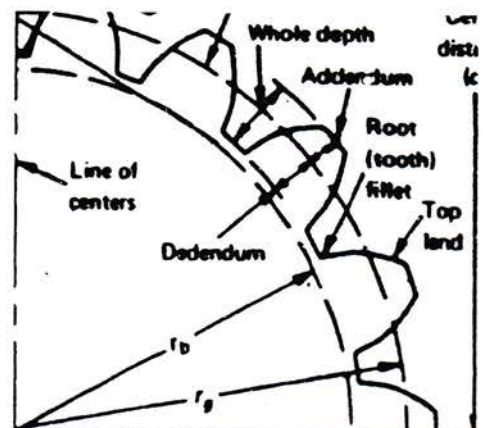
dimana :

$$Q = \frac{2 \times d_7}{d_7 + d_9} = \frac{2 \cdot 4}{4 + 2} = 1,33$$

$K = 384$ (stiel BHN 375) tabel 10.11

- cek lebar gigi $\frac{9}{p} < b < \frac{13}{p}$

$$1,28 < 1,44 < 1,86 \text{ (Aman)}$$



j. Beban Ijin Bending (Fb)

$$Fb = \frac{So \times b \times Y}{p}$$

Dari tabel 10.2 didapat :

$$Y7 = 0.417 \text{ (untuk } Nt_7 = 28 \text{ gigi)}$$

$$Y8 = 0.417 \text{ (untuk } Nt_7 = 28 \text{ gigi)}$$

$$Y9 = 0.307 \text{ (untuk } Nt_9 = 14 \text{ gigi)}$$

- bahan stell SAE 2320 mempunyai $So = 50.000$ psi (Tabel 10.3)

$$Fb_{7,8} = \frac{50.000 \times 1.73 \times 0.417}{7} = 5152,9 \text{ psi}$$

$$Fb_9 = \frac{50.000 \times 1.1,73 \times 0.307}{7} = 3793,6 \text{ psi}$$

k. Tegangan ijin maksimum

$$Sad = \frac{Sat \cdot Kl}{Kt \cdot Kr} < T_t \frac{Ft \times Ko \times P \times Kj \times Km}{Kv \times bx j}$$

Dimana :

- $Ko = 1$ (tabel 10-4)
- $Ks = 1$ (spur gear)
- $Km = 1,3$ (tabel 10-5)
- $J = 0.340$ (untuk pinion)
- $Kv = 1$
- $Kl = 1$
- $Kt = 1$ (temperatur pelumasan kurang dari 250 *F)
- $Kr = 1,33$
- $Sat = 40000$ (BHN 300) tabel 10-7

$$\frac{40000 \cdot 1}{1 \cdot 1,33} > \frac{945,86 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 1,3}{1 \cdot 1,73 \cdot 0,335}$$

30075,2 psi > 14851,7 psi (maka perencanaan roda gigi aman)

4.2. Perencanaan Poros**4.2.1. Perencanaan Poros I**

Data yang diketahui:

- Daya input (N_{in}) = 30 hp
- Putaran input (n_{in}) = 5000 rpm
- Sudut kontak (θ) = 25°
- Gaya yang terjadi

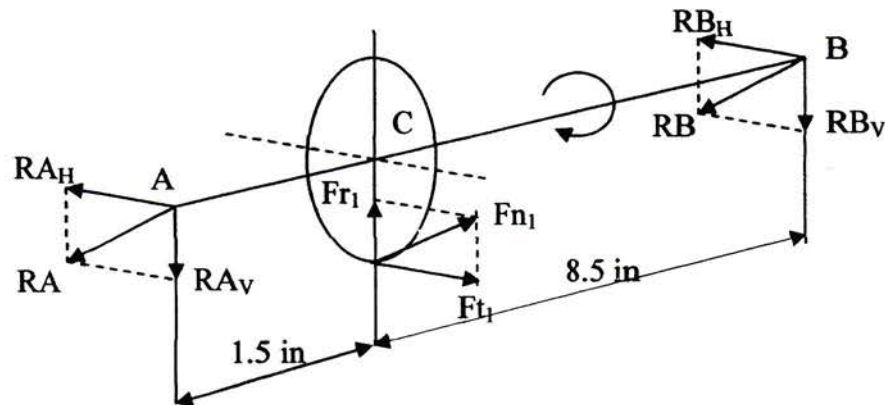
$$F_{t1} = 945,86 \text{ lb} \quad F_{r1} = 441,1 \text{ lb} \quad F_{n1} = 1043,64 \text{ lb}$$

$$F_{t3} = 568,1 \text{ lb} \quad F_{r3} = 264,9 \text{ lb} \quad F_{n3} = 626,83 \text{ lb}$$

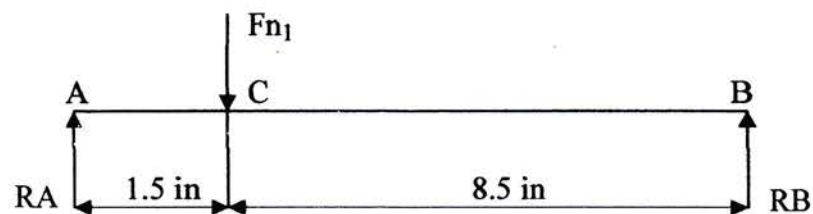
$$F_{t5} = 440,96 \text{ lb} \quad F_{r5} = 205,62 \text{ lb} \quad F_{n5} = 486,55 \text{ lb}$$

$$F_{t7} = 945,86 \text{ lb} \quad F_{r7} = 441,1 \text{ lb} \quad F_{n7} = 1043,64 \text{ lb}$$

a. Perencanaan poros I kondisi 1



➤ Analisa momen bending



Reaksi di A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{n1} \times 1,5 - R_B \times 10 = 0$$

$$R_B = \frac{F_{n1} \times 1,5}{10} = \frac{1043,64 \times 1,5}{10} = 156,55 \text{ lb}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

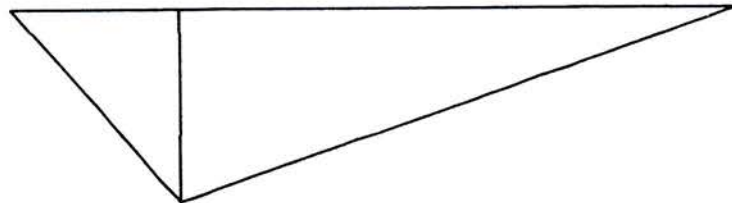
$$RA - Fn_1 + RB = 0$$

$$RA = Fn_1 - RB$$

$$RA = 1043,64 - 156,55 = 887,1 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AC

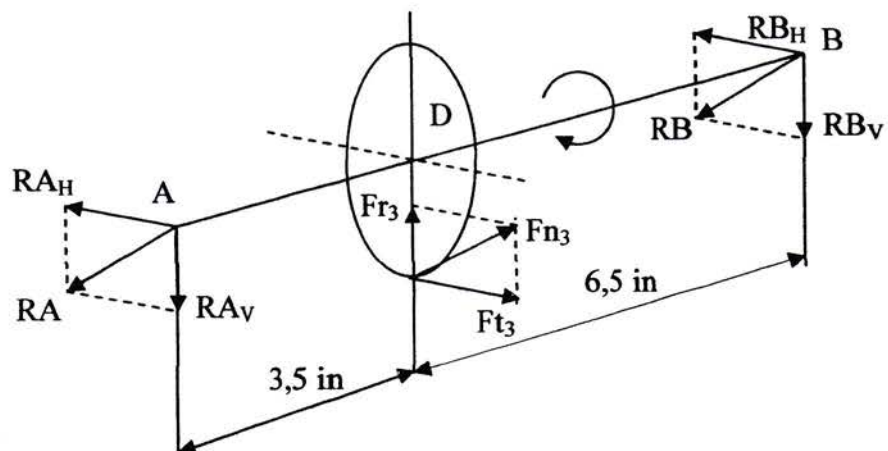
$$MC = 887,1 \times 1,5 = 1330,65 \text{ lbin}$$



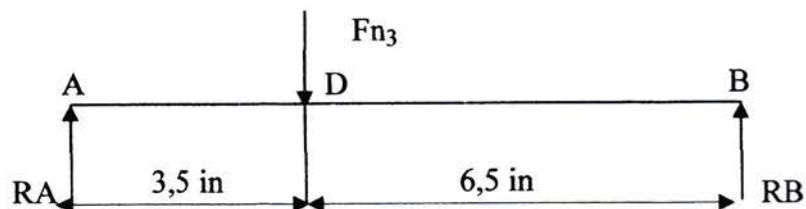
1330,6 lbin

Diagram momen poros I kondisi 1

b. Perencanaan poros I kondisi 2



➤ Analisa momen bending



Reaksi di A dan B

$$\Sigma MA = 0$$

$$Fn_3 \times 3,5 - RB \times 10 = 0$$

$$RB = \frac{Fn_3 \times 1,5}{10} = \frac{1043,64 \times 1,5}{10} = 156,55 \text{ lb}$$

$$\Sigma MB = 0$$

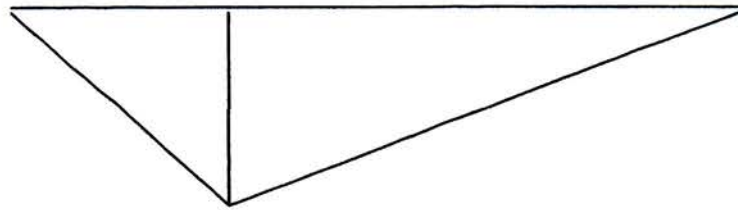
$$RA - Fn_3 + RB = 0$$

$$RA = Fn_3 - RB$$

$$RA = 626,83 - 219,4 = 407,43 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AC

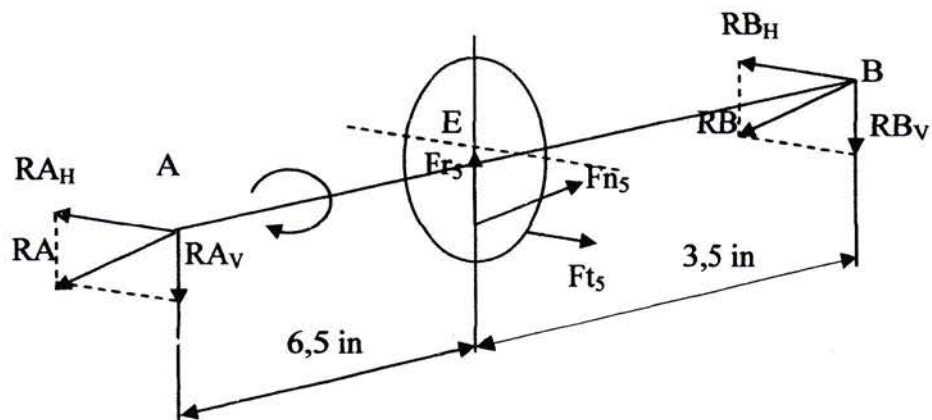
$$MC = 407,43 \times 3,5 = 1426 \text{ lbin}$$



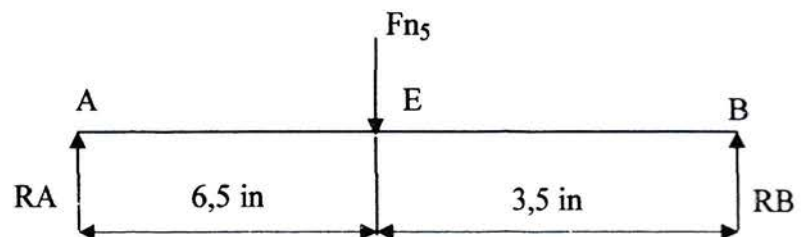
1426 lbin

Diagram momen poros I kondisi 2

c. Perencanaan poros I kondisi 3



➤ Analisa momen bending



Reaksi di A dan B

$$\Sigma MA = 0$$

$$Fn_5 \times 6,5 - RB \times 10 = 0$$

$$RB = \frac{Fn_5 \times 6,5}{10} = \frac{486,55 \times 6,5}{10} = 316,26 \text{ lb}$$

$$\Sigma MB = 0$$

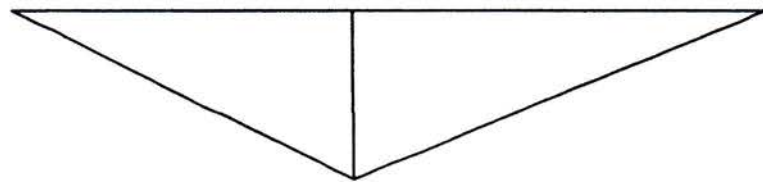
$$RA - Fn_5 + RB = 0$$

$$RA = Fn_5 - RB$$

$$RA = 486,55 - 316,26 = 170,3 \text{ lb}$$

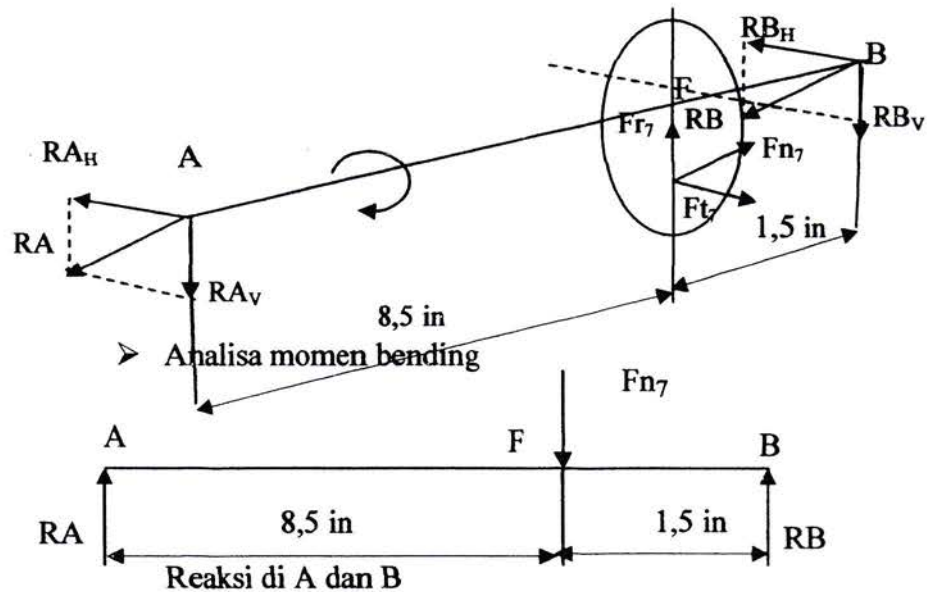
➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AE

$$ME = 170,3 \times 6,5 = 1106,95 \text{ lbin}$$



1106,95 lbin
Diagram momen poros I kondisi 3

d. Perencanaan poros I kondisi 4



$$\Sigma MA = 0$$

$$Fn_7 \times 8,5 - RB \times 10 = 0$$

$$RB - \frac{Fn_7 \times 8,5}{10} = \frac{1043,64 \times 8,5}{10} = 887,1 \text{ lb}$$

$$\Sigma MB = 0$$

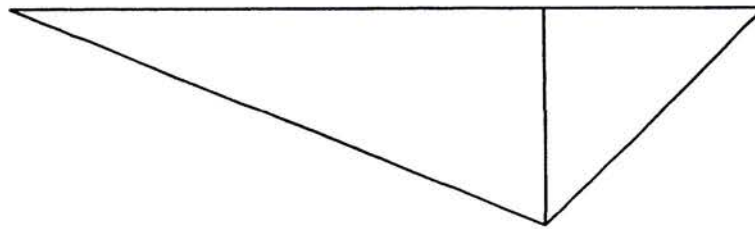
$$RA - Fn_7 + RB = 0$$

$$RA = Fn_7 - RB$$

$$RA = 1043,64 - 887,1 = 156,54 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AF

$$MF = 156,54 \times 8,5 = 1330,65 \text{ lbin}$$



1330,65 lbin

Diagram momen poros I kondisi 4

4.2.2 Perencanaan diameter poros I

Momen yang terjadi :

Kondisi 1 : 1330,65 lbin (MC)

Kondisi 2 : 1426 lbin (MD)

Kondisi 3 : 1106,95 lbin (ME)

Kondisi 4 : 1330,65 lbin (MF)

Dimana: M max = 1426 lbin (MC)

T = 945 lbin

Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1095 HR dengan $Syp = 83.000$ psi (tabel A-2 Apendix A) dengan angka keamanan $Ak = 3$.

$$\tau_{\max} = \frac{0,58Sp}{Ak} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(Mb \max)^2 + (T)^2}$$

Diameter poros

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times Ak}{\pi \times 0,58 \times Syp} \sqrt{(Mb \max)^2 + (T)^2}}$$

$$\geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 3}{\pi \times 0,58 \times 83000} \sqrt{(1426)^2 + (945)^2}}$$

$$D = 0.86 \text{ "}$$

Dengan memperhitungkan ukuran bantalan yang tersedia maka diameter poros diambil 0,86 in

Pengecekan kekuatan poros

- Tegangan geser yang terjadi maximum yang diijinkan dari bahan (Ss)

$$\begin{aligned} S_{syp} &= \frac{0,58 \times S_{yp}}{A_k} \\ &= \frac{0,58 \times 83000}{3} = 16046,7 \text{ psi} \end{aligned}$$

- Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_{\max})

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{32 \times M \max}{\pi \cdot D^3} \\ &= \frac{32 \cdot 1426}{3,14 \cdot (0,86)^3} = 22931 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{16 \cdot T1}{\pi \cdot D^3} \\ &= \frac{16 \cdot 945}{3,14 \cdot (0,86)^3} = 7598 \text{ psi} \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{22931}{2}\right)^2 + (7598)^2} = 13754,5 \text{ psi} \end{aligned}$$

Karena $\tau_{\max} < S_{yp}$ maka perencanaan diameter poros I aman.

4.2.2. Perencanaan poros II

Data yang diketahui:

- Daya input (N_{in}) = 30 hp
- Putaran input (n_{in}) = 2000 rpm
- Sudut kontak (θ) = 25°
- Gaya yang terjadi :

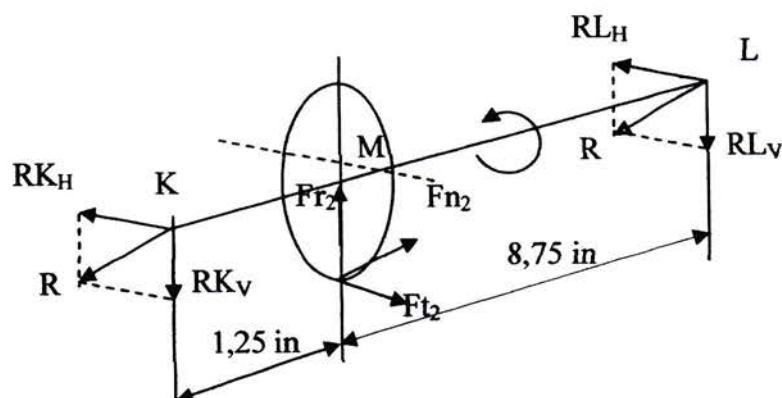
$$F_{t2} = 945,86 \text{ lb} \quad F_{r2} = 441,1 \text{ lb} \quad F_{n2} = 1043,64 \text{ lb}$$

$$F_{t4} = 568,1 \text{ lb} \quad F_{r4} = 264,9 \text{ lb} \quad F_{n4} = 626,83 \text{ lb}$$

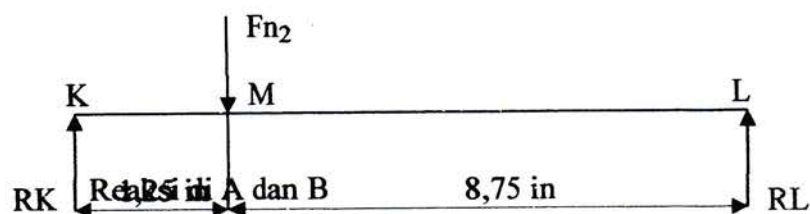
$$F_{t6} = 440,96 \text{ lb} \quad F_{r6} = 205,62 \text{ lb} \quad F_{n6} = 486,55 \text{ lb}$$

$$F_{t9} = 945,86 \text{ lb} \quad F_{r9} = 441,1 \text{ lb} \quad F_{n9} = 1043,64 \text{ lb}$$

a. Perencanaan poros II kondisi 1



➤ Analisa momen bending



$$\Sigma MK = 0$$

$$F_{n2} \times 1,25 - RL \times 10 = 0$$

$$RL = \frac{F_{n2} \times 1,25}{10} = \frac{1043,64 \times 1,25}{10} = 130,46 \text{ lb}$$

$$\Sigma ML = 0$$

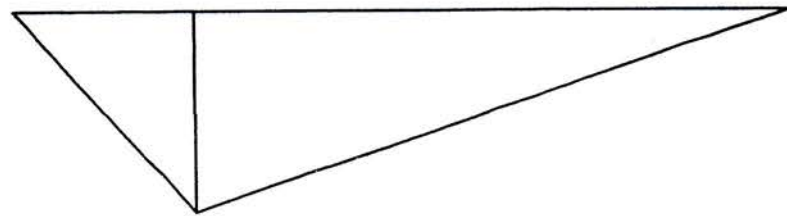
$$RK - F_{n2} + RL = 0$$

$$RK = Fn_2 - RL$$

$$RL = 1043,64 - 130,46 = 913,2 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AC

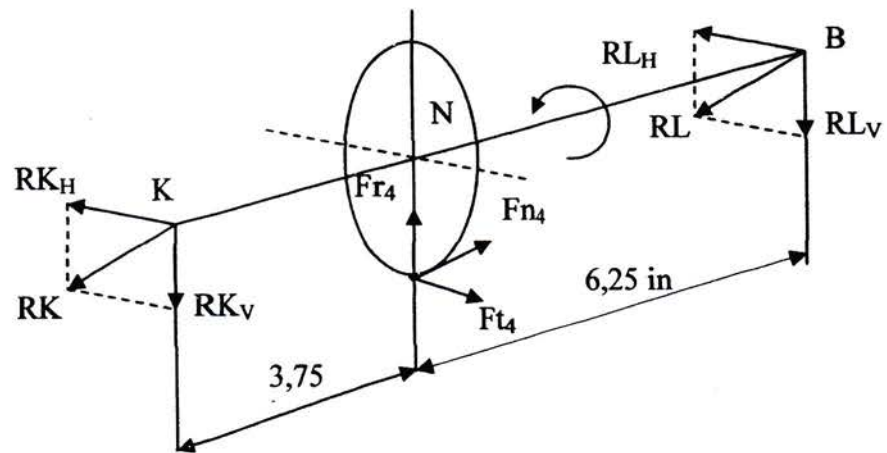
$$MM = 913,2 \times 1,25 = 1141,5 \text{ lbin}$$



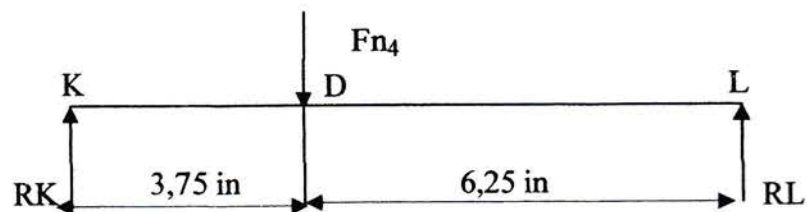
1141,5 lb

Diagram momen poros II kondisi 1

b. Perencanaan poros II kondisi 2



➤ Analisa momen bending



Reaksi di K dan L

$$\Sigma MK = 0$$

$$Fn_4 \times 3,25 - RL \times 10 = 0$$

$$RL = \frac{Fn_4 \times 3,25}{10} = \frac{628,83 \times 3,75}{10} = 235,81 \text{ lb}$$

$$\Sigma ML = 0$$

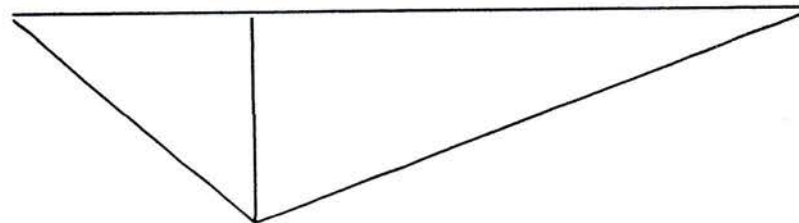
$$RK - Fn_4 + RL = 0$$

$$RK = Fn_4 - RL$$

$$RK = 628,83 - 235,8 = 393,03 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah KN

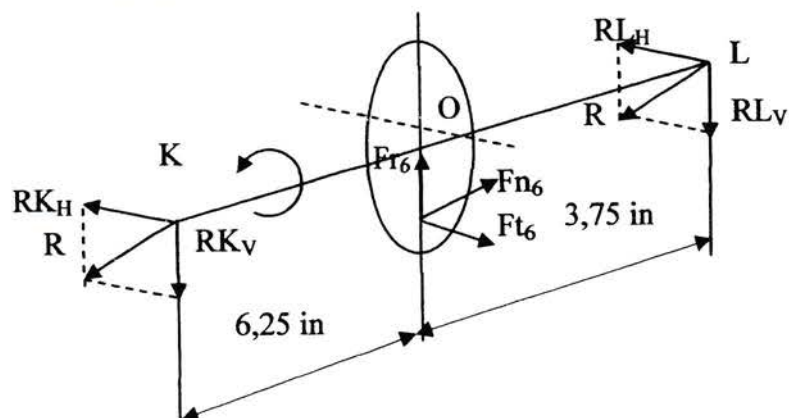
$$MN = 393,03 \times 3,75 = 1473,86 \text{ lbin}$$



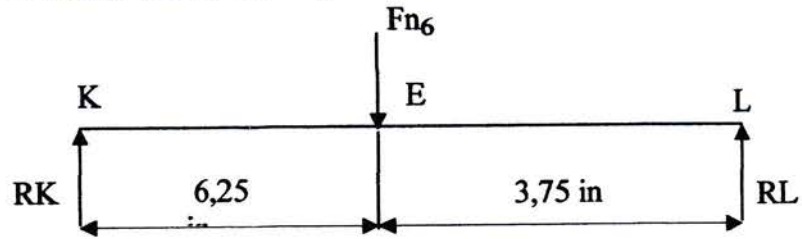
1473,86 lbin

Diagram momen poros II kondisi

4.1.1. Perencanaan Poros II Pada kondisi 3



➤ Analisa momen bending



Reaksi di K dan L

$$\Sigma MK = 0$$

$$F_{n6} \times 6,25 - R_L \times 10 = 0$$

$$R_L = \frac{F_{n6} \times 6,25}{10} = \frac{486,55 \times 6,25}{10} = 304,1 \text{ lb}$$

$$\Sigma ML = 0$$

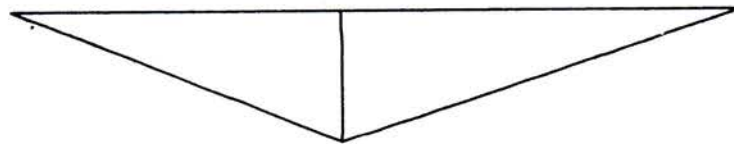
$$R_K - F_{n6} + R_L = 0$$

$$R_K = F_{n6} - R_L$$

$$R_K = 486,55 - 304,1 = 182,45 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah KO

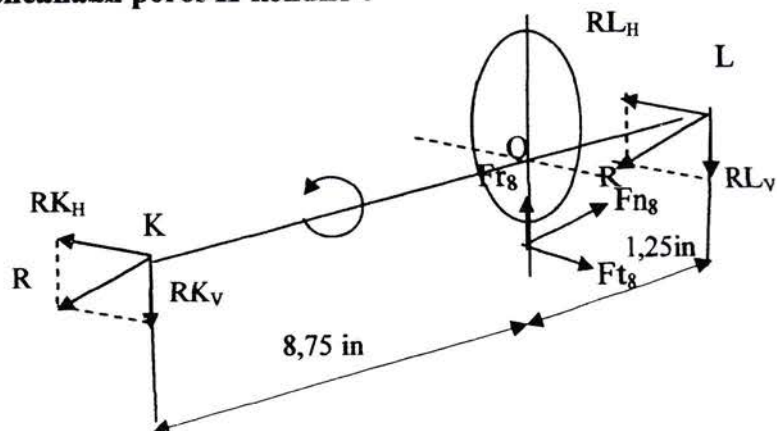
$$M_O = 182,45 \times 6,25 = 1140,3 \text{ lbin}$$



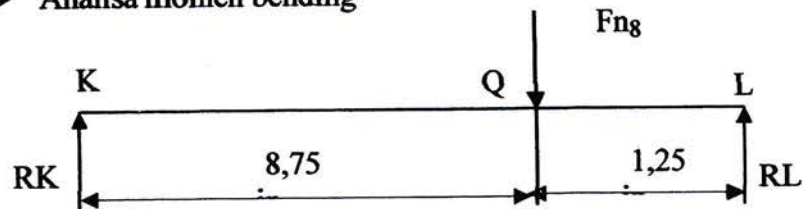
1140,3 lbin

Diagram momen poros II kondisi 3

c. Perencanaan poros II kondisi 4



➤ Analisa momen bending



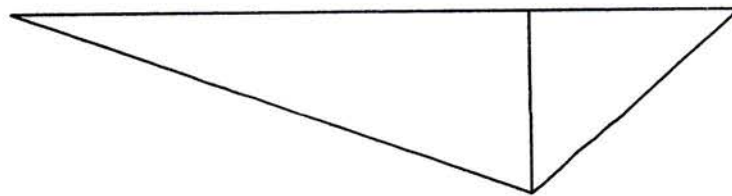
Reaksi di K dan L

$$\Sigma MK = 0 \quad F_{n9} \times 8,75 - R_L \times 10 = 0$$

$$R_L = \frac{F_{n9} \times 8,75}{10} = \frac{1043,64 \times 8,75}{10} = 913,2 \text{ lb}$$

$$\Sigma ML = 0 \quad R_K - F_{n9} + R_L = 0 \quad R_K = F_{n9} - R_L = 1043,64 - 913,2 = 130,46 \text{ lb}$$

Momen bending yang terjadi pada poros daerah AF : $M_Q = 130,46 \times 8,75 = 1141,5$ lbin



1141,5 lbin

Diagram momen poros II kondisi 4

4.3.2. Perencanaan diameter poros II

Momen yang terjadi :

Kondisi 1 : 1141,5 lbin (MC)

Kondisi 2 : 1473,86 lbin (MD)

Kondisi 3 : 1140,3 lbin (ME)

Kondisi 4 : 1141,5 lbin (MF)

Dimana: $M_{\max} = 1473,86$ lbin (MC)

$T = 945$ lbin

Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1095 HR dengan $S_{yp} = 83.000$ psi (tabel A-2 Appendix A) dengan angka keamanan $A_k = 3$.

$$\tau_{\max} = \frac{0,58S_p}{A_k} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(M_{b \max})^2 + (T)^2}$$

Diameter poros

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times Ak}{\pi \times 0,58 \times Syp} \sqrt{(Mb \max)^2 + (T)^2}}$$

$$\geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 3}{\pi \times 0,58 \times 83000} \sqrt{(1473,86)^2 + (945)^2}}$$

$$D = 0.65 \text{ "}$$

Dengan memperhitungkan ukuran bantalan yang tersedia maka diameter poros diambil 0,65 in

Pengecekan kekuatan poros

- Tegangan geser yang terjadi maximum yang diijinkan dari bahan (Ss)

$$Ssyp = \frac{0,58 \times Syp}{Ak}$$

$$= \frac{0,58 \times 83000}{3} = 16046,7 \text{ psi}$$

- Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ max)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Dimana:

$$\sigma_x = \frac{32 \times M \max}{\pi \cdot D^3}$$

$$= \frac{32 \cdot 1473,86}{3,14 \cdot (0,65)^3} = 54714 \text{ psi}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot T1}{\pi \cdot D^3}$$

$$= \frac{16 \cdot 945}{3,14 \cdot (0,65)^3} = 17581,4 \text{ psi}$$

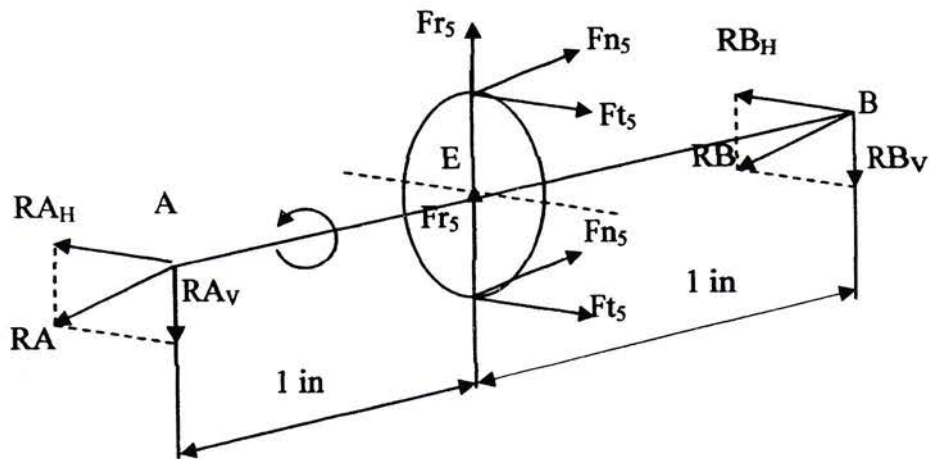
Maka:

$$\tau \max = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

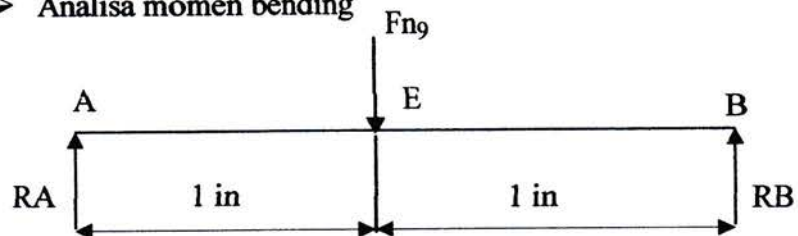
$$= \sqrt{\left(\frac{54714}{2}\right)^2 + (17581,4)^2} = 15031,4 \text{ psi}$$

Karena $\tau_{max} < S_{yp}$ maka perencanaan diameter poros I aman.

4.1.2. Perencanaan poros III



➤ Analisa momen bending



Reaksi di A dan B

$$\Sigma MA = 0$$

$$Fn_5 \times 1 - RB \times 2 = 0$$

$$RB = \frac{Fn_5 \times 1}{10} = \frac{1043,64 \times 1}{10} = 521,82 \text{ lb}$$

$$\Sigma MB = 0$$

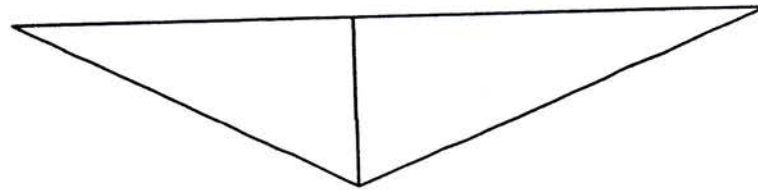
$$RA - Fn_9 + RB = 0$$

$$RA = Fn_9 - RB$$

$$RA = 1043,64 - 521,82 = 521,82 \text{ lb}$$

➤ Momen bending yang terjadi pada poros daerah AE

$$ME = 521,82 \times 1 = 521,82 \text{ lbin}$$



521,82 lbin

Diagram momen poros III

4.4.2 Perencanaan diameter poros III

Momen yang terjadi :

$$M_{\max} = 521,82 \text{ lbin}$$

$$T = 945 \text{ lbin}$$

Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1095 HR dengan $S_{yp} = 83.000$ psi (tabel A-2 Appendix A) dengan angka keamanan $A_k = 3$.

$$\tau_{\max} = \frac{0,58 S_p}{A_k} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(M_{b \max})^2 + (T)^2}$$

Diameter poros III

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times A_k}{\pi \times 0,58 \times S_{yp}} \sqrt{(M_{b \max})^2 + (T)^2}}$$

$$\geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 3}{\pi \times 0,58 \times 83000} \sqrt{(521,82)^2 + (945)^2}}$$

$$D = 0,79 \text{ in}$$

Dengan memperhitungkan ukuran bantalan yang tersedia maka diameter poros diambil 0,79 in

Pengecekan kekuatan poros

- Tegangan geser yang terjadi maximum yang diijinkan dari bahan (S_s)

$$S_{syp} = \frac{0,58 \times S_{yp}}{A_k}$$

$$= \frac{0,58 \times 83000}{3} = 16046,7 \text{ psi}$$

- Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_{\max})

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \alpha x &= \frac{32 \times M \max}{\pi \cdot D^3} \\ &= \frac{32 \cdot 521,82}{3,14 \cdot (0,79)^3} = 10773 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{16 \cdot T1}{\pi \cdot D^3} \\ &= \frac{16 \cdot 945}{3,14 \cdot (0,79)^3} = 9755 \text{ psi} \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{\alpha x}{2}\right)^2 + \tau^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{10773}{2}\right)^2 + (9755)^2} = 11143,36 \text{ psi} \end{aligned}$$

Karena $\tau_{\max} < Syp$ maka perencanaan diameter poros I aman.

4.5. Perencanaan pasak

a. Perencanaan pasak pada poros I

Data yang diketahui :

- Bahan pasak AISI 5210 CD Syp = 179000 psi (tabel A-2 Appendix)
- Angka keamanan (Ak) = 2
- Diameter poros (D) = 0,86 in
- Tinggi pasak = $\frac{1}{8}$
- Lebar pasak = $\frac{1}{8}$
- Torsi (T) = 945 lbin.

a. Perhitungan panjang pasak

$$L \geq \frac{F \cdot Ak}{W \cdot syp}$$

$$L \geq \frac{2197,67 \cdot 2}{1/8 \cdot 179000} = 0,21 \text{ in}$$

b. Gaya yang bekerja pada pasak

$$F = \frac{2 \cdot T}{n \cdot D} = \frac{2 \cdot 945}{1,086} = 2197,67 \text{ lb}$$

c. Pengecekan kekuatan pasak

- Ditinjau dari tegangan geser ($L = b = 1 \text{ in}$)

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{F}{W \cdot L} = \frac{2197,67}{1/8 \cdot 1} = 17581,36 \text{ psi}$$

- Ditinjau dari tegangan tekan / kompresi

$$\tau_c = \frac{F}{A}$$

$$\tau_c = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L} = \frac{2197,67}{0,5 \cdot 1/8 \cdot 1} = 35162,72 \text{ psi}$$

Syarat perencanaan aman : τ_s dan $\tau_c < S_{syp}$

$$\begin{aligned} \text{Dimana: } S_{syp} &= \frac{0,58 \times syp}{Ak} \\ &= \frac{0,58 \cdot 179000}{2} = 51910 \text{ psi} \end{aligned}$$

karena τ_s dan $\tau_c < S_{syp}$ Maka perencanaan pasak aman.

b. Perencanaan pasak pada poros II

Data yang diketahui :

- Bahan pasak AISI 5210 CD Syp = 179000 psi (tabel A-2 Appendix)
- Angka keamanan (Ak) = 2
- Diameter poros (D) = 0,65 in
- Tinggi pasak = $\frac{1}{8}$

- Lebar pasak $= \frac{1}{8}$
- Torsi (T) $= 945 \text{ lbin.}$

- Perhitungan panjang pasak

$$L \geq \frac{F \cdot Ak}{W \cdot syp}$$

$$L \geq \frac{2907,69 \cdot 2}{1/8 \cdot 179000} = 0.26 \text{ in}$$

- d. Gaya yang bekerja pada pasak

$$F = \frac{2 \cdot T}{n \cdot D} = \frac{2 \cdot 945}{1,0,65} = 2907,69 \text{ lb}$$

- e. Pengecekan kekuatan pasak

- Ditinjau dari tegangan geser ($L = b = 1 \text{ in}$)

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{F}{W \cdot L} = \frac{2907,69}{1/8 \cdot 1} = 23261,52 \text{ psi}$$

- Ditinjau dari tegangan tekan / kompresi

$$\tau_c = \frac{F}{A}$$

$$\tau_c = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L} = \frac{2392,41}{0,5 \cdot 1/8 \cdot 1} = 38278,56 \text{ psi}$$

Syarat perencanaan aman : τ_s dan $\tau_c < Ssyp$

$$\begin{aligned} \text{Dimana: } Ssyp &= \frac{0,58 \times syp}{Ak} \\ &= \frac{0,58 \cdot 179000}{2} = 51910 \text{ psi} \end{aligned}$$

karena τ_s dan $\tau_c < Ssyp$ Maka perencanaan pasak aman.

c. Perencanaan pasak pada poros III

Data yang diketahui :

- Bahan pasak AISI 5210 CD Syp = 179000 psi (tabel A-2 Appendix)
- Angka keamanan (Ak) = 2
- Diameter poros (D) = 0,79 in
- Tinggi pasak = $\frac{1}{8}$
- Lebar pasak = $\frac{1}{8}$
- Torsi (T) = 945 lbin.

- Perhitungan panjang pasak

$$L \geq \frac{F \cdot Ak}{W \cdot syp}$$

$$L \geq \frac{2392,41 \cdot 2}{1/8 \cdot 179000} = 0,21 \text{ in}$$

- Gaya yang bekerja pada pasak

$$F = \frac{2 \cdot T}{n \cdot D} = \frac{2 \cdot 945}{1 \cdot 0,79} = 2392,41 \text{ lb}$$

- Pengecekan kekuatan pasak

- Ditinjau dari tegangan geser (L = b = 1 in)

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{F}{W \cdot L} = \frac{2392,41}{1/8 \cdot 1} = 19139,3 \text{ psi}$$

- Ditinjau dari tegangan tekan / kompresi

$$\tau_c = \frac{F}{A}$$

$$\tau_c = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L} = \frac{2392,41}{0,5 \cdot 1/8 \cdot 1} = 38278,56 \text{ psi}$$

Syarat perencanaan aman : τ_s dan $\tau_c < Ssyp$

$$\text{Dimana: } Ssyp = \frac{0,58 \times syp}{Ak}$$

$$= \frac{0,58.179000}{2} = 51910 \text{ psi}$$

Karena τ_s dan $\tau_c < S_{syp}$, maka perencanaan pasak aman.

4.6. Perencanaan Bantalan

4.6.1. Perencanaan Bantalan pada Poros

Data-data yang diketahui :

Roda gigi	RA (lb)	Fn (lb)
1	887,1	1043,64
2	407,43	626,83
3	170,3	486,55
Rivers	156,54	1043,64

- Kecepatan putaran (n input) = 2000 rpm
- Diameter poros (D) = 0,86 in
- $F_r = F_n$ = 1043,64 lb
- Jenis bantalan double row notch ball dengan dimension series 32, C = 5410 lb (table 9-3)

➤ Mencari Beban Equivalen

$$P = F_s (x \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$P = 1 (0,5 \cdot 1 \cdot 1043,64 + 0)$$

$$= 521,82 \text{ lb}$$

Dimana :

- $F_r = 1043,64 \text{ lb}$
- $X = 0,5$ (tabel 9-5)
- $V = 1$ (ring dalam berputar)
- $Y = 0$ (tabel 9-5)
- $F_s = 1$ (tabel 9-8, uniform and steady load)
- $F_a = 0$ (tanpa gaya aksial)

➤ Perhitungan umur bantalan

dimana:

$b = \text{konstanta bantalan} = 3$

$n = \text{putaran poros} = 2.000 \text{ rpm}$

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \\ &= \left(\frac{5410}{521,82} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.2000} \\ &= 9286,42 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.7. Perencanaan Pelumasan

Data-data yang diketahui :

- Putaran (n input) = 2000 rpm
- Temperatur operasi = 150 ° F
- D x n = 25 x 2000 = 50.000 (temperatur kerja 150 ° F)
- Minyak pelumas dengan viskositas 120 SUS pada temperatur 150 ° F

➤ Viskositas Absolut (Z)

$$Z = \rho t \times \left[0,22 \cdot S - \frac{180}{S} \right]$$

Dimana :

Z = Viskositas absolute pada temperature f dalam centi point (cp)

ρt = 'spesifik gravity' pelumas pada temperature f

S = 120 (grafik 9-40) Say belt Universal Second (SUS)

➤ Spesifik Grafity (ρt)

Pada temperatur standart 60 °F dengan $\rho_{60} = 0,89$ dan t (temp. test

$$^{\circ}F, t = 150^{\circ}F$$

$$\begin{aligned} \rho t &= \rho_{60} - 0,00035 \times (t - 60) \\ &= 0,89 - 0,00035 \times (150 - 60) \\ &= 0,86 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 Z &= 0,86 \times \left[0,22 \times 120 - \frac{180}{120} \right] \\
 &= 0,86 \times 24,9 \\
 &= 21,41 \text{ Cp}
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$1 \text{ cp} = 0,145 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

➤ **viskositas absolute dalam reyns :**

$$\begin{aligned}
 \mu &= Z(0,145 \times 10^{-6}) \\
 \mu &= 21,376(0,145 \times 10^{-6}) \\
 \mu &= 3,104 \times 10^{-6} \text{ reyns}
 \end{aligned}$$

Viskositas kinematik :

$$\begin{aligned}
 \nu_t &= \frac{Z}{\rho} \\
 &= \frac{21,41}{0,86} \\
 &= 24,894 \text{ cs}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapat, viskositas absolute ($\mu = 3,104 \cdot 10^{-6}$ reyns) dengan temperatur kerja $150^{\circ} F$ maka dari grafik (8-13) dapat diketahui jenis minyak pelumas yang dipakai adalah jenis SAE 20 sampai 30, pada sistem pelumasan rendam.

BAB V

KESIMPULAN

Secara umum diketahui, bahwa untuk merencanakan suatu element mesin diperlukan ketelitian yang sangat tinggi dan dengan pertimbangan matang agar mendapatkan hasil yang sesuai dengan yang direncanakan.

Perhitungan dan pemilihan material untuk mendapatkan dimensi yang direncanakan tetap berpandangan bahwa suatu desain direncanakan sesuai dengan kebutuhan dan ukuran. Serta memenuhi syarat keamanan yang diinginkan dan memilih faktor ekonomi yang murah dengan hasil sebaik-baiknya.

Maka analisa data yang ada dapat diambil kesimpulan ukuran / dimensi dari semua komponen yang dihitung.

5.1. Roda gigi

a. Roda gigi 1

- Diameter = 2"
- Lebar = 1,44"
- Diameter addendum = 2,28"
- Diameter dedendum = 1,72"
- Bahan = Steel BHN 375

b. Roda gigi 2

- Diameter = 8 "
- Lebar = 1,44 "
- Diameter addendum = 8,28 "
- Diameter dedendum = 7,72 "
- Bahan = Steel BHN 375

c. Roda gigi 3

- Diameter = 3,33 "
- Lebar = 1,57 "
- Diameter addendum = 3,62 "

- Diameter dedendum = 2,97 "
- Bahan = Steel BHN 275

d. Roda gigi 4

- Diameter = 6,67 "
- Lebar = 1,57 "
- Diameter addendum = 6,81 "
- Diameter dedendum = 6,31 "
- Bahan = Steel BHN 275

e. Roda gigi 5

- Diameter = 4,29 "
- Lebar = 1,48 "
- Diameter addendum = 4,57 "
- Diameter dedendum = 3,93 "
- Bahan = Steel BHN 200

f. Roda gigi 6

- Diameter = 5,71 "
- Lebar = 1,48 "
- Diameter addendum = 5,99 "
- Diameter dedendum = 5,35 "
- Bahan = Steel BHN 200

g. Roda gigi 7

- Diameter = 4 "
- Lebar = 1,73 "
- Diameter addendum = 4,29 "
- Diameter dedendum = 3,64 "
- Bahan = Steel BHN 375

h. Roda gigi 8

- Diameter = 4 "
- Lebar = 1,73 "
- Diameter addendum = 4,29 "
- Diameter dedendum = 3,64 "
- Bahan = Steel BHN 375

i. Roda gigi 9

- Diameter = 2 "
- Lebar = 1,73 "
- Diameter addendum = 2,29 "
- Diameter dedendum = 1,64 "
- Bahan = Steel BHN 375

5.2. Poros

a. Poros I

- Bahan poros = AISI 1095 HR Syp 83.000 Psi
- Diameter poros = $\geq 0,86$ " = 21,84 mm
- Panjang poros = 10 "

b. Poros II

- Bahan poros = AISI 1095 HR Syp 83.000 Psi
- Diameter poros = $\geq 0,65$ " = 16,51 mm
- Panjang poros = 10 "

c. Poros III

- Bahan poros = AISI 1095 HR Syp 83.000 Psi
- Diameter poros = $\geq 0,79$ " = 20,07 mm
- Panjang poros = 2 "

5.3. Pasak

a. Pasak Poros I

- Digunakan type pasak standart flat key
- Bahan pasak = AISI 5210 CD Syp 179.000 Psi
- Diameter poros = 0,86 "
- Lebar pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- Tinggi pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- panjang pasak = 0,21 " = 5,33 mm

b. Pasak Poros II

- Digunakan type pasak standart flat key
- Bahan pasak = AISI 5210 CD Syp 179.000 Psi
- Diameter poros = 0,65 "
- Lebar pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- Tinggi pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- panjang pasak = 0,26 " = 6,6 mm

b. Pasak Poros III

- Digunakan type pasak standart flat key
- Bahan pasak = AISI 5210 CD Syp 179.000 Psi
- Diameter poros = 0,79 "
- Lebar pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- Tinggi pasak = 1/8 " = 3,16 mm
- panjang pasak = 0,21 " = 5,33 mm

5.4. Bantalan

a. Poros I

- Diameter lubang bantalan = 0,86 " = 21,84 mm
- Jenis bantalan = double Row nocth Ball Bearing
Dimension 32.

b. Poros II

- Diameter lubang bantalan = 0,65" = 16,5 mm

- Jenis bantalan = double Row nocth Ball Bearing
Dimension 32.

c. Poros III

- Diameter lubang bantalan = 0,79 " = 20,1 mm
- Jenis bantalan = double Row nocth Ball Bearing
Dimension 32.

5.5. Pelumasan

- Viscosias absolute (2) = 21,41
- Viscositas absolute dalam Reyns = $3,104 \cdot 10^{-6}$
- Viscositas kinematik (Vt) = 24,894 cs
- jenis pelumas SAE 20 – 30 pada system pelumasan rendam

DAFTAR PUSTAKA

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