



**TUGAS AKHIR (*Desain*) – TM091486**

**RANCANG BANGUN MULTIPURPOSE DRIVETRAIN UNTUK  
MENINGKATKAN UTILITAS ATAU PENDAYAGUNAAN KENDARAAN  
MULTIGUNA PEDESAAN**

**MUCHAMMAD JAMIL  
NRP 2110.105.016**

**Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT (*DESAIN*) – TM091486

MULTIPURPOSE DRIVETRAIN DESIGN TO IMPROVE OR UTILITY  
VEHICLE MULTIPURPOSE UTILIZATION OF RURAL

MUCHAMMAD JAMIL  
2110105016

Advisor

Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., phd.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2014

**RANCANG BANGUN MULTIPURPOSE DRIVETRAIN  
UNTUK MENINGKATKAN UTILITAS ATAU  
PENDAYAGUNAAN KENDARAAN MULTIGUNA  
PEDESAAN**

**Nama** : Muchammad Jamil  
**NRP** : 2110105016  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Ir Nyoman Sutantra ,Msc ,PhD  
: Yohanes, ST. MSc.Eng

**Abstrak**

*Transmisi multiguna adalah sistem transmisi yang ditambahkan dan dipasang setelah transmisi manual. Fungsi utamanya adalah untuk menyalurkan daya dari engine dan memberikan perubahan rasio untuk menyesuaikan dengan kondisi kerja atau mode operasi. Transmisi multiguna memiliki fungsi tambahan berupa fasilitas pengalihan daya untuk memproses hasil pertanian. Pada tugas akhir ini membahas tentang Perancangan transmisi multiguna meliputi perancangan Planetary gear set dan mekanisme pemindah kondisi kerja. Perancangan juga didukung dengan analisa kekuatan roda gigi dengan menggunakan metoda AGMA 2001-D04, dengan service factor 1.3 sampai 1.6.*

*Perancangan dilakukan dengan memperhatikan aspek fungsional dan persyaratan desain. Selanjutnya perancangan diarahkan untuk membuat sebuah mekanisme yang menjadi model transmisi multiguna. Cara kerja mekanisme transmisi multiguna dapat diamati dengan simulasi gerak pada software solidwork.*

*Dari perancangan ini didapatkan model transmisi multiguna sesuai dengan persyaratan desain. Model Tranmisi multiguna terdiri dari sistem Planetary gear set untuk pengalih daya dan sincromize untuk perubahan rasio pada kondisi kerja.*

*Model transmisi mampu menyalurkan daya 18 kW, Torsi 49 N.m, pada putaran maksimal 3000 rpm. Didapatkan rancangan detail engineering drawing sebagai acuan untuk proses masining.*

# MULTIPURPOSE DRIVE TRAIN ARCHITECTURE TO IMPROVE THE EFFICIENT USE OF UTILITIES ON RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE

**Name** : Muchammad Jamil  
**NRP** : 2110105016  
**Department** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Academic Supervisor** : Prof. Ir Nyoman Sutantra ,Msc ,PhD  
: Yohanes, ST. MSc.Eng

## **Abstrak**

*Multipurpose transmission is added transmission system that installed after a manual transmission. Its main function is to transmit power from the engines and give change ratio to adjust the working conditions or the operating mode. The transmission has an additional function of multipurpose facilities to splitting of power for processing agricultural output. In this thesis discusses the design of transmission of Planetary gear design includes a multipurpose set of movers working conditions and mechanisms. The design is also supported by the analysis of the strength of gears by using the method of AGMA 2001-D04, with service factor 1.3 to 1.6.*

*The design is done with attention to the aspects of functional and design requirements. Next the design is directed to create a mechanism that became a model for Multipurpose transmission. The workings of the transmission mechanism can be observed with a multi-purpose simulation of motion on solidwork software.*

*From the design of this transmission model multipurpose obtained in accordance with the requirements of the design. Transmission Model consists of a system of Planetary gear sets for power and synchronize switcher to change the ratio of the working conditions. Transmission Model is able to channel*

*the power of 18 kW, torque of 50 N. m, maximum 3000 rpm on the round. Detail engineering design of drawing derived as a reference to the process of masining.*

# MULTIPURPOSE DRIVETRAIN ARCHITECTURE TO IMPROVE THE EFFICIENT USE OF UTILITIES ON RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE

**Name** : Muchammad Jamil  
**NRP** : 2110105016  
**Department** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Academic Supervisor** : Prof. Ir Nyoman Sutantra ,Msc ,PhD  
: Yohanes, ST. MSc.Eng

## **Abstrak**

*Multipurpose transmission is added transmission system that installed after a manual transmission. Its main function is to transmit power from the engines and give change ratio to adjust the working conditions or the operating mode. The transmission has an additional function of multipurpose facilities to splitting of power for processing agricultural output. In this thesis discusses the design of transmission of Planetary gear design includes a multipurpose set of movers working conditions and mechanisms. The design is also supported by the analysis of the strength of gears by using the method of AGMA 2001-D04, with service factor 1.3 to 1.6.*

*The design is done with attention to the aspects of functional and design requirements. Next the design is directed to create a mechanism that became a model for Multipurpose transmission. The workings of the transmission mechanism can be observed with a multi-purpose simulation of motion on solidwork software.*

*From the design of this transmission model multipurpose obtained in accordance with the requirements of the design. Tranmisi multipurpose Model consists of a system of Planetary gear sets for power and sincromize switcher to change the ratio of the working conditions. Transmission Model is able to channel*

*the power of 18 kW, torque of 50 N. m, maximum 3000 rpm on the round. Detail engineering design of drawing derived as a reference to the process of masining.*



**RANCANG BANGUN MULTIPURPOSE  
DRIVETRAIN UNTUK MENINGKATKAN UTILITAS  
ATAU PENDAYAGUNAAN KENDARAAN  
MULTIGUNA PEDESAAN**

**TUGAS AKHIR**

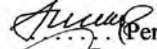
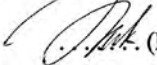
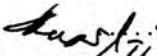
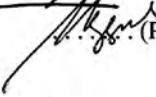
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Bidang Studi Desain  
Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

Oleh:

**MUCHAMMAD JAMIL**

NRP. 2110 105 016

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,  (Pembimbing)  
Msc., PhD.
2. Yohanes, ST.,  (Penguji I)  
Msc.Eng.
3. Ir. Yunarko Triwarno,  (Penguji II)  
MT.
4. Dr. Eng. Unggul  (Penguji III)  
Wasiwitono, M. Eng., Sc.

SURABAYA  
JANUARI 2014

## KATA PENGANTAR

*Assalamu'alaikum wr .wb*

Segala puji bagi Allah SWT, Tuhan semesta alam, tiada daya dan upaya selain kehendak-Nya yang senantiasa melimpahkan rahmat dan bimbingan-Nya bagi penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul:

**“RANCANG BANGUN MULTI PURPOSE DRIVE TRAIN  
UNTUK MENINGKATKAN UTILITAS ATAU  
PENDAYAGUNAAN KENDARAAN MULTIGUNA  
PEDESAAN ”.**

Tugas Akhir ini merupakan bagian dari persyaratan untuk menyelesaikan studi jenjang sarjana dalam bidang studi desain pada Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari akan keterbatasan dan ketidaksempurnaan diri penulis, sehingga kritik dan saran sangat diharapkan demi perbaikan Tugas Akhir ini. Akhirnya penulis berharap ada manfaat dengan selesainya penyusunan Tugas Akhir ini. Dengan selesainya tugas akhir ini, penulis menyampaikan terima kasih sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua saya, ayah Muchtarom, S.Ag. dan ibu Ainun Chasanah yang selalu memotivasi dan selalu mendo'akan demi keberhasilan saya. kasih saying ayah dan ibu takkan pernah mampu terbayar.
2. Bapak Bambang Pramujati, ST. MSc.Eng, Ph.D selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin, yang mengajarkan makna sebuah keteladanan.serta Bapak prof.Ir. Sutardi.
3. Bapak Prof. Ir.I Nyoman Sutantra, Msc, Ph.D dan Bapak Yohanes, ST.MSc.Eng. selaku dosen pembimbing yang selalu siap memberikan nasehat dan motifasi serta mengarahkan sampai Tugas Akhir saya selesai. Serta bapak

Dr.Eng. Unggul Wasiwitono ST,MSc. Dan Ir Yunarko Triwinarno MT.selaku dosen penguji.

4. Sahabat-sahabat terbaik saya : Firman andriansyah, Fitra Ahmad, Aditya Mahardika, Didik kusbiantoro, mbak tri saraswati, Hasan mabruri, Gara wardana, Kasworo, Iqbal Rizki, dan segenap sahabat Marine Engineering 05 B yang selalu mendukung dan mendoakan kelancaran *study* saya.
5. Teman-teman seperjuangan Lintas Jalur Teknik Mesin 2009 yang selalu memberikan semangat untuk segera menyelesaikan *study* saya di Teknik Mesin ITS ini.
6. Orang-orang yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, yang telah memberikan banyak dukungan dan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis sangat menyadari bahwa tugas akhir ini jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu segala kritik dan saran akan penulis terima, besar harapan penulis makalah tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan bagi siapapun yang membaca tugas akhir ini.

*wassalamu'alaikum wr .wb*

Surabaya, Januari 2014

Penulis



Muchammad Jamil, lahir di kota jombang jawa timur pada tanggal 06 desember 1985 putera dari Muchtarom, S. Ag. Dan Ainun Chasanah, A. MD. Penulis merupakan putera pertama dari empat bersaudara. Memulai pendidikan dasar di Madrasa Ibtidaiyah Nurul Huda Jombang, Penulis melanjutkan pendidikan tingkat pertama di

Madrasah Tsanawiyah AL-Ihsan Jombang, pada tahun 2001 penulis melanjutkan Pendidikan di SMK 10 Nopember Jombang. Pada tahun 2005 penulis melanjutkan pendidikan diploma jurusan Teknik Permesinan Kapal di Politeknik Perkapalan negeri Surabaya – Institut Teknologi Sepuluh Nopember dan lulus pada tahun 2008. Penulis yang mempunyai hobi olah kreatifitas karya cipta mekanisme permesinan melanjutkan pendidikan di Institut teknologi Sepuluh Nopember jurusan Teknik Mesin. Penulis menyelesaikan program sarjana pada tahun 2014.

## DAFTAR GAMBAR

Gambar	keterangan	hal
Gambar 2.1.a	Fluida diinjeksikan ke plunyer untuk menekan kopling dan meneruskan daya.	4
Gambar 2.1.b	Fluida di release dari plunyer untuk melepas kontak kopling dan memutus daya	4
Gambar 2.1.c	Planetary gear simpson dengan konstruksi yang lebih kompleks	4
Gambar 2.2	Rancang planetary gear yang diusulkan	5
Gambar 2.3	Kinematika <i>Planetary gear</i>	6
Gambar 2.4.a	Rasio atas dasar perbedaan diameter antara pinion dan <i>gear</i>	7
Gambar 2.4.b	Rasio atas dasar jumlah gigi	8
Gambar 2.5.a	Mobil gerandong ledok	10
Gambar 2.5.b	Mobil gerandong giling	11
Gambar 2.5.c	Gambar <i>Drivetrain pully dan V-belt</i> yang dipakai pada mobil gerandong	11
Gambar 2.5.d	Gambar tuas pemindah transmisi manual	12
Gambar 2.5.e	gambar konstruksi <i>sincromize</i>	13
Gambar 2.5.f	konstruksi dan komponen <i>sincromize</i> pada mobil	13
Gambar 4.1.a	Diagram aliran daya dari <i>engine</i>	20
Gambar 4.1.b	Diagram aliran daya pada <i>mode On-road</i>	21
Gambar 4.1.c	Diagram aliran daya pada <i>mode Off-road</i>	22

Gambar 4.1.d	Diagram aliran daya pada <i>mode</i> proses	23
Gambar 4.1.e	Gambar assembly komponen	24
Gambar 4.1.f	Gambar Exploded komponen	24
Gambar 4.1.g	Gambar keterangan komponen	25
Gambar 4.1.h	Pemindah tingkat transmisi menggunakan sincromize	26
Gambar 4.2.a	Poros carrier tampak isometri	27
Gambar 4.2.b	Dimensi Poros carrier	27
Gambar 4.2.c	FBD Poros carrier	27
Gambar 4.2.d	Poligon gaya tangensial	27
Gambar 4.2.e	Poros sun 3dimensi	34
Gambar 4.2.f	Sun gear dan porosnya	35
Gambar 4.2.g	Dimensi Poros sun	35
Gambar 4.2.h	Daya ditransmisikan dari 5 planet ke sun	35
Gambar 4.2.i	Free Body Diagram	35
Gambar 4.2.j	Middle shaft tampak isometri	41
Gambar 4.2.k	Dimensi middle shaft	41
Gambar 4.2.l	Pasangan middle shaft dengan ring shaft	41
Gambar 4.2.m	FBD middle shaft	41
Gambar 4.2.n	Final shaft isometri	47
Gambar 4.2.o	Dimensi final shaft	47

Gambar 4.2.p Free Body Diagram sprocket

47

## **DAFTAR TABLE**

Tabel.3.1	Rasio dan kondisi kerja	15
Tabel.3.5	Rasio dan kecepatan	62



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Untuk memenuhi kebutuhan masyarakat pedesaan akan kendaraan multiguna sebagai alat transportasi dan alat bantu proses produksi, diperlukan modifikasi terhadap kendaraan angkutan barang sejenis *pick-up*. Selain kemampuan utamanya beroperasi pada kondisi *on-road* dan *off-road*, pada modifikasi tersebut diharapkan dapat memberikan kemampuan tambahan sebagai alat bantu untuk memproses hasil pertanian. Untuk dapat memenuhi ketiga kondisi kerja tersebut di atas maka penulis mengusulkan sebuah mekanisme tambahan. Mekanisme tambahan ini kami sebut dengan Sistem transmisi multiguna *Planetary gear*. Pada sistem transmisi multiguna tersebut menggunakan *Planetary gear* satu tingkat. *Planetary gear* kami anggap mempunyai beberapa keunggulan yang akan kami gunakan sebagai pertimbangan perancangan transmisi multiguna. Keunggulan tersebut kami anggap mampu memenuhi tiga tuntutan kondisi kerja di atas. Adapun beberapa keunggulan *Planetary gear* akan kami bahas pada bab berikutnya. Dalam penelitian ini juga membahas mekanisme pemindah kondisi kerja (*switching*) dengan menggunakan *sincromize*.

### 1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dikaji dan diselesaikan dalam penelitian ini meliputi:

1. Perancangan transmisi multiguna menggunakan sistem *Planetary gear* set dengan rasio yang ditentukan.
2. Analisa kekuatan sistem *Planetary gear* set yang didasarkan pada daya maksimum *engine*. Analisa tersebut

menggunakan metode standard AGMA 2001 – D04, *service faktor* (SF) = 1,3 – 1,6.

3. Perancangan mekanisme pemindahan rasio pada kondisi kerja (*gear switching*).
4. Perancangan model transmisi multiguna.

### 1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah dihasilkan model transmisi multiguna yang memiliki satu *in-put* daya dengan tiga pilihan *out-put* kondisi kerja, dimana ketiga *out-put* tersebut mempunyai rasio yang berbeda.

### 1.4 Batasan Masalah

Pada analisa ini digunakan beberapa batasan masalah agar dapat memperjelas ruang lingkup analisa. Beberapa batasan tersebut adalah :

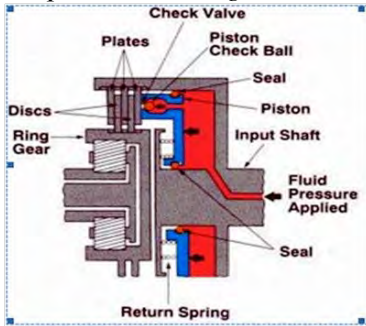
1. Rasio yang digunakan adalah rasio yang didapat dari analisa *drivertrain* yang dibahas oleh peneliti lain.
2. Penelitian hanya dibatasi pada perancangan dimensi transmisi dan spesifikasi setiap komponennya.
3. Tidak membahas analisa mekanika getaran dan analisa pelumasan.
4. Tidak membahas lebih lanjut tentang analisa proses produksi.

**(Halaman ini sengaja dikosongkan)**

## BAB II KAJIAN PUSTAKA

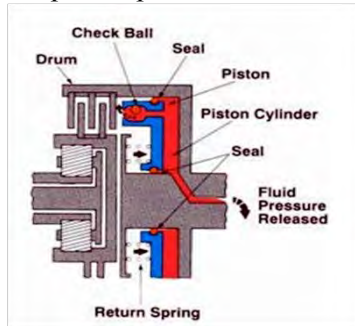
### 2.1. Peneliti terdahulu

Howard Simpson, sistem hidrolik digunakan untuk proses *switching* atau untuk mendapatkan perubahan rasio



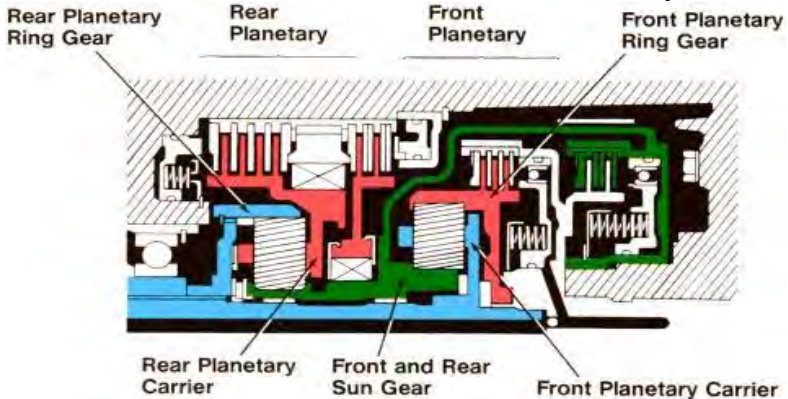
**Gambar.2.1. (a).**

Fluida di injeksikan ke plunyer Untuk menekan kopling dan meneruskan daya.



**Gambar.2.1.(b).**

Fluida di *release* dari plunyer untuk melepas kontak kopling dan memutus daya



**Gambar 2.1.(c).**

*Planetary gear* simpson dua tingkat dengan konstruksi yang lebih kompleks

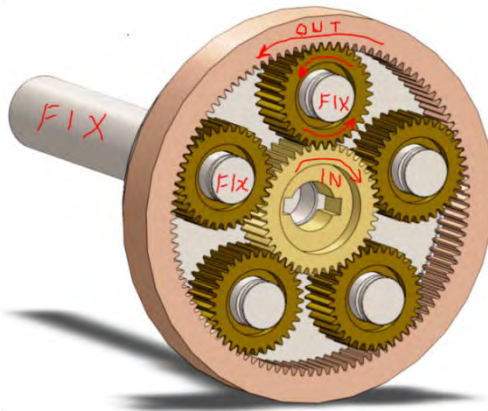
(Sumber: Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. )

*Planetary gear* simpson mempunyai konstruksi yang lebih kompleks. *Planetary gear* simpson juga membutuhkan daya yang diambil dari *engine* untuk melakukan proses *switching* (proses pemindahan tingkat transmisi) dengan sistem *hidrolik pump*. Dari berbagai kekurangan dan kelebihan *Planetary gear* yang kami jadikan referensi di atas maka kami mengusulkan sebuah rancangan *Planetary gear* yang akan kami bahas dalam tugas akhir ini.

## 2.2 Karakteristik *Planetary gear*

Dari studi pustaka dan hasil kajian para peneliti terdahulu kami dapat menarik kesimpulan tentang beberapa kelebihan *Planetary gear* antara lain :

1. Memungkinkan perbandingan/ rasio gigi untuk merubah putaran menjadi torsi (*Torque Converter*).
2. Memungkinkan gerakan *reverse* (pembalikan) jika *in-put* pada ring dan *fix* pada *carrier*.

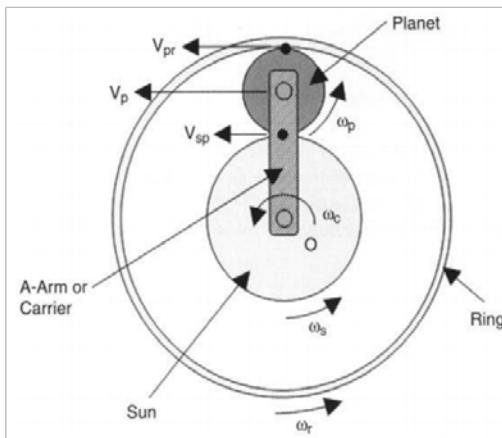


**Gambar 2.2.**  
(Rancangan *planetary gear* yang diusulkan)

3. Dengan perbandingan rasio yang sama antara PGS dan *gear* biasa, ternyata PGS memungkinkan dimensi yang lebih praktis ( lebih kecil) dibanding konstruksi *gear* biasa hal ini disebabkan karna pada PGS terdapat dua rasio :
  - Pertama rasio akibat perbedaan diameter pinion dengan *gear*.
  - Kedua rasio akibat kecepatan relatif *gear* planet yang berevolusi mengelilingi sun *gear*.
4. Memperingan kerja bearing karna deflexi kearah radial *gear* relatif kecil karna sistemnya terdiri dari satu unit *gear* yang saling mengagap. Hal ini dapat didukung dengan free body diagram yang menunjukkan poligon gaya tertutup.

### 2.3 Kinematika *Planetary gear set*

Mengutip dari buku ” Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application” kami mendapatkan beberapa dasar teori tentang kinematika *Planetary gear* sistem.



**Gambar 2.3**  
(Kinematika *Planetary gear*)

Persamaan umum perhitungan rasio atas dasar Jari-jari

$$\frac{R_{\text{sun}}}{R_{\text{ring}}} = \frac{\omega_{\text{ring}} - \omega_{\text{carier}}}{\omega_{\text{sun}} - \omega_{\text{carier}}}$$

Persamaan umum perhitungan rasio atas dasar jumlah gigi

$$\frac{N_{\text{sun}}}{N_{\text{ring}}} = \frac{\omega_{\text{ring}} - \omega_{\text{carier}}}{\omega_{\text{sun}} - \omega_{\text{carier}}}$$

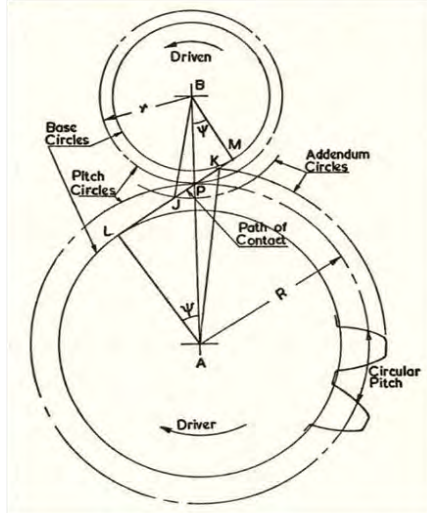
Torsi pada *Planetary gear set*

$$-\frac{\omega_{\text{in}}}{\omega_{\text{out}}} = \frac{N_{\text{sun}}}{N_{\text{ring}}} + 2 = \frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} = \text{GR}$$

Sehingga didapat:

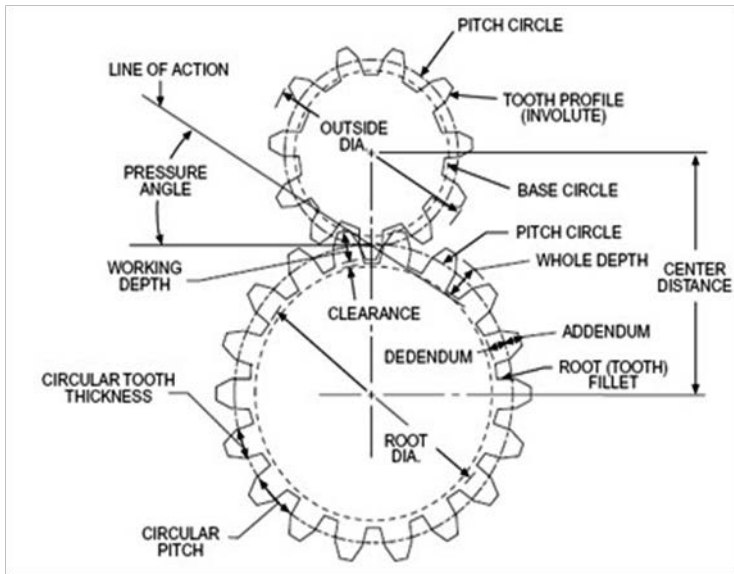
$$\frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} = \text{GR}$$

## 2.4 Geometri dan perhitungan kekuatan roda gigi



Gambar 2.4.(a)

(Rasio akibat perbedaan diameter antara pinion dan gear)



**Gambar 2.4.(b).**  
**Rasio atas dasar jumlah gigi**  
**(Sumber: buku Machine Design )**

Analisa kekuatan gigi *gear* dengan menggunakan metode AGMA 2001 yang dikutip dari buku " Mechanical Engineering Design " edisi-9. untuk menentukan tebal gigi minimal agar dapat mendukung distribusi daya *engine*.

- Persamaan kekuatan roda gigi terhadap momen bending

$$\sigma_{\text{Bending, Alloable}} \geq \sigma_{\text{Load}}$$

$$\frac{S_t * Y_N}{S_F * K_T * K_R} \geq W^t * K_o * K_v * K_s * K_H * \frac{1}{b * M} * \frac{K_H * K_B}{Y_J}$$



- Persamaan kekuatan roda gigi terhadap tahanan kontak

$$\sigma_{\text{Kontak Alloable}} \geq \sigma_{\text{Load}}$$

$$\frac{S_c * Z_N * C_H}{S_F * K_T * K_R} \geq Z_E * \sqrt{W_t * K_o * K_v * K_s * K_H * \frac{K_H * Z_R}{d_w * b * I}}$$

Dimana:

- $S_t$  = Allowable bending stress for material
- $S_c$  = AGMA surface endurance strength
- $S_F$  = Safety Faktor
- $K_T$  = Temperatur Faktor
- $K_R$  = Reliabiliti faktor
- $K_s$  = Size correction
- $K_m$  =  $K_H$  = Load distribution correction
- $K_B$  = Rim tickness
- $K_v$  = Dinamic faktor
- $W_t$  = Transmitted load
- $K_o$  = over load correction
- $Y_N$  = Stress cycle Faktor for tress bending
- $Y_J$  =  $J$  = Geometri faktor
- $M$  = Modul
- $d_w$  = Diametral pith
- $J$  =  $J_p$  = Geometri Faktor bending
- $I$  =  $Z_l$  = Geometri Faktor
- $C_f$  =  $Z_R$  = Surface faktor
- $C_p$  =  $Z_E$  = Elastic koefisien
- $C_H$  = Hardness rasio
- $Z_N$  = Stress siklus faktor

## 2.5 Kajian lapangan

Jenis mobil multiguna yang ada di masyarakat pedesaan antara lain mobil gerandong ledok, mobil gerandong giling, mobil bengkel. Mobil tersebut memiliki mekanisme sistem *Drivetrain pully dan V-belt* dimana efisiensinya kurang baik dan tidak praktis. Dikatakan Efisiensi yang kurang baik karna pada *pully dan V-belt* terdapat slip yang menimbulkan disipasi energi berupa panas. Dan jika sudah mulai panas *V-belt* tersebut akan melembek dan ketahanannya terhadap tegangan tarik akan berkurang, hal ini lah yang menyebabkan *V-belt* cepat rusak. Dikatakan tidak praktis karna pada *Drivetrain pully dan V-belt*, seorang pengemudi atau operator harus memindahkan *V-belt* secara manual dari pully satu ke pully yang lain untuk mengalihkan daya. Yang dimaksud mengalihkan daya adalah memindahkan daya *engine* yang semula dari mesin menuju diferensial dipindah dari *engine* menuju peralatan proses.



**Gambar 2.5.(a).**  
**Mobil gerandong ledok**

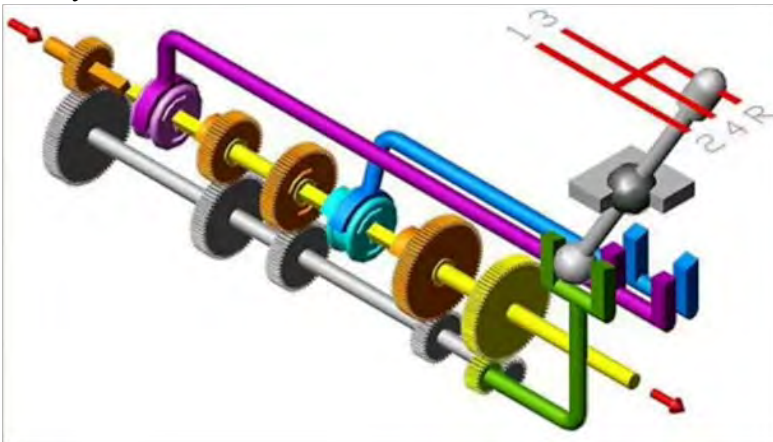


**Gambar 2.5.(b).**  
**Mobil gerandong giling**



**Gambar 2.5.(c).**  
**(Drivetrain pully dan V-belt yang digunakan pada mobil - gerandong)**

Dari gambar diatas menunjukkan bahwa untuk mendapatkan perubahan rasio maka harus dilakukan pemindahan V-belt secara manual dari pully satu ke pully yang lain. Dari sini penulis perlu mengkaji mekanisme lain yang lebih praktis dalam hal perubahan rasio yang nantinya akan dijadikan refensi untuk merancang mekanisme pengalihan daya pada transmisi multiguna. Berikut ini adalah gambaran mekanisme pemindah rasio yang lebih praktis yang umumnya dipakai pada mobil yaitu mekanisme *sincromize*.

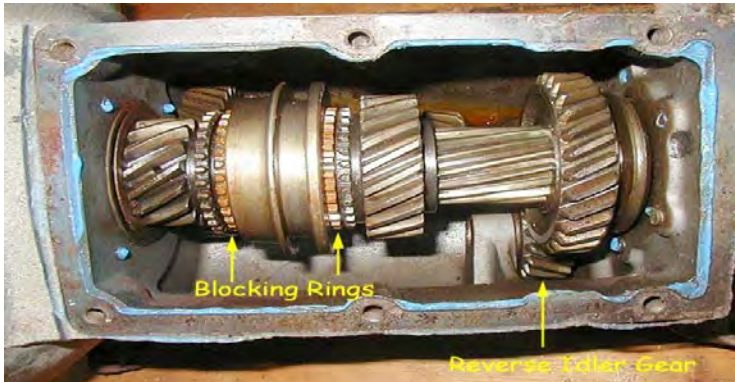


**Gambar 2.5.(d).**

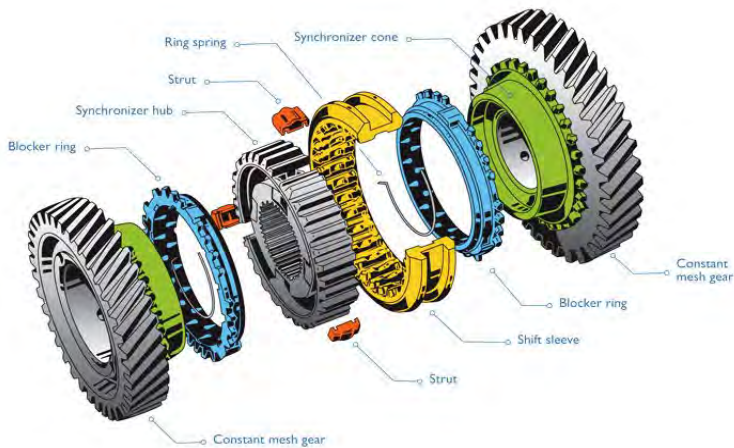
**( Tuas pemindah Transmisi manual Untuk memberikan perubahan rasio cukup hanya menggerakkan tuas pemindah saja )**

(Sumber :<http://aerians.blogspot.com/2010/09/transmisi-manual-sebuah-transmisi.html>)

Dari gambar animasi mekanisme *sincromize* diatas berikut ini diberikan salah satu contoh gambar konstruksi nyata komponen *sincromize* yang digunakan pada mobil.



**Gambar 2.5.(e).**  
**( gambar konstruksi *sincromize* )**



**Gambar 2.5.(f).**  
**( konstruksi dan komponen *sincromize* pada mobil )**

**(Halaman ini sengaja dikosongkan)**

### BAB III METODOLOGI PERANCANGAN TRANSMISI MULTIGUNA

#### 3.1 Rasio dan kondisi kerja

*Planetary gear* adalah sistem transmisi daya yang terdiri dari tiga komponen utama. Sun bagian yang terletak di tengah, Planet tersusun mengelilingi Sun, Ring bagian paling luar sebagai orbit. komponen *Planetary gear* bekerja secara bergantian dimana salah satu sebagai *out-put* dan yang lain fixed (bodi diam). Sistem *Drivetrain* yang kami usulkan menggunakan *Planetary gear* yang dirancang mempunyai rasio dan kondisi kerja sebagai berikut :

in put	fix	out-put	rasio	Aliran daya
carier	ring	sun	0.28	Dari engine ke Diffential
carier	sun	ring	0.72	Dari engine ke alat multiguna
carier	-	sun	$1 \div 1$	Dari engine ke Diffential

**Tabel 3.1**  
**Tabel rasio dan kondisi kerja**

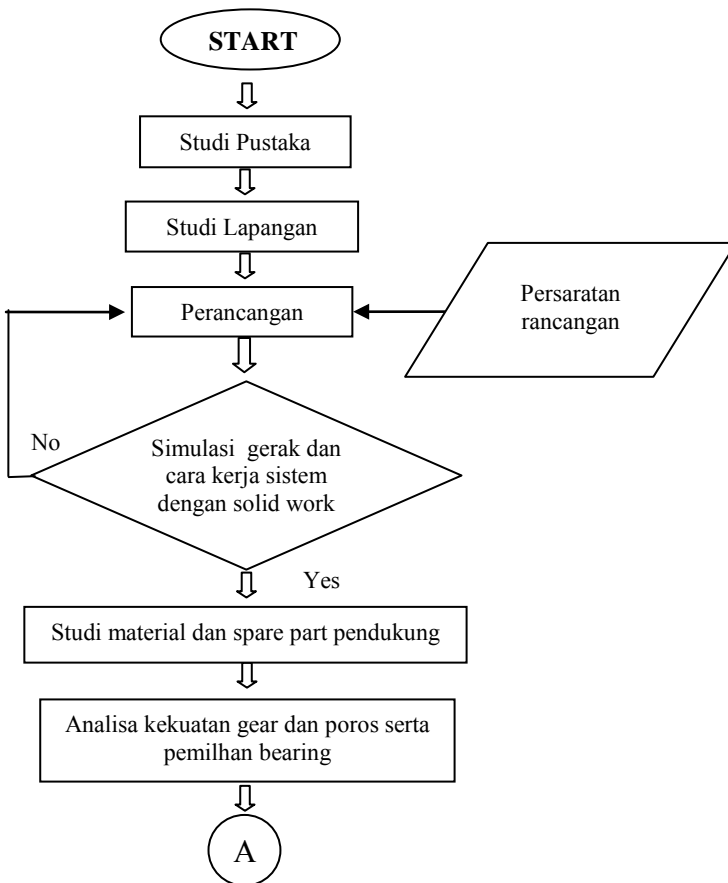
#### 3.2 Persaratan Desain

1. Terpenuhiya rasio desain yang ditentukan oleh analis
2. Terpenuhiya model mekanisme *switching/* pemindah rasio dengan tiga mode operasi antara lain mode on-road, mode of-road, dan mode multiguna

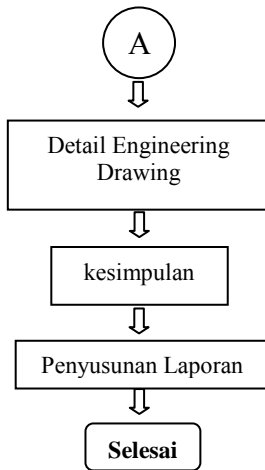
3. Terpenuhi model transmisi multiguna *Planetary gear* sistem yang diusulkan.

### 3.3 Langkah – langkah penelitian

Agar dapat mencapai tujuan penelitian yang telah diuraikan pada bab-1 di atas maka diperluakan susunan langkah langkah kerja yang akan ditempuh, antara lain sesuai *flowchart* berikut:

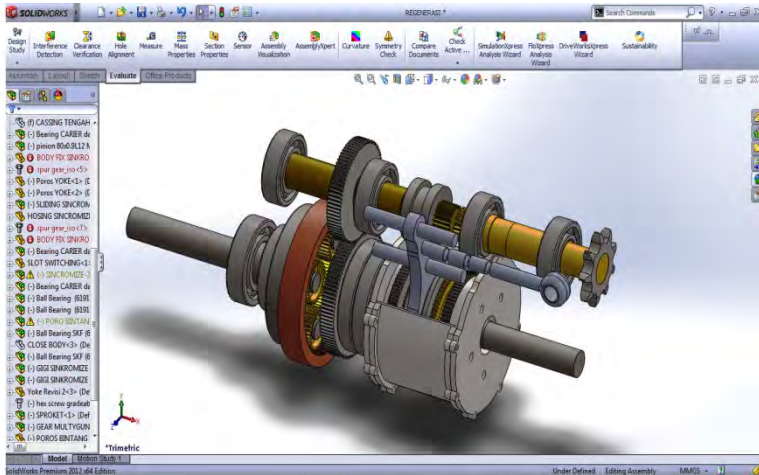






### 3.4 Penjelasan Flowchart

Langkah langkah penelitian dimulai dengan melakukan studi pustaka dan mengkaji beberapa referensi yang diperlukan tentang dasar teori dan karakteristik *Planetary gear*. Selanjutnya penulis perlu melakukan kajian dilapangan tentang penerapan *Planetary gear* pada peralatan lain dan tentang mekanisme pergantian rasio atau *switching*. Dengan memperhatikan persyaratan desain, penulis berusaha membuat rancangan mekanisme transmisi multiguna sesuai dengan persyaratan desain. Perancangan tersebut meliputi perancangan *Planetary gear* set, mekanisme pemindah rasio dan kondisi kerja serta kekuatan roda gigi agar mampu mendukung aliran daya *engine*. Untuk memperjelas dalam memberikan gambaran tentang mekanisme transmisi multiguna yang kami rancang maka penulis memberikan simulasi gerak dan cara kerja transmisi multiguna dengan menggunakan *software solidwork*.



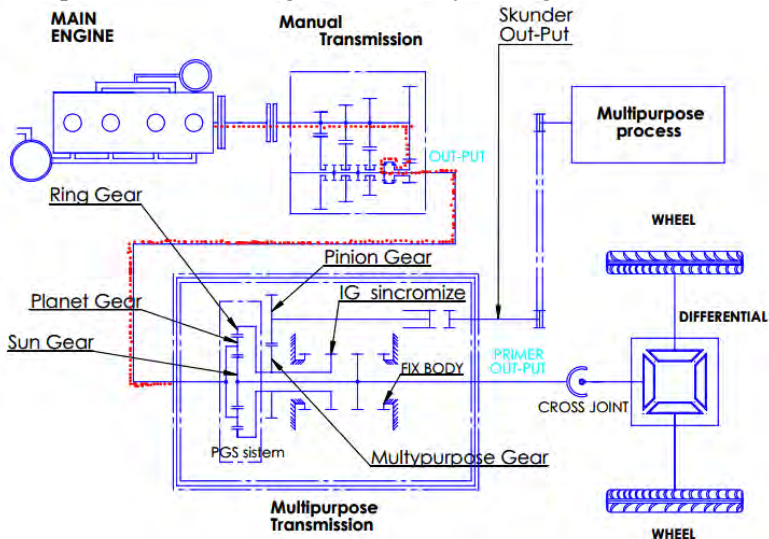
Setelah didapatkan rancangan transmisi multiguna, penulis mulai melakukan studi material dan suku cadang pendukung. Studi ini adalah men-*survey* tentang ketersediaan material untuk *gear* dan poros serta ketersediaan bearing yang sesuai dengan rancangan. Misalkan apabila ada komponen yang diinginkan tidak tersedia atau terlalu mahal maka konsekwensinya harus merubah desain dan menyesuakannya dengan material atau suku cadang yang ada. Setelah hasil studi material didapatkan dan dipastikan ketersediaannya, selanjutnya adalah melakukan analisa poros dan *gear* serta pemilihan bearing. Analisa kekuatan poros yang bertujuan untuk mendapatkan diameter minimal poros yang menyangga gaya aksi-reaksi bearing. Analisa *gear* bertujuan untuk mendapatkan ketebalan minimal gigi *gear*. Sedangkan pemilihan bearing adalah untuk menentukan tipe-tipe bearing dan umur bearing serta mencari bearing yang paling yang paling kritis. Setelah didapatkan rancangan menyeluruh dari setiap komponen transmisi multiguna maka selanjutnya adalah memberikan *detail engineering drawing* yang digunakan untuk proses pembuatan dan perakitan setiap komponen transmisi multiguna. Tahap terakhir dari langkah pengerjaan ini adalah penyusunan laporan.

**(Halaman ini sengaja dikosongkan)**

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Rancangan mekanisme transmisi multiguna

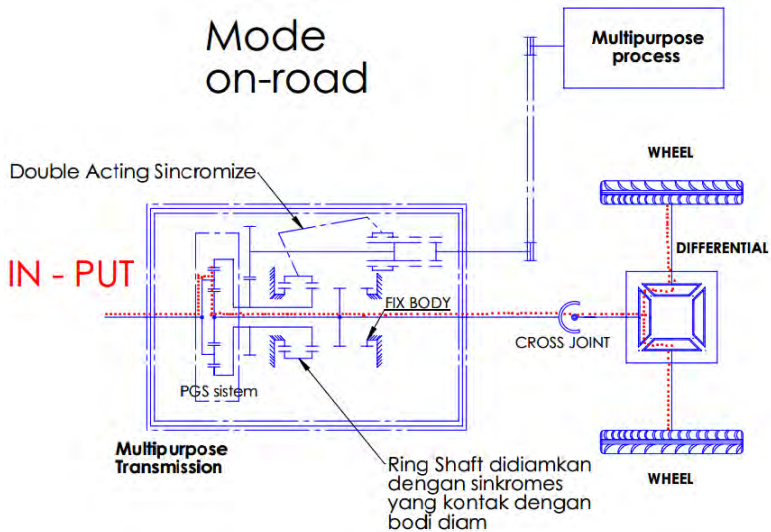
Agar dapat memenuhi tuntutan desain maka perlu diketahui terlebih dahulu kondisi kerja yang akan dibebankan pada sistem ini. Dimana sistem *Drivetrain* ini dirancang mempunyai tiga kondisi kerja yang harus terpenuhi. Agar dapat memudahkan dalam memahami mekanisme yang akan dirancang maka perlu diberikan diagram aliran daya sebagai berikut.



**Gambar 4.1.(a).**  
**(Diagram aliran daya dari engine)**

Aliran daya dari mesin menuju ke manual transmisi dan diteruskan ke transmisi multiguna untuk di atur sesuai kebutuhan tiga kondisi kerja/ mode oprasi.

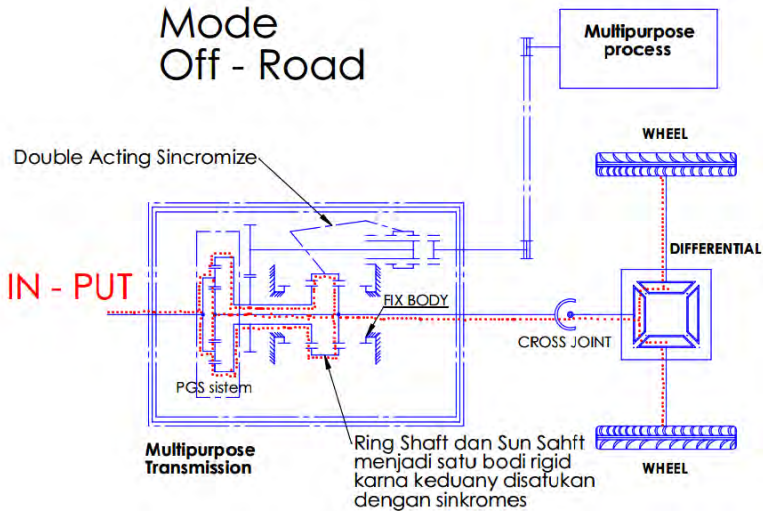
## Mode on-road



**Gambar 4.1.(b).**  
(Diagram aliran daya pada *mode On-road*)

Mekanisme mode on-road adalah input pada carier, *out-put* pada sun dengan rasio  $1 \div 3.5$  dipercepat. Kemudian daya diteruskan ke poros sun sedangkan pada ring dibuat diam/ *fix* menggunakan *sincromize* yang kontak dengan bodi diam. Daya dari sun shaft (*primer out-put*) diteruskan ke cross joint dan ke differensial.

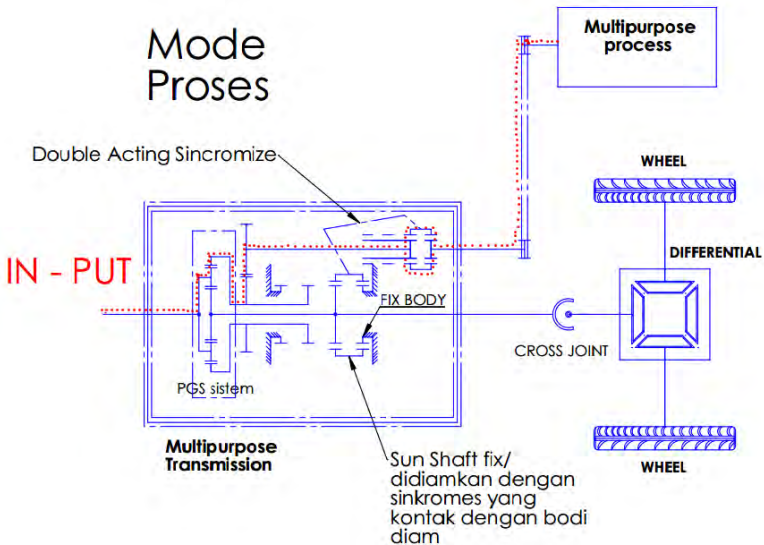
## Mode off-road



**Gambar 4.1.(c).**  
**(Diagram aliran daya pada mode *Off-road*)**

Mekanisme mode on-road adalah input pada carier dan *out-put* pada sun dengan rasio  $1\div 1$  *direct drive*. Kemudian daya diteruskan ke poros sun sedangkan pada ring dibuat diam/ *fix* menggunakan *sincromize* yang kontak dengan bodi diam. Daya dari sun shaft (primer *out-put*) diteruskan ke cross joint dan ke differensial.

## Mode proses

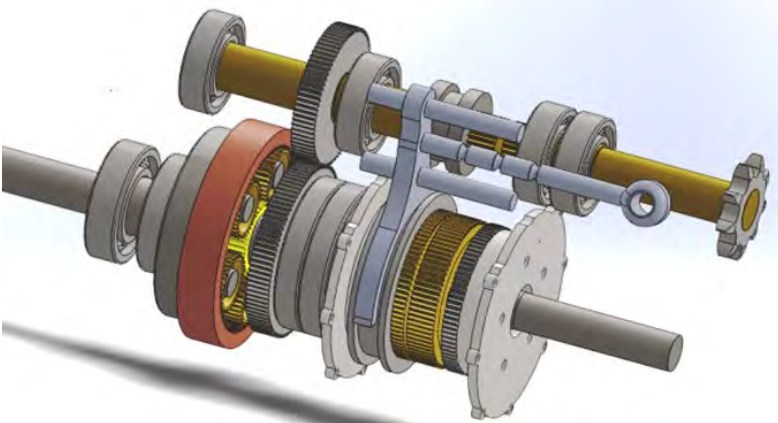


**Gambar 4.1.(d).**  
(Diagram aliran daya pada *mode proses*)

Mekanisme mode proses adalah input pada carier dan *out-put* pada ring dengan rasio  $1 \div 1.38$  dipercepat. Kemudian daya diteruskan ke ring shaft menuju ke middle shaft hingga ke *final shaft* (skunder *out-put*). sedangkan pada sun dibuat diam/ *fix* menggunakan *sincromize* yang kontak dengan bodi diam. Daya dari poros multiguna (skunder *out-put*) diteruskan oleh *sprocket* ke peralatan proses.

### **Konstruksi dan komponen transmisi multiguna**

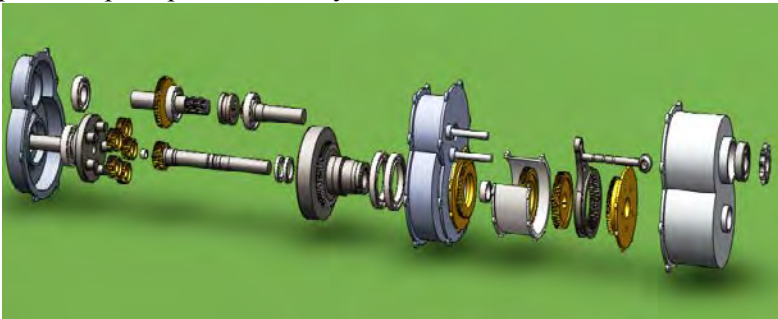
Gambar animasi berikut ini diharapkan dapat memberikan petunjuk untuk proses assembly



**Gambar 4.1.(e).**  
**(Gambar Asembly komponen)**

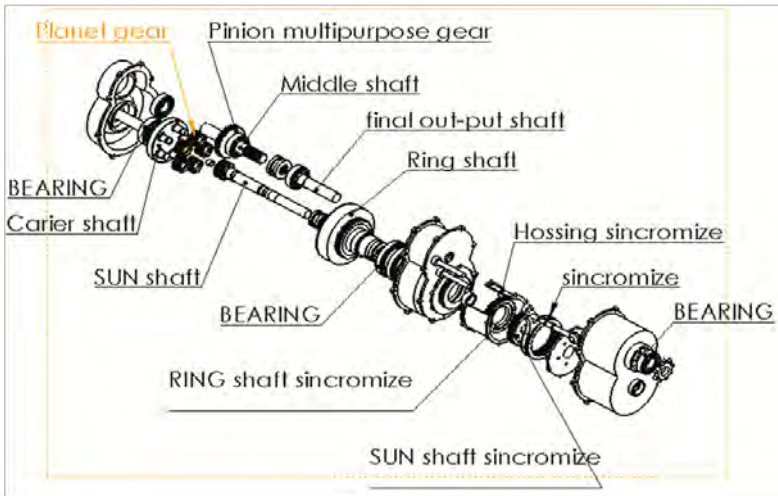
### **Exploded Drawing**

Gambar exploded drawing diperlukan untuk memberikan panduan pada proses assembly



**Gambar 4.1.(f)**  
**(Gambar Eploded komponen)**



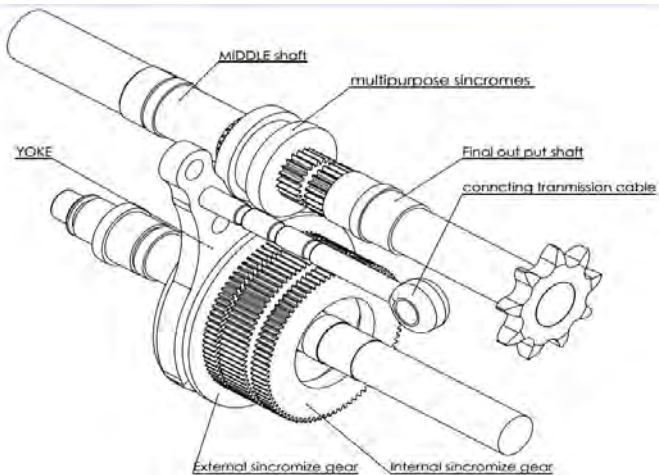
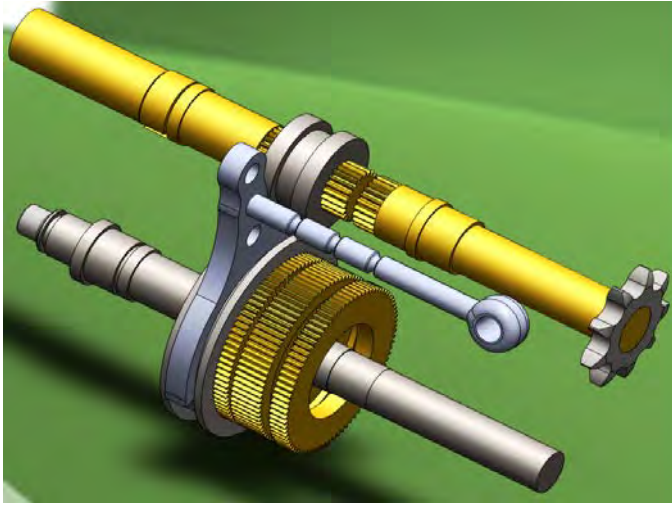


**Gambar 4.1.(g).**

**(Gambar keterangan komponen)**

### Mekanisme pemindah kondisi kerja

Rancangan mekanisme pemindah kondisi kerja yang diusulkan.

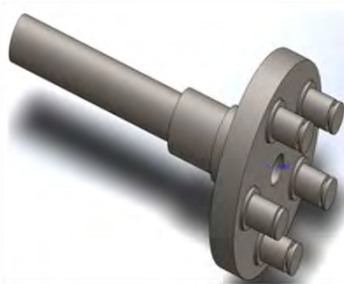


**Gambar 4.1.(h).**  
(Mekanisme pemindah kondisi kerja menggunakan *syncromize*)

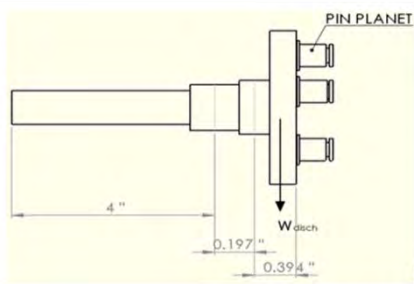
## 4.2 Analisa kekuatan poros

Analisa kekuatan poros didasarkan pada beban maksimum *engine*. Tujuan dari Analisa ini adalah untuk mendapatkan dimensi teoritis yang akan digunakan sebagai dasar perancangan poros

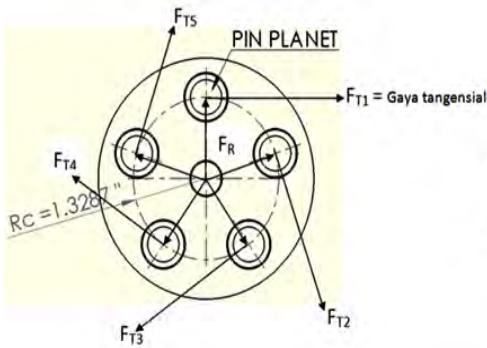
### Poros *In-Put Carrier*



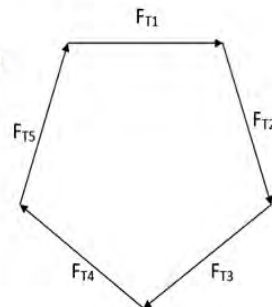
**Gambar 4.2.(a).**  
(poros carrier tampak isometri)



**Gambar 4.2.(b).**  
(Dimensi poros carrier )



**Gambar 4.2.(c).**  
(FBD poros carrier )



**Gambar 4.2.(d).**  
(Poligon gaya tangensial )

Mencari gaya tangen sial yang bekerja pada setiap pin carier ( $F_T$ )

$$(T_{\text{orsi}})_{\text{IN}} = 49 \text{ N.M} = 433.63 \text{ lbf.in}$$

$$(T_{\text{orsi}})_{\text{IN}} = 5 * [F_T * R_c]$$

$$F_T = \frac{(T_{\text{orsi}})_{\text{IN}}}{5 * R_c} = \frac{49 \text{ N.M}}{5 * 0.03375 \text{ "}} = 290.4 \text{ N} = 65.27 \text{ lbf}$$

$$(T_{\text{orsi}})_{\text{Out}} = F_T * R_c = 65.26 \text{ lbf} * 1.32287 \text{ "}} = 86.712 \text{ lbf.in;}$$

Menghitung berat disch carrier ( $W_{\text{disch}}$ )

Diketahui: Volume =  $117809.72 \text{ mm}^3 = 117809.72 \times 10^{-9} \text{ m}^3$

Densitas =  $7900 \text{ Kg/m}^3$  (AISI 1020)

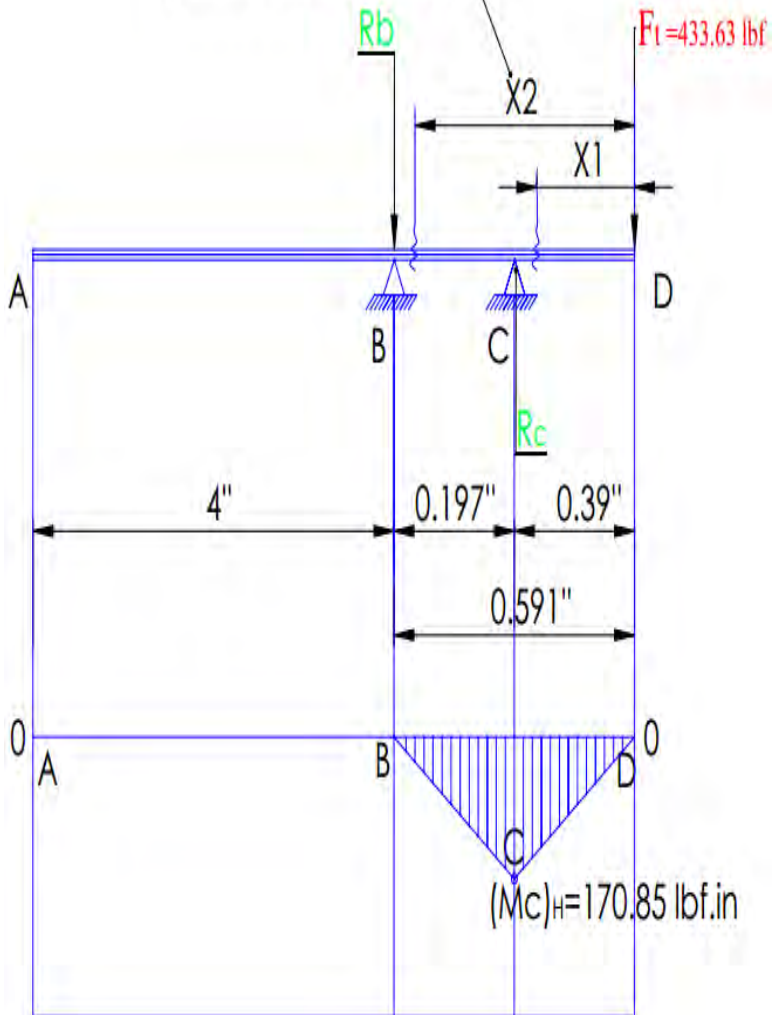
$$(W_{\text{disch}}) = \text{Densitas} * \text{Volume} = 7900 \text{ Kg/m}^3 * 117809.72 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$(W_{\text{disch}}) = 0.93 \text{ Kg} = 0.93 \text{ Kg} * \frac{\text{lbm}}{\text{Kg} * 0.454} = 2.04 \text{ lbm}$$

➤ Analisa statik poros Carrier

❖ Bidang horisontal

X = momen potongan



## ❖ Kestimbangan Momen

$$\sum M_B = 0 \quad \text{CW} = +$$

$$F_t * 0.591'' - R_C * 0.197'' = 0$$

$$R_C = \frac{F_t * (0.591'')}{0.197''} = \frac{433.63 * (0.591'')}{0.197''}$$

$$R_C = \mathbf{1300.89 \text{ lbf.in}}$$

$$\sum M_C = 0 \quad \longrightarrow \quad \text{CW} = +$$

$$F_t * 0.394'' + R_B * 0.197'' = 0$$

$$R_B = \frac{-F_t * (0.394'')}{0.197''} = \frac{-433.63 * (0.394'')}{0.197''}$$

$$R_B = \mathbf{867.26 \text{ lbf.in}}$$

Momen Potongan

1. D  $\longrightarrow$  C ;  $0 < X_1 < 0.394$

$$M_C = F_t * X_1 = 433.63 * 0.394$$

$$M_C = 170.85 \text{ lbf.in}$$

2. D  $\longrightarrow$  B ;  $0.394 < X_1 < 0.591$

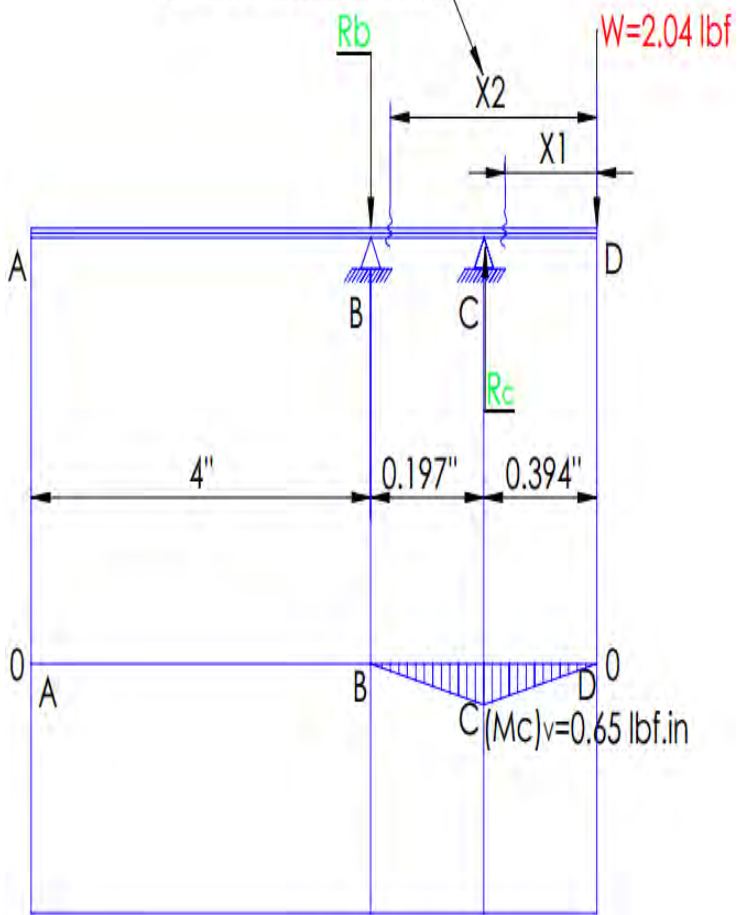
$$M_B = F_t * X_2 - R_C * X_1$$

$$M_B = 433.63 * 0.591 - 1300.89 * 0.197$$

$$M_B = 0 \text{ lbf.inch}$$

❖ Bidang vertikal

$X =$  momen potongan



## ❖ Kesetimbangan Momen

$$\sum M_B = 0 \longrightarrow CW = +$$

$$W * 0.591'' - R_C * 0.197'' = 0$$

$$R_C = \frac{W * (0.591'')}{0.197''} = \frac{2.04 \text{ lbf} * (0.591'')}{0.197''}$$

$$R_C = \mathbf{6.15 \text{ lbf.in}}$$

$$\sum M_C = 0 \longrightarrow CW = +$$

$$W * 0.394'' + R_B * 0.197'' = 0$$

$$R_B = \frac{-W * (0.394'')}{0.197''} = \frac{-1.6 \text{ lbf} * (0.394'')}{0.197''}$$

$$R_B = \mathbf{-3.29 \text{ lbf.in}}$$

Momen Potongan

$$3. D \longrightarrow C ; 0 < X_1 < 0.394$$

$$M_C = W * X_1 = 2.04 * 0.394$$

$$\mathbf{M_C = 0.803 \text{ lbf.in}}$$

$$4. D \longrightarrow B ; 0.394 < X_1 < 0.591$$

$$M_B = W * X_2 - R_C * X_1$$

$$M_B = 1.6 * 0.591 - 4.9 * 0.197$$

$$\mathbf{M_B = 0.00689 \text{ lbf.in}}$$

$$M_B = \sqrt{\{(M_B)_H\}^2 + \{(M_B)_V\}^2}$$

$$M_B = \sqrt{\{(0)_H\}^2 + \{(0.00689 \text{ lbf.in})_V\}^2}$$

$$M_B = 0.00689 \text{ lbf.in}$$

$$M_C = \sqrt{\{(M_C)_H\}^2 + \{(M_C)_V\}^2}$$

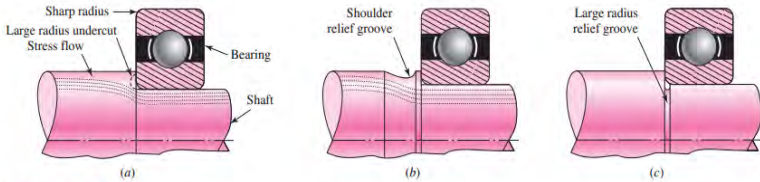
$$M_C = \sqrt{\{(170.85 \text{ lbf.in})_H\}^2 + \{(0.803 \text{ lbf.in})_V\}^2}$$

$$M_C = 170.852 \text{ lbf.in}$$

Dari analisa diagram momen vertikal dan horisontal di atas maka beban bending terbesar berada pada titik (C). sedangkan pada titik (B) dapat diabaikan karna nilainya terlalu kecil jika dibandingkan dengan titik (C). sehingga momen bending total di



titik (C) patut diperhitungkan. Material yang digunakan adalah standart material untuk automotif yaitu AISI 1020. Dengan menggunakan tabel A-20 halaman 1040 dari referensi buku “ **Mechanical Engeering Design** “ didapatkan harga  $S_{ut} = 68000$  psi. sedangkan setiap poros dirancang dengan radius fillet  $\frac{1}{10}$  dari setiap diameternya lihat figur 7-9



**Figure 7-9**

Techniques for reducing stress concentration at a shoulder supporting a bearing with a sharp radius. (a) Large radius undercut into the shoulder. (b) Large radius relief groove into the back of the shoulder. (c) Large radius relief groove into the small diameter.

Dengan menggunakan tabel 7-1 halaman 373 dengan ketentuan sebagai berikut:

Shoulder fillet-well round ( $\frac{r}{d} = 0.1$ ) maka didapatkan:

1.  $K_t = K_f = 1.7$
2.  $K_{ts} = K_{fs} = 1.5$

Sedangkan

$$S_e = 68$$

$$S_e' = 0.5$$

b = - 0.265 didapat dari tabel (6-2) halaman 345, dimana gear dikerjakan dengan suhu lingkungan normal

$$K_a = \bar{a} * S_{ut}^b = 2.7 * (68)^{-0.265} = 0.883 \quad \text{. . (persamaan 6-19. Halaman 345)}$$

$$K_b = 0.879 * d^{-0.107} = \quad \text{. . (persamaan 6-20. Halaman 345. Dengan sarat } 0.11 < d < 2 \text{ )}$$

$$K_b = 0.879 * 0.317^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9$$

$K_c = K_d = K_e = 1$ , karna diameter poros sudah ditentukan dan mengikuti diameter *bearing* bagian dalam

$K_f = 0.5$ , dari figur 6-20, halaman 295. Dimana radius fillet/ takik adalah 0.5 maka didapatkan harga  $K_f = 0.5$

$n = 1.6$ , angka keamanan

Sehingga

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * S'_e * S_e$$

$$S_e = (0.883) * (0.9) * (1) * (1) * (1) * (0.5) * (68)$$

$$S_e = 27.0 \text{ kpsi}$$

Diameter poros minimal pada titik (C) dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$d_C = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[ \frac{2 * K_f * M_c}{S_e} + \frac{[3 * (K_{fs} * T_{in})]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_C = \left\{ \frac{16 * 1.6}{\pi} * \left[ \frac{2 * (1.7) * (170.852)}{27000} + \frac{[3 * ((1.5) * (433.63))]^{1/2}}{68000} \right] \right\}^{1/3}$$

$d_C = 0.5714$  inchi = 14.514 mm, diameter aktual menyesuaikan diameter dalam *bearing* dan model desain sebesar 30 mm.

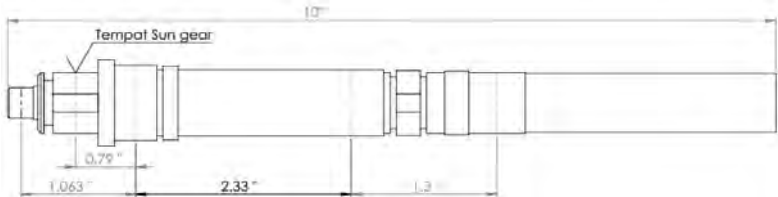
### Poros *Out-Put* utama (Sun Shaft)



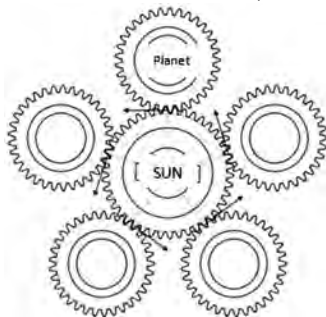
**Gambar 4.2.(e).**  
(poros sun 3 Dimensi )



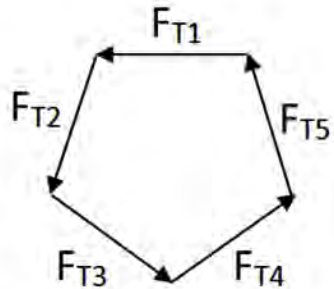
**Gambar 4.2.(f).**  
( *Sun Gear* dan porosnya )



**Gambar 4.2.(g).**  
(Dimensi poros sun )



**Gambar 4.2.(h)**  
(Daya ditransmisikan dari 5 planet ke sun)



**Gambar 4.2.(i)**  
(Free Body Diagram)

Menghitung berat Sun Gear ( $W_{\text{sun}}$ )

Diketahui:

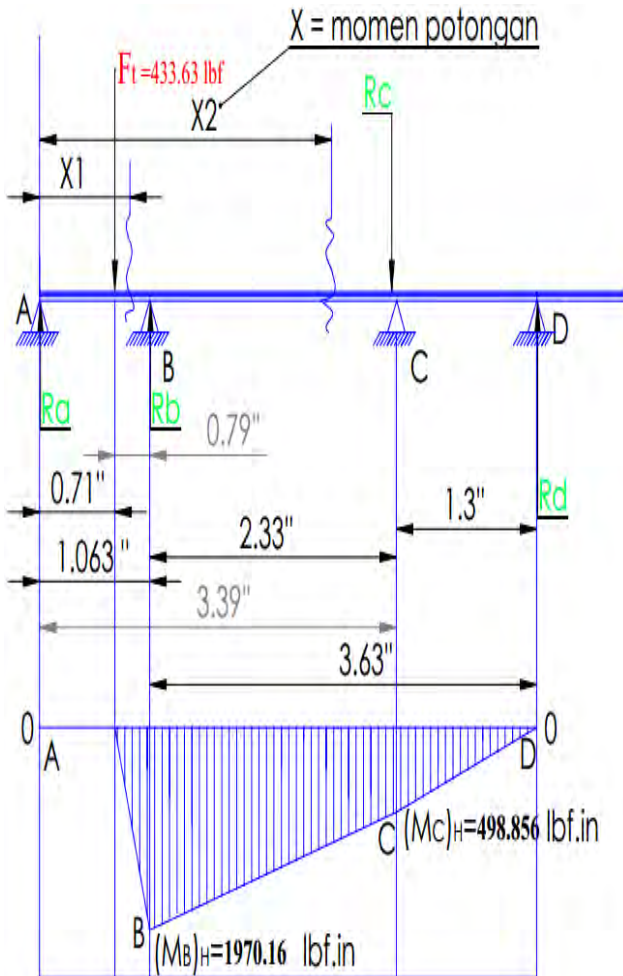
$$\text{Volume} = 13588.61 \text{ mm}^3 = 13588.61 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\text{Densitas material} = 7850 \text{ Kg/m}^3 \text{ (AISI 4340)}$$

$$(W_{\text{disch}}) = \text{Densitas} * \text{Volume} = 13588.61 \times 10^{-9} \text{ m}^3 * 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$(W_{\text{disch}}) = 0.11 \text{ Kg} = 0.11 \text{ Kg} * \frac{\text{lbm}}{\text{Kg} * 0.454} = 0.235 \text{ lbm}$$

- Analisa statis poros *out-put* (Sun shaft)
  - ❖ Bidang Horizontal



## ❖ Kestimbangan Momen

$$\sum M_B = 0 \quad \text{CW} = +$$

$$R_A * 1.06 - F_t * 0.79'' + R_C * 2.33'' - R_D * 3.63 = 0$$

$$R_C = \frac{-R_A * (1.06) - F_t * (0.79) + R_D * (0.79)}{2.33''}$$

$$\sum M_C = 0 \quad \longrightarrow \quad \text{CW} = +$$

$$R_A * 3.393 - F_t * 3.12'' + R_B * 2.33'' - R_D * 1.3 = 0$$

$$R_B = \frac{-R_A * (3.393) + F_t * (3.12) + R_D * (0.79)}{2.33''}$$

Kestimbangan gaya

$$\sum M_B = 0 \quad = +$$

$$R_A - F_t + R_B - R_C + R_D = 0$$

$$R_A - F_t + \left( \frac{-R_A * (3.393) + F_t * (3.12) + R_D * (1.3)}{2.33} \right) -$$

$$\left( \frac{-R_A * (3.393) + F_t * (3.12) + R_D * (1.3)}{2.33} \right) + R_D = 0$$

Didapat harga :  $R_A = 0$ ;  $F_t = 0$ ;  $R_D = 0$

maka harga  $R_A$  dan  $R_B$  adalah sebagai berikut:

$$R_C = \frac{F_t * (0.79)}{2.33''} = \frac{433.63 * (0.79)}{2.33''} = \mathbf{147.025 \text{ lbf}}$$

$$R_B = \frac{F_t * (3.12)}{2.33''} = \frac{433.63 * (3.12)}{2.33''} = \mathbf{580.655 \text{ lbf}}$$

- Momen Potongan

A  $\longrightarrow$  B ;  $0 < X_1 < 1.063$

$$M_B = R_B * X_1 = 580.655 \text{ lbf} * 3.393 \text{ in}$$

$$(M_B)_H = \mathbf{1970.16 \text{ lbf.in}}$$

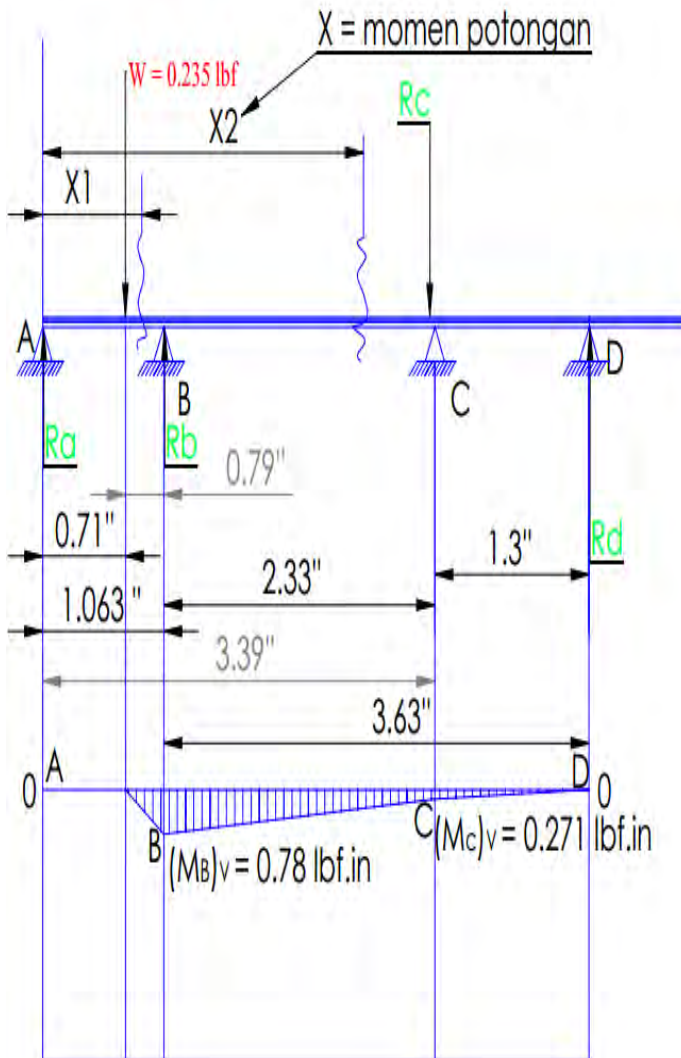
A  $\longrightarrow$  C ;  $1.063 < X_2 < 3.393$

$$M_C = R_C * X_2$$

$$M_C = 147.025 \text{ lbf} * 3.393$$

$$(M_C)_H = \mathbf{498.856 \text{ lbf.in}}$$

## ❖ Bidang Vertikal



## ❖ Kesetimbangan Momen

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0 \quad \quad \quad CW = + \\ R_A * 1.06 - W * 0.79'' + R_C * 2.33'' - R_D * 3.63 = 0 \\ R_C = \frac{-R_A * (1.06) - F_t * (0.79) + R_D * (0.79)}{2.33''} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0 \quad \longrightarrow \quad CW = + \\ R_A * 3.393 - W * 3.12'' + R_B * 2.33'' - R_D * 1.3 = 0 \\ R_B = \frac{-R_A * (3.393) + W * (3.12) + R_D * (0.79)}{2.33''} \end{aligned}$$

Kesetimbangan gaya

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0 \quad \quad \quad = + \\ R_A - F_t + R_B - R_C + R_D = 0 \\ R_A - F_t + \left( \frac{-R_A * (3.393) + F_t * (3.12) + R_D * (1.3)}{2.33''} \right) - \\ \left( \frac{-R_A * (3.393) + F_t * (3.12) + R_D * (1.3)}{2.33''} \right) + R_D = 0 \end{aligned}$$

Didapat harga :  $R_A = 0$ ;  $F_t = 0$ ;  $R_D = 0$ maka harga  $R_A$  dan  $R_B$  adalah sebagai berikut:

$$R_C = \frac{W * (0.79)}{2.33''} = \frac{0.235 * (0.79)}{2.33''} = \mathbf{0.08 \text{ lbf}}$$

$$R_B = \frac{W * (3.12)}{2.33''} = \frac{0.235 * (3.12)}{2.33''} = \mathbf{0.733 \text{ lbf}}$$

## • Momen Potongan

A  $\longrightarrow$  B ;  $0 < X_1 < 1.063$ 

$$M_B = R_B * X_1 = 0.733 \text{ lbf} * 1.063 \text{ in}$$

$$(M_B)_v = \mathbf{0.78 \text{ lbf.in}}$$

A  $\longrightarrow$  C ;  $1.063 < X_2 < 3.393$ 

$$M_C = R_C * X_2$$

$$M_C = 0.08 \text{ lbf} * 3.393$$

$$(M_C)_v = \mathbf{0.271 \text{ lbf.in}}$$

$$\begin{aligned}
 M_B &= \sqrt{\{(M_B)_H\}^2 + \{(M_B)_V\}^2} \\
 M_B &= \sqrt{\{(1970.16 \text{ lbf.in})_H\}^2 + \{(0.78 \text{ lbf.in})_V\}^2} \\
 M_B &= 1970.16 \text{ lbf.in} \\
 M_C &= \sqrt{\{(M_C)_H\}^2 + \{(M_C)_V\}^2} \\
 M_C &= \sqrt{\{(498.856 \text{ lbf.in})_H\}^2 + \{(0.27 \text{ lbf.in})_V\}^2} \\
 M_C &= 498.86 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan material yang sama seperti pada poros *In-put* (Carrier) yaitu AISI 1020. Maka diameter poros pada setiap titik adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 d_B &= \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} * \left[ \frac{2 \cdot K_f \cdot M_B}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_{in})]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \\
 d_B &= \left\{ \frac{16 \cdot 1.6}{\pi} * \left[ \frac{2 \cdot (1.7) \cdot (1970.16)}{27000} + \frac{[3 \cdot ((1.5) \cdot (433.63))]^{1/2}}{68000} \right] \right\}^{1/3} \\
 d_B &= 1.267 \text{ inch} = 32.176 \text{ mm diameter aktual}
 \end{aligned}$$

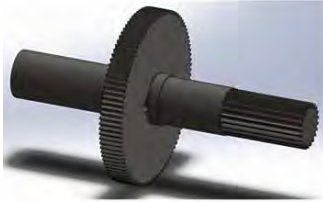
menyesuaikan diameter dalam *bearing* dan model desain sebesar 25mm.

$$\begin{aligned}
 d_C &= \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} * \left[ \frac{2 \cdot K_f \cdot M_C}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_{in})]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \\
 d_C &= \left\{ \frac{16 \cdot 1.6}{\pi} * \left[ \frac{2 \cdot (1.7) \cdot (498.86)}{27000} + \frac{[3 \cdot ((1.5) \cdot (433.63))]^{1/2}}{68000} \right] \right\}^{1/3} \\
 d_C &= 0.806 \text{ inch} = 20.47 \text{ mm diameter aktual}
 \end{aligned}$$

menyesuaikan diameter dalam *bearing* dan model desain sebesar 22mm.

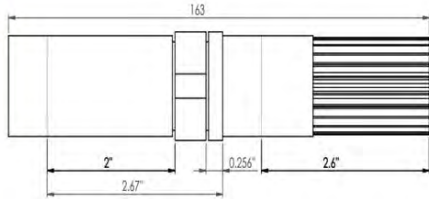


### Poros *Out-Put* tengah (Middle shaft)



**Gambar 4.2.(j)**

(Middle shaft tampak isometri )



**Gambar 4.2.(k)**

(Dimensi middle shaft)

Dengan meng asumsikan bahwa tidak ada disipasi energi mulai dari *engine* sampai pada poros *out-put* tengah (Middle shaft) maka daya yang diberikan oleh *engine* adalah sama dengan daya yang diterima oleh poros *out-put* tengah (Middle shaft) meliputi putaran maksimum dan torsi maksimum dimana:

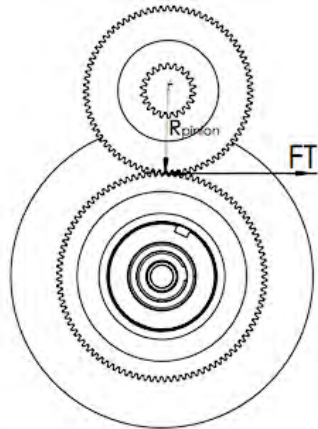
$$N_{\max} = 3000 \text{ rpm}$$

$$T_{\max} = 49 \text{ N.M} = 433.63 \text{ lbf.in}$$



**Gambar 4.2.(l)**

(Pasangan middle shaft dengan ring shaft)



**Gambar 4.2.(m)**

( FBD middle shaft )

Dari FBD dan gambar di atas dapat digunakan untuk menghitung gaya-gaya yang bekerja pada *gear* meliputi Gaya tangensial ( $F_t$ ) dan gaya radial ( $F_r$ ) dimana daya mengalir dari ring shaft ke poros:

$$T_{in} = T_{max} = 433.63 \text{ lbf.inch}$$

$$r_{Pinion} = 72 \text{ mm} = 2.83464 \text{ inchi}$$

$$F_T = \frac{T_{in}}{r_{Pinion}} = \frac{433.63 \text{ lbf.inch}}{2.83464 \text{ inch}} = 152.975 \text{ lbf}$$

$$F_R = F_T * \tan(20) = 152.975 * \tan(20) = 55.68 \text{ lbf}$$

Menghitung berat *Gear* Multiguna ( $W_M$ )

Diketahui:

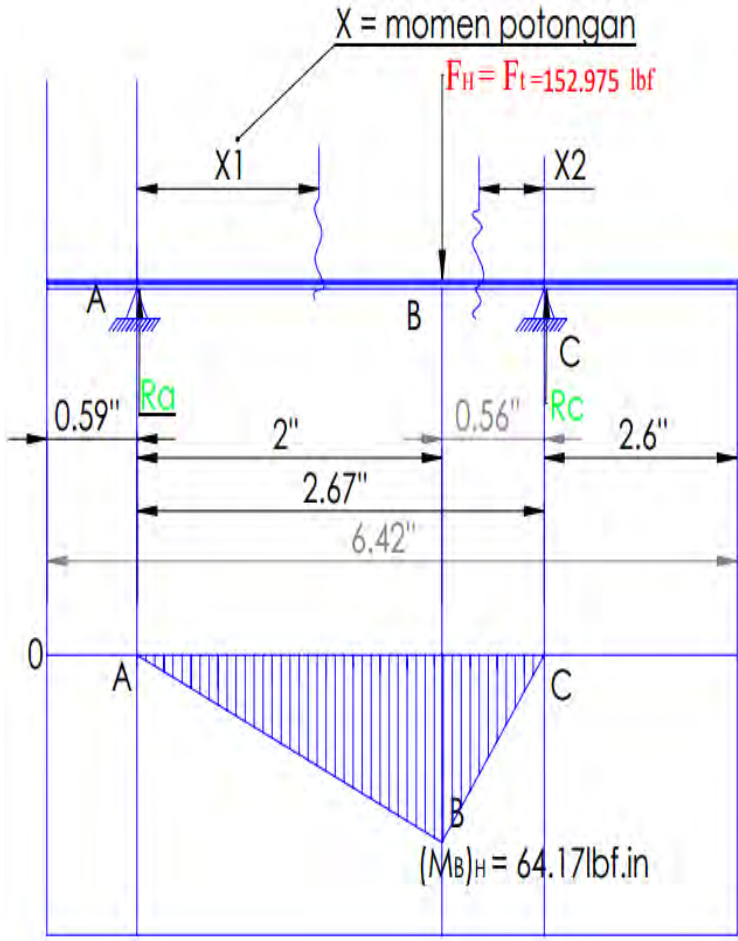
$$\text{Volume} = 68778.91 \text{ mm}^3 = 68778.91 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\text{Densitas material} = 7850 \text{ Kg/m}^3 \text{ (AISI 4340)}$$

$$(W_{disch}) = \text{Densitas} * \text{Volume} = 68778.91 \times 10^{-9} \text{ m}^3 * 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$(W_{disch}) = 0.54 \text{ Kg} = 0.54 \text{ Kg} * \frac{\text{lbf}}{\text{Kg}} = 1.19 \text{ lbf}$$

- Analisa statik poros out-put (*Middle shaft*)
  - ❖ Bidang Horizontal



❖ Kesetimbangan Momen

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 & CW &= + \\ -R_C * 2.67 + F_H * 2'' &= 0 \\ R_C &= \frac{F_t * (2)}{2.67''} = \frac{152.975 * (2)}{2.67''} = 114.588 \text{ lbf}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_C &= 0 \longrightarrow CW = + \\ R_A * 2.67 - F_H * 0.56'' &= 0 \\ R_A &= \frac{F_t * (0.56)}{2.67''} = \frac{152.975 * (0.56)}{2.67''} = 32.084 \text{ lbf}\end{aligned}$$

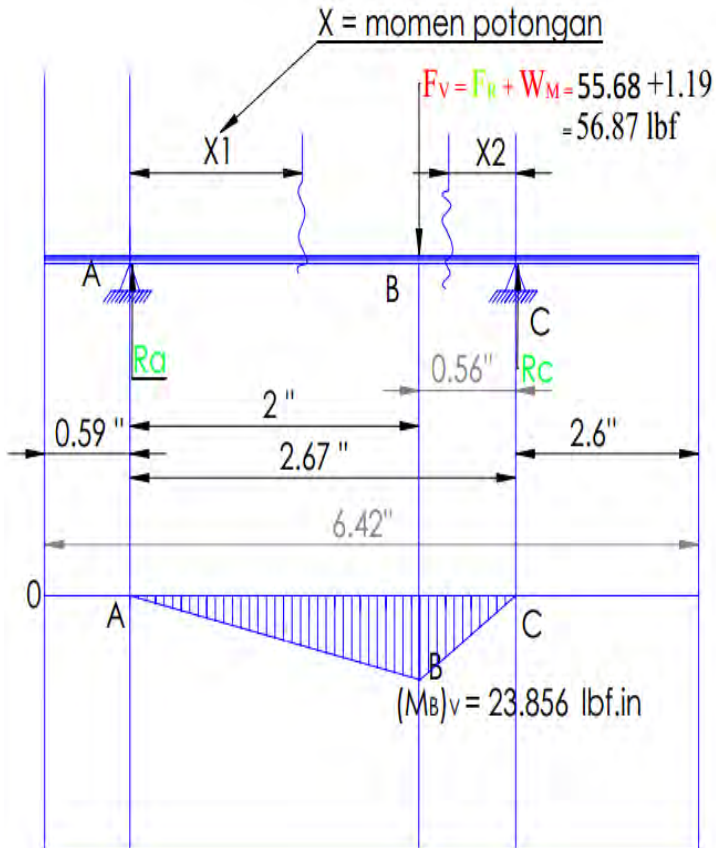
• Momen Potongan

A  $\longrightarrow$  B ;  $0 < X_1 < 2$   
 $M_B = R_A * X_1 = 25.668 \text{ lbf} * 2. \text{in}$   
 **$M_B = 64.17 \text{ lbf.in}$**   
 atau

• Momen Potongan

B  $\longrightarrow$  C ;  $0 < X_2 < 0.56$   
 $M_B = R_C * X_2 = 114.588 \text{ lbf} * 0.56. \text{in}$   
 **$(M_B)_H = 64.17 \text{ lbf.in}$**

## ❖ Bidang Vertikal



❖ Kesetimbangan Momen

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 & CW &= + \\ -R_C * 2.67 + F_V * 2'' &= 0 \\ R_C &= \frac{F_V * (2)}{2.67''} = \frac{56.87 * (2)}{2.67''} = 42.6 \text{ lbf}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_C &= 0 \longrightarrow CW = + \\ R_A * 2.67 - F_V * 0.56'' &= 0 \\ R_A &= \frac{F_V * (0.56)}{2.67''} = \frac{56.87 * (0.56)}{2.67''} = 11.9278 \text{ lbf}\end{aligned}$$

• Momen Potongan

$$\begin{aligned}A \longrightarrow B ; 0 < X_1 < 2 \\ M_B &= R_A * X_1 = 11.9278 * 2.\text{in} \\ \mathbf{M_B} &= \mathbf{23.856 \text{ lbf.in}}\end{aligned}$$

atau

• Momen Potongan

$$\begin{aligned}A \longrightarrow B ; 0 < X_1 < 2 \\ M_B &= R_C * X_2 = 42.6 * 0.56.\text{in} \\ \mathbf{(M_B)_V} &= \mathbf{23.856 \text{ lbf.in}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_B &= \sqrt{\{(M_B)_H\}^2 + \{(M_B)_V\}^2} \\ M_B &= \sqrt{\{(64.17 \text{ lbf.in})_H\}^2 + \{(23.856 \text{ lbf.in})_V\}^2} \\ M_B &= 68.461 \text{ lbf.in}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan material yang sama seperti pada poros *In-put* (Carrier) yaitu AISI 1020. Maka diameter poros pada setiap titik adalah sebagai berikut:

$$d_B = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[ \frac{2 * K_f * M_B}{S_e} + \frac{[3 * (K_{fs} * T_{in})]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_B = \left\{ \frac{16 * 1.6}{\pi} * \left[ \frac{2 * (1.7) * (68.461)}{27000} + \frac{[3 * ((1.5) * (433.63))]^{1/2}}{68000} \right] \right\}^{1/3}$$

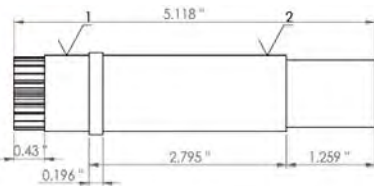
$$d_B = 0.434 \text{ inch} = 11.024 \text{ mm diameter aktual}$$

menyesuaikan diameter dalam *bearing* dan model desain sebesar 25mm.

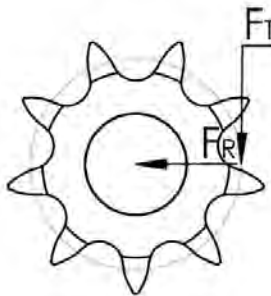
### Poros *Out-Put* akhir (final shaft)



Gambar 4.2.(n)  
(final shaft isometri)



Gambar 4.2.(o)  
(Dimensi final shaft)



Gambar 4.2.(p)  
( Free Body Diagram Sprocket )

Dengan meng asumsikan bahwa tidak ada disipasi energi mulai dari *engine* sampai pada poros multiguna *out-put* akhir (Final shaft) maka daya yang diberikan oleh *engine* adalah sama dengan daya yang diterima oleh poros multiguna *out-put* akhir (Final shaft) meliputi putaran maksimum dan torsi maksimum dimana:

$$N_{\max} = 3000 \text{ rpm}$$

$$T_{\max} = 49 \text{ N.M} = 433.63 \text{ lbf.in}$$

Dari FBD dan gambar di atas dapat digunakan untuk menghitung gaya-gaya yang bekerja pada *gear* meliputi Gaya tangensial ( $F_t$ ) dan gaya radial ( $R_r$ ) dimana daya mengalir dari middle shaft ke poros multiguna *out-put* akhir (Final shaft) :

$$T_{\text{in}} = T_{\max} = r_{\text{Sprocket}} * F_t$$

$$F_T = \frac{T_{\max}}{r_{\text{Sprocket}}} = \frac{433.63 \text{ lbf.in}}{0.85 \text{ in}} = 509.917 \text{ lbf}$$

$$F_R = F_T * \tan(45) = 509.917 \text{ lbf} * \tan(45) = 509.917 \text{ lbf}$$

Menghitung berat Sprocket ( $W_{\text{sprocket}}$ )

Diketahui:

$$\text{Volume} = 9603.964 \text{ mm}^3 = 9603.964 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

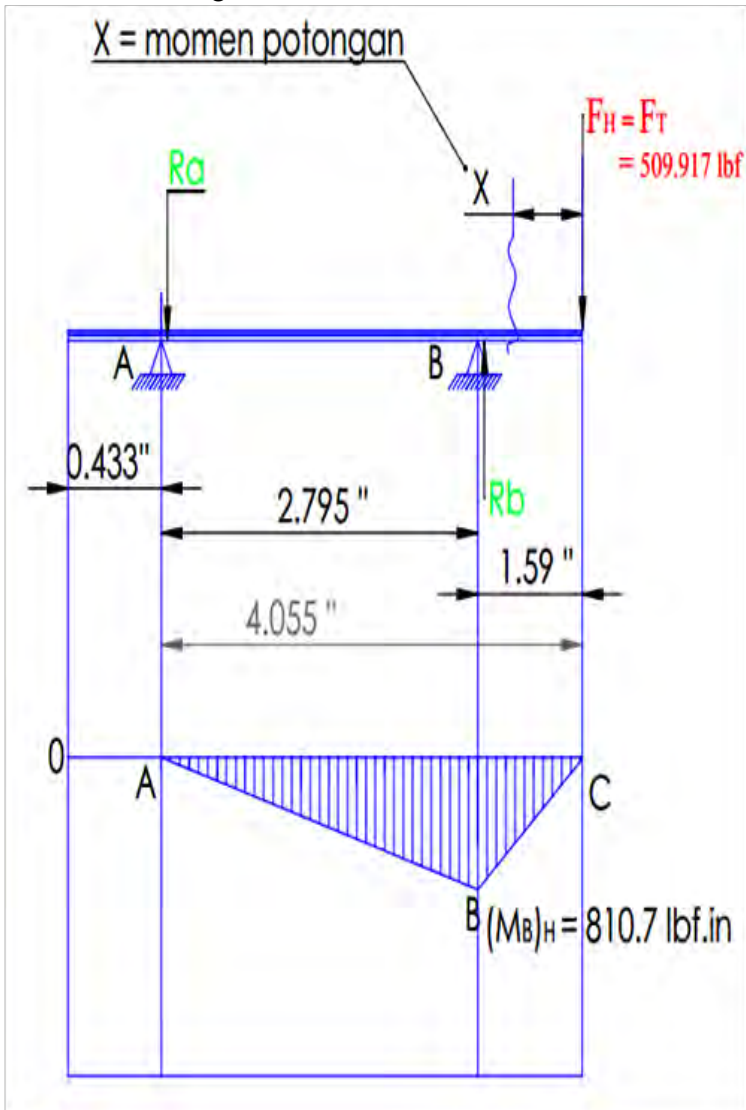
$$\text{Densitas material} = 7850 \text{ Kg/m}^3 \text{ (AISI 4340)}$$

$$(W_{\text{sprocket}}) = \text{Densitas} * \text{Volume} = 9603.964 \times 10^{-9} \text{ m}^3 * 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$(W_{\text{sprocket}}) = 0.075 \text{ Kg} = 0.075 \text{ Kg} * \frac{\text{lbf}}{\text{Kg}} = 0.166 \text{ lbf}$$



- Analisa statis poros out-put skunder (Final shaft)
  - ❖ Bidang Horizontal



❖ Kesetimbangan Momen

$$\sum M_A = 0 \quad CW = +$$

$$F_H * 4.055'' - R_B * 2.975'' = 0$$

$$R_B = \frac{F_H * (4.055)}{2.975''} = \frac{509.917 * (4.055)}{2.975''} = 695.03 \text{ lbf}$$

$$\sum M_B = 0 \longrightarrow CW = +$$

$$F_H * 1.59'' - R_A * 2.795'' = 0$$

$$R_A = \frac{F_H * (3.23)}{2.795''} = \frac{509.917 * (1.59)}{2.795''} = 290.08 \text{ lbf}$$

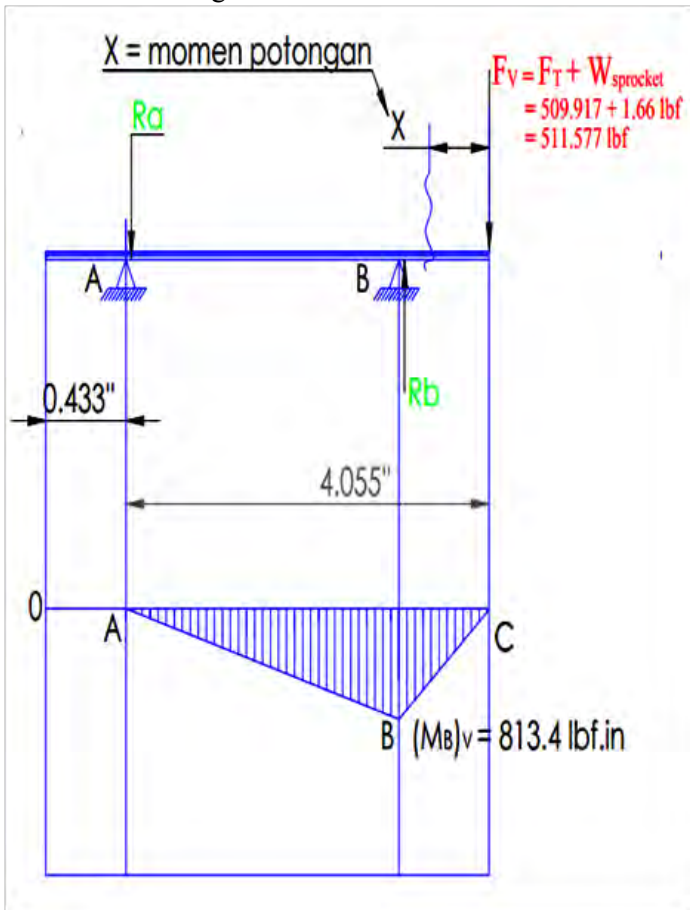
• Momen Potongan

$$A \longrightarrow B ; 0 < X_1 < 1.59''$$

$$M_B = F_H * X_1 = 509.917 \text{ lbf} * 1.59 \text{ in}$$

$$M_B = \mathbf{810.7 \text{ lbf.in}}$$

## ❖ Bidang Vertikal



❖ Kestimbangan Momen

$$\sum M_A = 0 \quad CW = +$$

$$F_V * 4.055'' - R_B * 2.795'' = 0$$

$$R_B = \frac{F_V * (4.055)}{2.795''} = \frac{511.577 * (4.055)}{2.795''} = 742.19 \text{ lbf}$$

$$\sum M_B = 0 \quad \longrightarrow \quad CW = +$$

$$F_V * 1.59'' - R_A * 2.795'' = 0$$

$$R_A = \frac{F_V * (3.23)}{2.795''} = \frac{511.577 * (1.59'')}{2.795''} = 191 \text{ lbf}$$

• Momen Potongan

A  $\longrightarrow$  B ;  $0 < X_1 < 1.59$

$$M_B = F_V * X_1 = 511.577 \text{ lbf} * 1.59 \text{ in}$$

$$\mathbf{M_B = 813.4 \text{ lbf.in}}$$

$$M_B = \sqrt{\{(M_B)_H\}^2 + \{(M_B)_V\}^2}$$

$$M_B = \sqrt{\{(810.7 \text{ lbf.in})_H\}^2 + \{(813.4 \text{ lbf.in})_V\}^2}$$

$$M_B = 1148.4 \text{ lbf.in}$$

Dengan menggunakan material yang sama seperti pada poros *In-put* (Carrier) yaitu AISI 1020. Maka diameter poros pada setiap titik adalah sebagai berikut:

$$d_B = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[ \frac{2 * K_f * M_B}{S_e} + \frac{[3 * (K_{fs} * T_{in})]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_B = \left\{ \frac{16 * 1.6}{\pi} * \left[ \frac{2 * (1.7) * (1148.4)}{27000} + \frac{[3 * ((1.5) * (433.63))]^{1/2}}{68000} \right] \right\}^{1/3}$$

$d_B = 1.05 \text{ inch} = 26.86 \text{ mm}$  diameter aktual menyesuaikan diameter dalam *bearing* dan model desain sebesar 25mm.

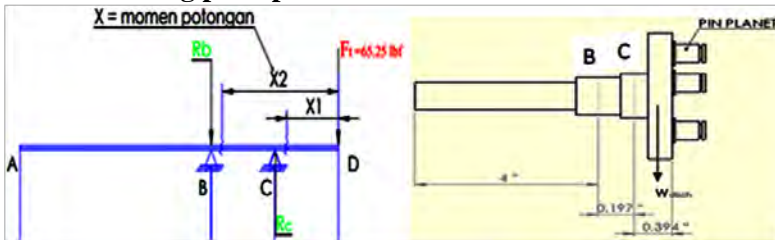
### 4.3 Pemilihan Bearing

*Bearing* adalah komponen penting dalam sistem *Drivetrain*. *Bearing* berfungsi untuk menjaga agar setiap komponen dapat bekerja pada konstrainnya. Adapun Pemilihan *bearing* didasarkan atas aspek fungsional dan *reliability*. Dalam sistem *Drivetrain* ini terdapat suatu mekanisme penting yang disebut mekanisme *switching* dimana untuk mendapatkan perubahan rasio, sebuah sinkromize harus melakukan sliding atau perpindahan kontak antara gigi satu dengan gigi berikutnya. Sinkromize ini dipasang pada poros dan poros ini disangga oleh *bearing*. Dari mekanisme tersebut kita dapat meng analisa sebuah fenomena yang terjadi pada sebuah *bearing*, dimana *bearing* tersebut disamping bekerja mendapatkan beban kontinyu kearah radial tetapi juga mendapatkan beban intermiten ke arah aksial. Beban ke arah aksial ini terjadi pada saat proses *switching*/perpindahan gigi. Maka pada mekanisme ini dipilihlah tipe needle roller *bearing double groove*. Namun karna ketersediaan *bearing* jenis ini sangat terbatas dan harganya juga sangat mahal maka bisa juga diganti dengan dua tipe ball *bearing* yang dipasang paralel. Penggantian ini tidak mempengaruhi kinerja dari sistem yang didukung oleh *bearing* tersebut.

### Perhitungan umur bearing

Perhitungan umur *bearing* ditujukan untuk mengetahui *bearing* mana yang menjadi *bearing* paling kritis atau cepat rusak. Metode perhitungan ini dikutip dari buku “ Machine Design “. Dalam perhitungan ini hanya menggunakan beban gaya radial dan mengabaikan gaya aksial karna gaya aksial dianggap sangat kecil. Beban gaya aksial dianggap sangat kecil karna pada sistem transmisi ini menggunakan roda gigi spur *gear* dan bukan roda gigi Helix.

## 1. Bearing pada poros carrier



Posisi Bearing	Jenis Bearing	Gaya Radial Horisontal	Gaya Radial Vertikal	Total Gaya Radial
B	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	867 lbf	3.29 lbf	867 lbf
C	(Ball Bearing) 6206 ID30 OD62	1300.89 lbf	6.15 lbf	1300.9 lbf

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (B) 6205 ID25 OD52 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 "Machine Design" dan ID = 25 didapat:

$$C_0 = 2390 \text{ lbf} \text{ dan } C = 3660 \text{ lbf}$$

Maka;  $P = V * F_R$   
 $P = 1 * 867 \text{ lbf}$   
 $P = 867 \text{ lbf}$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row  
 $N = 3000 \text{ rpm}$

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{867} \right\}^3 = 75,3 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{75,3 \times 10^6}{3000 * 60} \right\}^b = 418.3 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 418.3 = 2091.7 \text{ jam}$$

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (C) 6206 ID30 OD62 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 "Machine Design" dan ID = 30 didapat:

$$C_0 = 3340 \text{ lbf} \text{ dan } C = 4850 \text{ lbf}$$

Maka;  $P = V * F_R$   
 $P = 1 * 1300.9 \text{ lbf}$   
 $P = 1300.9 \text{ lbf}$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row  
 $N = 3000 \text{ rpm}$

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

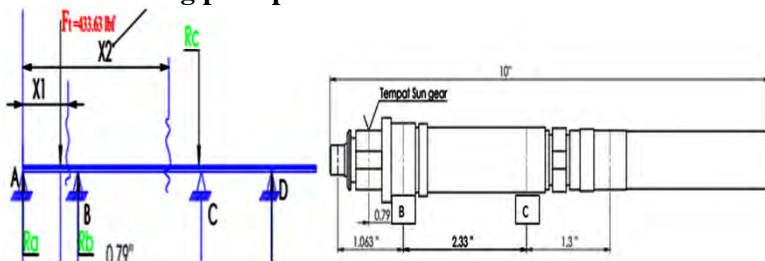
$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{4850}{1300.9} \right\}^3 = 51.9 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{51.9 \times 10^6}{3000 * 60} \right\}^b = 288.3 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 288.3 = 1441.7 \text{ jam}$$

## 2. Bearing pada poros sun shaft



Posisi Bearing	Jenis Bearing	Gaya Radial Horizontal	Gaya Radial Vertikal	Total Gaya Radial
B	(Ball Bearing) 61805 ID25 OD37	580.655 lbf	0.73 lbf	580.65 lbf
C	(Roller Bearing) HK 3516 ID35 OD42	147.025 lbf	6.08 lbf	147.02 lbf

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (B) 61805 ID25 OD37 TIC7 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 25 didapat:  
 $C_0 = 2390 \text{ lbf}$  dan  $C = 3660 \text{ lbf}$

Maka;  $P = V * F_R$   
 $P = 1 * 580.65 \text{ lbf}$   
 $P = 580.65 \text{ lbf}$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row  
 $N = 10744.2 \text{ rpm}$  dari rasio PGS

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{580.65} \right\}^3 = 250 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{250 \times 10^6}{10744.2 * 60} \right\}^b = 23309.1 \text{ jam}$$

Median life =  $5 * 23309.1 = 116545.5 \text{ jam}$

- ❖ Singgel row Roll *Bearing* posisi (C) HK 3516 ID35 OD42 TIC10 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 35 didapat:  
 $C_0 = 5370 \text{ lbf}$  dan  $C = 8830 \text{ lbf}$

Maka;  $P = V * F_R$   
 $P = 1 * 147.025 \text{ lbf}$   
 $P = 147.025 \text{ lbf}$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row  
 $N = 10744.2 \text{ rpm}$  dari rasio PGS

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{8830}{147.025} \right\}^3 = 216625 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

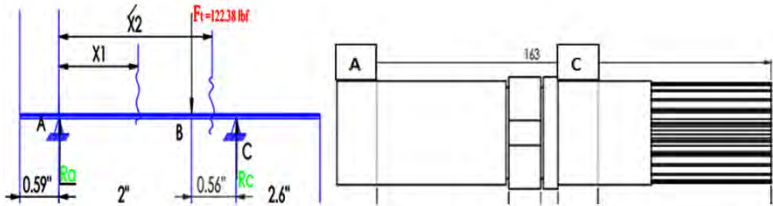
Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{216625 \times 10^6}{10744.2 * 60} \right\}^b = 336034 \text{ jam}$$

Median life =  $5 * 336034 = 1680169 \text{ jam}$



### 3. Bearing pada poros middle shaft



Posisi Bearing	Jenis Bearing	Gaya Radial Horizontal	Gaya Radial Vertikal	Total Gaya Radial
A	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	32.084 lbf	11.927 lbf	34.23 lbf
C	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	114.588 lbf	42.6 lbf	122.25 lbf

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (A) 6205 ID25 OD52 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 25 didapat:

$$C_0 = 2390 \text{ lbf} \text{ dan } C = 3660 \text{ lbf}$$

$$\text{Maka; } P = V * F_R$$

$$P = 1 * 34.23 \text{ lbf}$$

$$P = 34.23 \text{ lbf}$$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row

$$N = 5200.9 \text{ rpm dari rasio PGS}$$

dan rasio *gear* multi guna

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{34.23} \right\}^3 = 1222425.9 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{1222425.9 \times 10^6}{5200.9 * 60} \right\}^b = 3917327.7 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 3917327.7 = 19586863.5 \text{ jam}$$

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (C) 6205 ID25 OD52 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 25 didapat:

$$C_0 = 2390 \text{ lbf dan } C = 3660 \text{ lbf}$$

$$\text{Maka; } P = V * F_R$$

$$P = 1 * 122.25 \text{ lbf}$$

$$P = 122.25 \text{ lbf}$$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row

$N = 5200.9$  rpm dari rasio PGS dan rasio *gear* multi guna

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

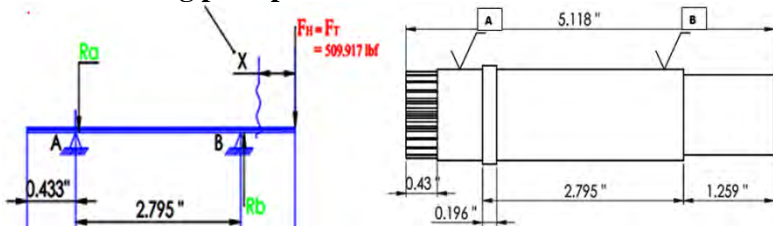
$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{122.25} \right\}^3 = 26834.7 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{26834.7 \times 10^6}{5200.9 * 60} \right\}^b = 85993.7 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 85993.7 = 429968.8 \text{ jam}$$

#### 4. Bearing pada poros final shaft



Posisi Bearing	Jenis Bearing	Gaya Radial Horisontal	Gaya Radial Vertikal	Total Gaya Radial
A	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	290.08lbf	291 lbf	410.88lbf
B	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	695.03 lbf	742.1 lbf	1016.75lbf

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (A) 6205 ID25 OD52 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 25 didapat:

$$C_0 = 2390 \text{ lbf dan } C = 3660 \text{ lbf}$$

Maka;  $P = V * F_R$

$$P = 1 * 410.88 \text{ lbf}$$

$$P = 410.88 \text{ lbf}$$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row

$N = 5200.9$  rpm dari rasio PGS dan rasio *gear* multi guna

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{410.88} \right\}^3 = 706.8 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{706.8 \times 10^6}{5200.9 * 60} \right\}^b = 2265 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 0.27 = 11325 \text{ jam}$$

- ❖ Singgel row Ball *Bearing* posisi (B) 6205 ID25 OD52 TIC15 dengan menggunakan tabel 9-2, halaman 476 “Machine Design” dan ID = 25 didapat:

$$C_0 = 2390 \text{ lbf dan } C = 3660 \text{ lbf}$$

Maka;  $P = V * F_R$

$$P = 1 * 1016.75 \text{ lbf}$$

$$P = 1016.75 \text{ lbf}$$

Dimana :  $V = 1$  untuk singgel row

$N = 5200.9$  rpm dari rasio PGS

dan rasio *gear* multiguna

Sehingga perhitungan umur *bearing* adalah :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^b = \left\{ \frac{3660}{1016.75} \right\}^3 = 64 \times 10^6 \text{ revolusi}$$

Atau

$$L_{10} = \left\{ \frac{\text{rev} \times 10^6}{N * 60} \right\}^b = \left\{ \frac{64 \times 10^6}{5200.9 * 60} \right\}^b = 205.13 \text{ jam}$$

$$\text{Median life} = 5 * 205.13 = 1025.65 \text{ jam}$$

## 5. Kesimpulan perhitungan umur bearing

❖ Pada poros carrier

Posisi Bearing	Jenis Bearing	L10	Median life
B	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	418.3 jam	2091.7 jam
C	(Ball Bearing) 6206 ID30 OD62	288.3 jam	1441.7 jam

❖ Pada poros

Posisi Bearing	Jenis Bearing	L10	Median life
B	(Ball Bearing) 61805 ID25 OD37	23309.1 jam	116545.5 jam
C	(Roller Bearing) HK 3516 ID35 OD42	336034 jam	1680169 jam

❖ Pada poros

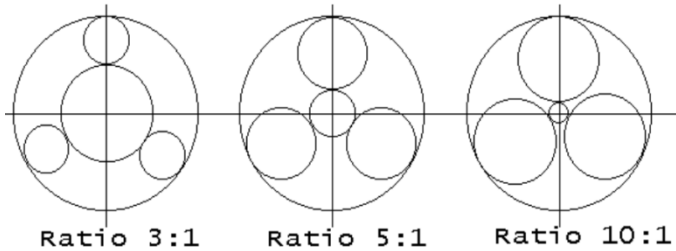
Posisi Bearing	Jenis Bearing	L10	Median life
A	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	3917327.7 jam	19586863.5 jam
C	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	85993.7 jam	429968.8 jam

❖ Pada poros

Posisi Bearing	Jenis Bearing	L10	Median life
A	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	0.27 jam	1.33 jam
B	(Ball Bearing) 6205 ID25 OD52	0.135 jam	0.673 jam

Kesimpulan dari hasil perhitungan *bearing* menunjukkan bahwa *bearing* yang mempunyai umur paling pendek adalah *bearing* yang dipasang pada poros final shaft dengan posisi (B).

#### 4.4 Analisa rasio



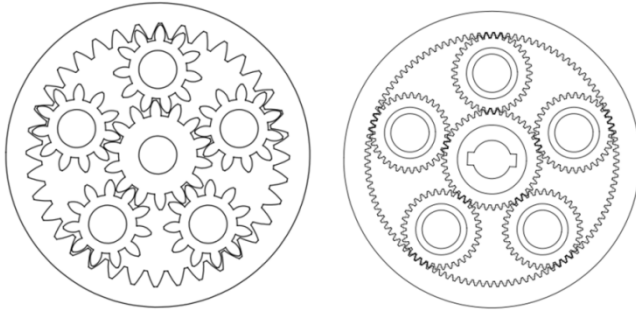
Gambar 4.2.a

(Rasio atas dasar pitch circle)

Persamaan umum perhitungan rasio atas dasar jari-jari pitch circle

$$\omega_{Sun} = \omega_{Carrier} \times \frac{R_{sun} + R_{Ring}}{R_{sun}}, \text{ in-input carrier dan out-put sun}$$

$$\omega_{Ring} = \omega_{Carrier} \times \frac{R_{sun} + R_{Ring}}{R_{Ring}}, \text{ in-input carrier dan out-put ring}$$



Persamaan umum perhitungan rasio atas dasar jumlah gigi gear

$$\omega_{Sun} = \omega_{Carrier} \times \frac{N_{sun} + N_{Ring}}{N_{sun}}, \text{ in-input carrier dan out-put sun}$$

$$\omega_{Ring} = \omega_{Carrier} \times \frac{N_{sun} + N_{Ring}}{N_{Ring}}, \text{ in-input carrier dan out-put ring}$$

Pada mekanisme *Planetary gear* yang kami usulkan dalam tugas akhir ini juga dirancang agar dapat memberikan mekanisme *direct drive* yaitu rasio 1:1.

#### 4.5 Analisa kekuatan roda gigi

Analisa kekuatan *gear* digunakan untuk mencari tebal gigi minimal agar mampu mendukung daya *engine*. Dalam perhitungan ini menggunakan standart AGMA 2001-D04. Perhitungan tebal gigi roda gigi didasarkan pada roda gigi yang paling kritis (paling mudah rusak). Jika diamati dalam satu kali siklus putaran maka roda gigi sun dan roda gigi ring berpotensi menjadi roda gigi kritis karna dalam setiap kali siklus putaran kedua gigi tersebut mendapatkan lima kali kontak dengan roda gigi planet untuk setiap giginya. Namun jika diamati dari aspek rasio dimana tabel rasionya adalah sebagai berikut:

<i>In-put</i>	Switch	<i>Out-Put</i>	Rasio	Keterangan
Carrier	Ring	Sun	$0.28 = \frac{1}{0.28} = 3.5814$	<i>Out-put</i> dipercepat 3.5814 kali
Carrier	Sun	Ring	$0.72 = \frac{1}{0.72} = 1.3889$	<i>Out-put</i> dipercepat 1.3889 kali

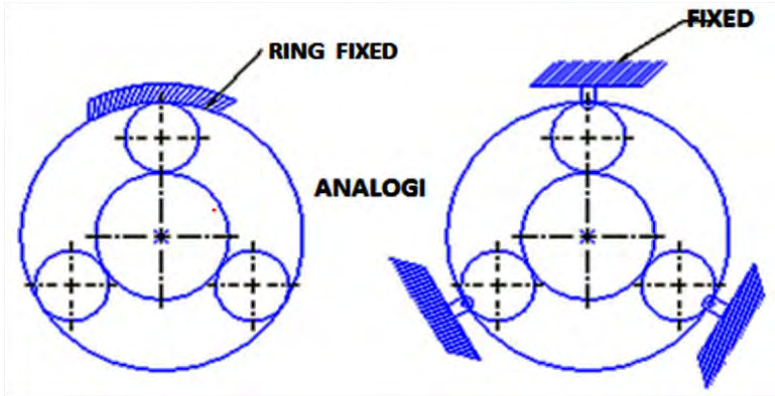
Tabel 4.5

(Tabel rasio dan kecepatan )

Tabel tersebut dapat digunakan sebagai pertimbangan bahwa roda gigi sun mengalami putaran yang paling banyak dengan kecepatan putaran paling tinggi. Jadi dari sini dapat di simpulkan bahwa roda gigi yang paling kritis adalah roda gigi sun, jika dibandingkan dengan roda gigi lainnya. Ketebalan roda gigi sun patut diperhitungkan agar mampu mendukung aliran daya dari *engine*. Analisa ini juga didasarkan pada asumsi dimana jenis material pada roda gigi sun, planet dan ring adalah satu jenis material yaitu VCN150 atau sama dengan AISI 4340 ini adalah material yang umum digunakan untuk *gear* dengan tugas berat yang memiliki ketangguhan tinggi dan ketahanan terhadap keausan. Material ini akan mempunyai kekerasan yang lebih tinggi lagi bila diberi perlakuan panas permukaan (surface heat

treatment) berupa induction hardening, nitriding, surface hardening.

Berdasarkan analisa roda gigi kritis yang telah dijelaskan di atas maka perhitungan tebal gigi dipilih pada kondisi On-road dengan analisa free body diagram sebagai berikut:



Gambar 3.2.2

(In-put pada carrier out-put pada sun fix pada ring)

Diketahui data dari *engine* adalah sebagai berikut:

Daya maksimum ( $P_{\max}$ ) = 18000 Watt = 24,13 HP

Pada putaran ( $N_{\max}$ ) = 3000

Parameter roda gigi:

$(N_t)_{\text{sun}}$  = 42

$(N_t)_{\text{planet}}$  = 33

$(N_t)_{\text{ring}}$  = 108

Material *gear* = VCN 150 atau AISI 4340

Modul = 0.9

Menentukan diameter pitch circle yang nantinya akan digunakan untuk merancang poros carier. diameter pitch circle digunakan untuk menentukan letak jari jari pin yang memegang roda gigi planet:

$$D = M * N_t \quad \text{dimana} \quad \begin{array}{l} D = \text{diameter pitch circle} \\ M = \text{modul (0.9)} \\ N_t = \text{jumlah roda gigi} \end{array}$$

$$D_{\text{sun}} = 0.9 * 42 = 37.8 \text{ mm} \rightarrow r_{\text{sun}} = 18.9 \text{ mm}$$

$$D_{\text{planet}} = 0.9 * 33 = 29.7 \text{ mm} \rightarrow r_{\text{planet}} = 14.85 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ring}} = 0.9 * 108 = 97.2 \text{ mm} \rightarrow r_{\text{ring}} = 48.36 \text{ mm}$$

Radius pin pada carrier adalah  $= r_{\text{sun}} + r_{\text{planet}} = 18.9 \text{ mm} + 14.85 \text{ mm} = 33.75 \text{ mm}$

$$\text{Radius pin carrier} = 33.75 \text{ mm} = 1.329 \text{ inch}$$

### Perhitungan kekuatan gigi gear terhadap momen bending.

Analisa kekuatan gear menggunakan metode AGMA yang dikutip dari buku "Mechanical Engineering Design".

Beberapa faktor yang mempengaruhi hasil analisa kekuatan roda gigi terhadap momen bending antara lain:

1.  $V_T$  = kecepatan translasi
  - ❖ Rasio  $= \frac{\omega_{\text{In-put}}}{\omega_{\text{Out-put}}} = \frac{\omega_{\text{carrier}}}{\omega_{\text{sun}}} = 0.28 \rightarrow \omega_{\text{sun}} = \frac{\omega_{\text{carrier}}}{0.28} = 10714.28 \text{ rpm}$
  - $\omega_{\text{sun}} = 10714.28 \text{ rpm} \times \frac{2 * \pi}{60} = 1122 \text{ rad/s}$
  - $V_T = \omega_{\text{sun}} * r_{\text{sun}} = 1122 \text{ rad/s} * 0.0189 \text{ m}$
  - $V_T = 21.21 \text{ m/s}$
2.  $K_v$  = *velocity factor* / faktor kecepatan . . . .  
(persm.14-28), (hal756)
  - ❖  $Q_v$  = *quality factor*, gear dibuat dengan hobbing maka diambil harga  $Q_v = 8$

Dari persm (14-27), hal ( 756)



$$\begin{aligned} \diamond B &= 0.25 * (12 - Q_V)^{2/3} \\ &= 0.25 * (12 - 8)^{2/3} \\ &= 0.63 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \diamond A &= 50 + 56 * (1 - B) \\ &= 50 + 56 * (1 - 0.63) \\ &= 70.72 \dots (\text{persm.14-27}), (\text{hal756}) \end{aligned}$$

$$K_V = \left( \frac{A + \sqrt{200 * V_T}}{A} \right) = \left( \frac{70.72 + \sqrt{200 * 21.21 \text{ m/s}}}{70.72} \right)$$

$$K_V = 5.24$$

3.  $K_S$  = *size factor* / faktor ukuran berdasarkan anjuran AGMA harga  $K_S = 1$

$$K_S = 1$$

4.  $K_m = K_H$  = *load ditribution factor* / faktor distribusi beban (persm14-30), (hal759).

- $C_{mc} = 0.8$ , karna ujung gigi *gear* di beri chamfer/ crown.

- Dengan syarat kecukupan pasangan dan pinion dari buku sigley's edisi-6 halaman 541 " Adequacy Assesment for spur and helical *gear* mases" sebagai berikut:

$$= \frac{3\pi}{P_d = \text{Diametral pith}} < b < \frac{5\pi}{P_d = \text{Diametral pith}}$$

$$= 3 * \pi * M_{\text{modul}} < b < 5 * \pi * M_{\text{modul}}$$

$$= 8.5 \text{ mm} < b < 14.14 \text{ mm}$$

$$= 0.335 \text{ inch} < b < 0.557 \text{ inch} \rightarrow \text{diambil harga estimasi } F = 0.557 \text{ inch}$$

$$\diamond C_{Pf} = \left[ \frac{F_{\text{tebal gear, (inc h)}}}{10 * d_{\text{pinion, (inc h)}}} \right] - [0.025]$$

$$= \left[ \frac{0.557}{10 * 1.488} \right] - [0.025]$$

$$C_{Pf} = 0.012428$$

❖  $C_{PM} = 1$ , karna gear dipasang dengan posisi straddle mounted

❖  $C_{ma}$  = Dari tabel 14-9 empirical constanta halaman 760. Dimana gear

Dikerjakan dengan hobbing maka kualitas pengerjaan diilih “precision, enclosed unit”

**Table 14-9**  
Empirical Constants  
A, B, and C for  
Eq. (14-34), Face  
Width  $F$  in Inches\*  
Source: ANSI/AGMA  
2001-D04.

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Commercial, enclosed units	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Precision, enclosed units	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Extraprecision enclosed gear units	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

\*See ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, for SI formulation.

Didaptkan harga

$$A = 0.127$$

$$B = 0.0158$$

$$C = -0.930 \times 10^{-4}$$

Dengan harga estimasi  $F = -0.930 \times 10^{-4}$  inch. Maka harga  $C_{ma}$  adalah :

$$C_{ma} = A + B * F + C * F^2$$

$$C_{ma} = 0.127 + (0.0158) * (0.557) + (-0.930 \times 10^{-4}) * (-0.930 \times 10^{-4})^2$$

$$C_{ma} = 0.1358$$

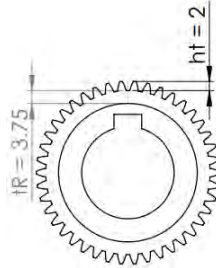
❖  $C_e = 0.8$ , untuk gear yang disetting lagi pada saat assembly untuk mendapatkan kesesuaian atau kompatibiliti yang lebih baik

$$K_m = K_H = 1 + C_{mc} [(CPF * CPM) + (Cma * Ce)]$$

$$K_m = K_H = 1 + 0.8 [(0.012 * 1) + (0.1538 * 0.8)]$$

$$K_m = K_H = 1.096$$

5.  $K_B = \text{Rim ticknes factor/ faktor lingkaran pelek dari figur (14-16), halaman(764)}$



$$\diamond m_B = \frac{t_R}{t_t} = \frac{3.75}{2} = 2.6 \rightarrow$$

$$K_B = 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B}$$

$$K_B = 0.238$$

6.  $K_o = 2.25$ , *over load factor* dari tabel *over load* halaman (766-767). Dengan asumsi

“heavy shock load and power source”

7.  $J =$  Geometri faktor, ditentukan dengan menggunakan figur 14-6 dan atas dasar:

$$N_{T, \text{pinion}} = N_{T, \text{planet}} = 33$$

$$N_{T, \text{Gearc}} = N_{T, \text{sun}} = 42$$

$$J = 0.34$$

8.  $S_f = 1.6$ , *Safety factor* / keamanan yang umum dipakai pada mesin automotif

9.  $K_T = 1$ , karena sistem transmisi bekerja pada temperatur dibawah  $121.26^{\circ}\text{c}$

10.  $K_R =$  *Reliability factor* adalah angka keandalan mesin dan pahat hobbing untuk membuat produk *gear* dalam jumlah tertentu.

Reliabiliti dihitung dengan cara:

$$P_{\text{failur}} = \frac{\text{Produk gagal}}{\text{Total Produk yang dibuat}} = \frac{6}{1000} = 0.006$$

$$R_{\text{Reliability}} = 1 - P_{\text{failur}} = 1 - 0.006 = 0.994$$

Sehingga

$$K_R = 0.50 - 0.109 \ln(1 - R)$$

$$= 0.50 - 0.109 \ln(1 - 0.994)$$

$$K_R = 1.3086$$

11.  $Y_N =$  *Stress Cycle factor*, faktor siklus beban ditentukan atas dasar kekerasan material

VCN150 yaitu 180 BHN sehingga didapatkan harga  $Y_N$  dari figur 14-14, Halaman 763. Dan dengan menggunakan angka siklus pembebanan =  $10^7$

Angka ini didasarkan pada asumsi “ Contact stress fatigue ”. namun pada kondisi aktualnya nilai  $Y_N$  ditentukan atas dasar putaran aktual maksimal pada pinion/ planet *gear*, dimana putaran aktualnya adalah

$$\omega_{sun} = \frac{V_T}{R_{sun}} = \frac{21.21m/s}{0.0189m} = 1122.22$$

rad/s dengan satuan puluhan ribu, maka siklus stress faktor diambil  $10^4$ . dari siklus stress faktor =  $10^4$

Dan kekerasan material = 180 BHN dan dengan menggunakan figur 14-14

Maka didapat harga  $Y_N = 2$

$$Y_N = 2$$

12.  $S_t$  = Allowable bending stress number . . .figur(14-4), halaman(748)

Dengan menggunakan persamaan standart internasional yang didasarkan pada material *GRADE* – 1.

$$S_t = 0.594 (\text{BHN}) + 87760 \text{ kpa}$$

$$= 0.594 (180) + 87760$$

$$S_t = 87866.92 \text{ kpa}$$

Tebal gigi *gear* terhadap momen bending dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_B \text{ all} \geq W^t * K_o * K_V * K_S * \frac{1}{b * M} * \frac{(K_m = K_H) * K_B}{Y_J = J}$$

$$\frac{S_t * Y_N}{S_f * K_T * K_R} \geq F_s * K_o * K_V * K_S * \frac{K_m * K_B}{M_{modul} * J} * \frac{1}{b}$$

$$\frac{(87866.92) \cdot (2)}{(1.6) \cdot (1) \cdot (1.308)} \cong (145) \cdot (2.25) \cdot (5.24) \cdot (1) \cdot \frac{(1.096) \cdot (0.238)}{(0.0009) \cdot (0.34)} \cdot \frac{1}{b}$$

$$104963.3505 \cong \frac{1457296.4}{b}$$

$$b \cong 13.884 \text{ mm}$$

### Perhitungan kekuatan gigi gear terhadap gaya kontak

Beberapa faktor yang mempengaruhi analisa perhitungan kekuatan gigi gear terhadap gaya kontak antara lain:

1.  $C_p$  = *Elastic coeficient factro*/ faktor kelenturan material . . . .persm(14-13),

Tabel (14-8), halaman (744, 757)

❖ Karna material pinion dan gear adalah sama maka  $E_p$  dan  $E_G$  bisa didapat

Dari tabel A-5 :

$$E_p = 207 \rightarrow$$

$$v_{poison \text{ rasio pinion}} = 0.292$$

$$E_G = 207$$

$$\rightarrow v_{poison \text{ rasio gear}} = 0.292$$

$$C_p = \left\{ \frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1-0.292^2}{207 \cdot 10^6} \right) + \left( \frac{1-0.292^2}{207 \cdot 10^6} \right) \right]} \right\}^{1/2}$$

$$C_p = 6001.33$$

2.  $C_f$  = *Correction factor*/ faktor koreksi dimana AGMA menganjurkan  $C_f=1$ ,

Untuk spur gear.

$$C_f = 1$$

3.  $I$  =  $Z_1$  = *Geometri factor*/ faktor bentuk gigi gear persm(14-23)

halaman (755).

$$❖ m_G = \frac{Nt_{Gear}}{Nt_{Pinion}} = \frac{Nt_{sun}}{Nt_{planet}} = \frac{42}{33} = 1.273$$

❖  $m_N = 1$ , anjuran dari AGMA untuk spur gear.

$$I = \frac{(\cos \Phi) * (\sin \Phi)}{2(m_N)} \times \frac{m_G}{m_G + (1)} = \frac{(\cos 20) * (\sin 20)}{2(1)} \times \frac{1.273}{1.273 + (1)}$$

$$I = 0.09$$

4.  $C_H$  = *Hardness ratio factor*/ faktor perbandingan kekerasan hardness antara

pinion dengan *Gear*. Berdasarkan rekomendasi AGMA jika:

$$\frac{HB_{pinion}}{HB_{gear}} < 1.2 \text{ maka gunakan } C_H = 1,$$

karna material pinion sama dengan *gear*.

5.  $Z_N$  = 1.5, *Stress siklus factor*/ faktor siklus pembebanan. . . . .figur (14-15)

Karna kondisi kerja pinion tidak sampai mencapai angka siklus  $10^7$  tapi hanya sampai  $10^4$  maka didapatkan harga  $Z_N = 1.5$

6.  $S_C$  = *Alloable stress factor* . . . . .tabel (14-6), halaman (780)

Menggunakan material GRADE-1

$$S_C = 2.22 (HB) + 237000 \text{ kpa}$$

$$S_C = 2.22 (180) + 237000 \text{ kpa}$$

$$S_C = 237399.6 \text{ kpa}$$

7.  $S_H$  =  $S_f = 1.6$ , *safety factor*/ faktor keamanan

Tebal gigi *gear* terhadap momen bending dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{C,all} \geq Z_E * \sqrt{\left[ (Wt) * (K_o) * (K_V) * (K_S) * \left[ \frac{K_H}{d_w \text{ diametral}} * \frac{Z_R}{Z_I} \right] \right]}$$

$$\frac{S_C * Z_N * C_H}{S_f * K_T * K_R} \geq CP * \sqrt{\left[ (F_S) * (K_o) * (K_V) * (K_S) * \left[ \frac{K_m}{M_{modul}} * \frac{C_f}{I} \right] \right]}$$

$$\frac{S_C * Z_N * C_H}{S_f * K_T * K_R} \geq CP * \sqrt{\left[ (F_S) * (K_o) * (K_V) * (K_S) * \left[ \frac{K_m * M}{b} * \frac{C_f}{I} \right] \right]}$$

$$\frac{(2373.6) * (1.5) * (1)}{(1.6) * (1) * (1.3086)} \geq \frac{6001.33 * \sqrt{[(145) * (2.25) * (5.24) * (1) * \left[\frac{(1.096) * (0.9)}{b} * \frac{(1)}{0.09}\right]]}}{6001.33}$$

$$170076.5131 \geq 6001.33 * \sqrt{18736.668 * \left(\frac{1}{b}\right)}$$

$$\left(\frac{170076.5131}{6001.33}\right)^2 \geq 18736.668 * \frac{1}{b}$$

$$b \geq \frac{18736.668}{803.144}$$

$$b \geq 23.3 \text{ mm}$$

**(Halaman ini sengaja dikosongkan)**



## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1. Kesimpulan**

Dari hasil perancangan sistem transmisi multiguna didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Didapatkan rancangan model Transmisi multiguna yang memiliki kemampuan sesuai dengan persyaratan desain.
2. Model sistem Transmisi multiguna menggunakan sistem *Planetary gear* sistem untuk pengalihan daya dan sistem *sincromize* untuk perubahan rasio pada kondisi kerja.
3. Model transmisi mampu menyalurkan daya 18 kW, Torsi 49 N.m, Pada putaran maksimal 3000 rpm .
4. Didapatkan rancangan detail engineering drawing .
5. Kelebihan rancangan adalah memberikan kemudahan dalam hal *splitting* daya dan perpindahan kondisi kerja
6. Kelemahan rancangan adalah menggunakan komponen yang cukup banyak sehingga memerlukan proses *masining* yang cukup banyak dan konsekwensinya adalah biaya produksinya menjadi lebih tinggi.

#### **5.2 Saran**

1. Perlu dilakukan analisa lebih lanjut tentang kekuatan *sincromize*
2. Perlu dilakukan analisa proses produksi agar didapatkan proses produksi dengan biaya yang lebih murah. Sistem pelumasan perlu dilakukan analisa lagi.

## DAFTAR PUSTAKA

Naunheimer Harald, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. Second Edition London. Newyork.

Richard G Budynas and J Keith Nisbett “ **Mechanical Engineering Design**” ninth edition (Shigley’s).

Aaron d deutschman, “ **Machine Design**” international edition.

Sutantra, I Nyoman. Juni 2001. **Teknologi Otomotif (Teori Dan Aplikasinya)**. Jurusan Teknik Mesin-Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Surabaya  
 J.Gill, C.Eng. M.I.Mech.E, “ *Epicyclic gear* theoretical concideration “ 1992 .

www. planetary freebodi diagram.com.

<http://aerians.blogspot.com/2010/09/transmisi-manual-sebuah-transmisi.html>.



Muchammad Jamil, lahir di kota jombang jawa timur pada tanggal 06 desember 1985 putera dari Muchtarom, S. Ag. Dan Ainun Chasanah, A. MD. Penulis merupakan putera pertama dari empat bersaudara. Memulai pendidikan dasar di Madrasa Ibtidaiyah Nurul Huda Jombang, Penulis melanjutkan pendidikan tingkat pertama di

Madrasah Tsanawiyah AL-Ihsan Jombang, pada tahun 2001 penulis melanjutkan Pendidikan di SMK 10 Nopember Jombang. Pada tahun 2005 penulis melanjutkan pendidikan diploma jurusan Teknik Permesinan Kapal di Politeknik Perkapalan negeri Surabaya – Institut Teknologi Sepuluh Nopember dan lulus pada tahun 2008. Penulis yang mempunyai hobi olah kreatifitas karya cipta mekanisme permesinan melanjutkan pendidikan di Institut teknologi Sepuluh Nopember jurusan Teknik Mesin. Penulis menyelesaikan program sarjana pada tahun 2014.

